

Prensa isostática de vasos gêmeos: projeto

(Twin vessel isostatic press: design)

C. A. Fortulan, M. P. G. Pedroso, L. A. Penazzi, B. M. Purquerio

Escola de Engenharia de S. Carlos - USP, Av. Trabalhador São-carlense 400, S. Carlos, SP 13566-590
cfortula@sc.usp.br, marcos.paulo.pedroso@usp.br

Resumo

O projeto e a fabricação de uma prensa isostática wetbag com dois vasos de diferentes capacidades volumétricas são apresentados. A prensa isostática, amplamente utilizada na conformação de cerâmicas técnicas desde o início do século passado ainda representa importante equipamento laboratorial, onde são requeridas pressões de até 500 MPa. As maiores dificuldades dos usuários destes equipamentos estão na operação e manutenção. Este trabalho apresenta o projeto de uma prensa com dois diferentes vasos em termos de capacidade volumétrica, assim, em função das dimensões das amostras em processo é possível realizar a seleção apropriada de um vaso ou dos dois vasos simultaneamente. Foi escolhida a pressão hidrostática de 210 MPa e projetados dois vasos de diâmetros internos de 95 mm e 55 mm com fechamentos da tampa por clover leaf e por rosca, respectivamente. O resultado obtido é um equipamento compacto, seguro, econômico e de manutenção otimizada, que acelera o processo e a produção de corpos de prova.

Palavras-chave: prensa isostática, vaso de pressão gêmeo, projeto.

Abstract

Design and manufacturing of an isostatic press wetbag with two vessels of different volumetric capacities are presented. The isostatic press, widely applied in the forming of ceramic techniques since the beginning of the last century, is still an important laboratory equipment which is required when pressures are up to 500 MPa. The greatest difficulties of the researchers related to these equipments are in operation and maintenance. This paper presents the design of an isostatic press with two different vessels in terms of volumetric capacity, thus depending on the size of the samples in the process, making possible the selection of a suitable vessel or two vessels simultaneously. Hydrostatic pressure of 210 MPa was selected and designed two vessels of internal diameters of 95 mm and 55 mm with clover leaf and threaded lid locks, respectively. A compact, safe, economical and optimized maintenance equipment that accelerates the process and production of test specimens was obtained.

Keywords: isostatic press, twin pressure vessel design.

INTRODUÇÃO

A prensagem isostática é um processo de conformação e compactação de pós utilizado há cerca de um século. Baseado na pressurização hidráulica em alta pressão que age simultaneamente em todas as direções, resulta em peças com alto nível de uniformidade de compactação, fazendo deste processo uma referência na conformação de corpos de prova cerâmicos em pesquisas científicas. A prensagem isostática também é aplicada como processo coadjuvante na compactação de peças previamente conformadas por outras técnicas. Variações nos projetos de prensas, peças e moldes podem diminuir o efeito isostático da conformação.

O princípio do processo consiste na compressão hidráulica em todas as direções de um molde flexível (elastomérico) cuja cavidade é preenchida com pós e posteriormente selada (estanque), a Fig. 1 ilustra um corte seccional do vaso com o molde preenchido.

Pressões na ordem de 70 a 500 MPa são praticadas. A prensagem isostática é particularmente aplicada a produtos que apresentam formas cilíndricas. Vazios

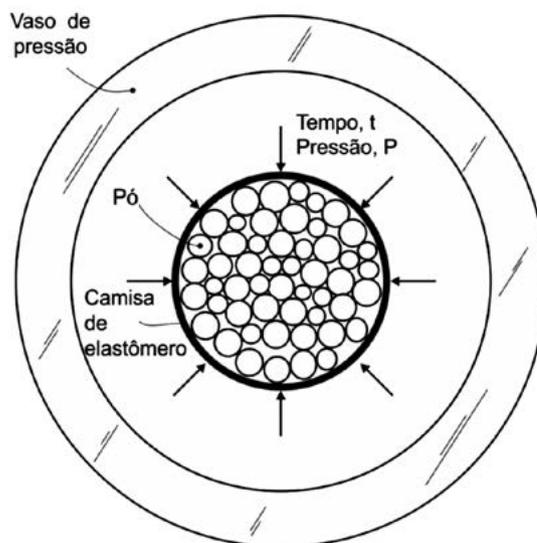


Figura 1: Ilustração esquemática do corte seccional de um vaso de pressão com molde preenchido.

[Figure 1: Schematic illustration of cross section of a pressure vessel with filled mold.]

internos podem ser obtidos com a adição de um núcleo metálico dentro do molde elastomérico. Tais núcleos podem apresentar roscas e escalonamentos no diâmetro, cujos detalhes são transferidos para os produtos. Já a superfície externa, dependendo do produto, pode receber acabamento por usinagem ainda à verde ou após a sinterização [1, 2].

Variações na concepção de prensas isostáticas foram desenvolvidas, sendo que as principais são agrupadas em: *cold isostatic presses* (prensas isostáticas em temperatura ambiente), *warm isostatic presses* (prensas isostáticas cujo fluido opera em temperaturas próximas de 150 °C para consolidação de multicamadas de *tape casting*) e *hot isostatic presses* onde a peça em conformação pode estar concomitantemente na temperatura de sinterização. As *cold isostatic presses* são ainda subdivididas em dois grupos: *wet bag*, quando o operador tem contato com o fluido em cada alimentação e descarga dos moldes e *dry bag*, quando o operador não entra em contato com o fluido, pois a tampa do molde é a própria tampa do vaso sendo aplicada na produção seriada e automatizada.

O projeto do vaso de pressão associado com o sistema de seu fechamento e trava da tampa tem sua decisão baseada no compromisso entre: material, dimensão, segurança, operação, custo, manufatura e manutenção. A vida de um vaso de pressão deve ser considerada dentro do regime dinâmico e por estar submetido a pressões perto do limite de resistência dos materiais deve ter a previsão de falhas muito assegurada e controlada. Os principais sistemas utilizados para fechamento e trava da tampa são baseados em: rosca (Fig. 2a); rosca seccionada que tem a operação facilitada, porém exige maiores dimensões de vaso e tampa (Fig. 2b); pino trava, onde a usinagem do furo transversal

exige precisão e também maiores dimensões de vaso e da tampa (Fig. 2c); grampo onde uma estrutura externa suporta as cargas, neste caso tanto o vaso quanto a tampa tem dimensões reduzidas, porém, a máquina tem o tamanho aumentado devido à presença da estrutura externa que, para algumas operações de automatização, se torna uma opção atrativa, grampo em “O” (Fig. 2d) e em “C” (Fig. 2e).

Este trabalho objetiva o projeto de uma prensa isostática *wet bag* capaz de operar dois diferentes vasos em termos de capacidade volumétrica com pressão hidrostática de até 210 MPa, com operação discreta ou simultânea. Foram projetados estaticamente e verificados à fadiga dois vasos de diâmetros internos de 95 mm e 55 mm com fechamento das tampas pelo sistema *clover leaf* e por rosca, respectivamente.

MATERIAIS E MÉTODOS

Conceito

Uma prensa com duplo vaso, de capacidades volumétricas diferentes, 1500 mL e 380 mL e uma única bomba de compressão, é apresentada pela Fig. 3a com o diagrama hidráulico mostrado pela Fig. 3b. Para o vaso de \varnothing_i 95 mm foi selecionado o sistema de fechamento de engate rápido tipo *clover leaf*, que nas dimensões escolhidas para o vaso tem manufatura simplificada; já para o vaso de \varnothing_i 55 mm foi utilizado o fechamento por rosca pois a manufatura neste diâmetro torna a opção *clover leaf* dificultada e o número de voltas para as operações de fechamento e abertura não foi considerado excessivo. A Fig. 4 mostra os dois sistemas escolhidos.

Para a fabricação dos vasos selecionou-se o aço AISI 4340 devido a sua elevada tensão de escoamento e elevada tenacidade de fratura. Os blocos maciços e forjados foram fornecidos pela Açofran Aço e Metais Ltda., (Tabela I) com ensaio de ultrassom segundo norma ASTM A388/98.

Os vasos e as tampas foram usinados com sobre material de 1 mm nas superfícies funcionais, foram tratados termicamente para melhoria das propriedades mecânicas e finalmente receberam usinagem de acabamento nas superfícies funcionais. O tratamento térmico adotado foi a têmpera a 845 °C em óleo, seguida de duplo revenimento a 425 °C, o segundo revenimento teve a finalidade de diminuir a quantidade de austenita retida, o que garante estabilização dimensional e melhoria da tenacidade de fratura, já que a austenita retida pode se transformar em martensita com o tempo causando mudanças dimensionais e fragilização [3]. As propriedades mínimas requeridas com o tratamento são $\sigma_{esc} = 1475$ MPa, $\sigma_{rt} = 1595$ MPa e $K_{IC} = 89$ MPa.m^{1/2} e foram adotadas para o projeto [4, 5].

A verificação dos esforços foi dividida em duas partes: primeiramente foi verificada a região cilíndrica dos vasos onde ocorre à pressurização e depois foi verificada a região superior de cada vaso, local do sistema de travamento. As duas regiões foram verificadas tanto estática quanto dinamicamente. Na verificação estática, segundo recomendação de Ashby (1992) [1] foi adotado fator de segurança N_s maior ou igual a 2, para

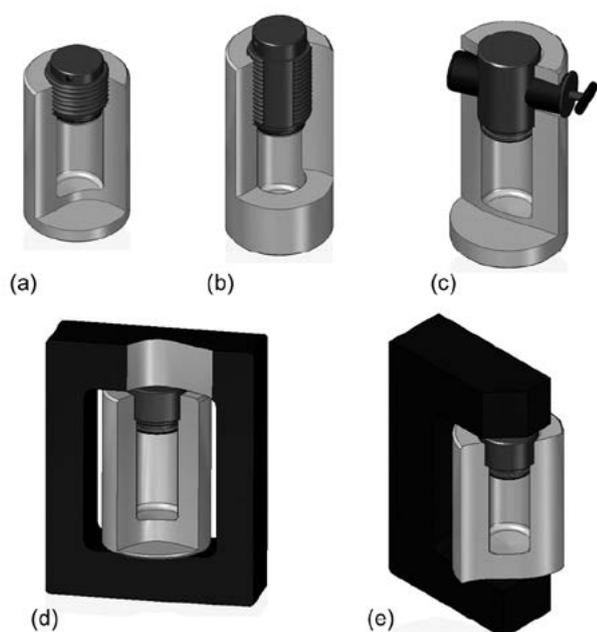


Figura 2: Sistemas de fechamento e trava do vaso em prensas isostáticas.

[Figure 2: Closure and lock system of a vessel in isostatic presses.]

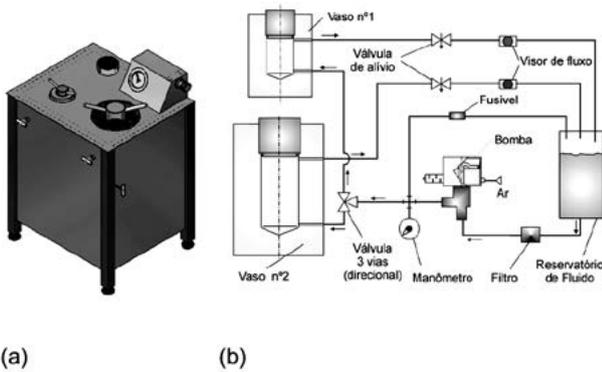


Figura 3: Prensa de vasos gêmeos: (a) protótipo virtual e (b) diagrama hidráulico.
 [Figure 3: Twin vessel press: (a) virtual prototype and (b) hydraulic diagram.]

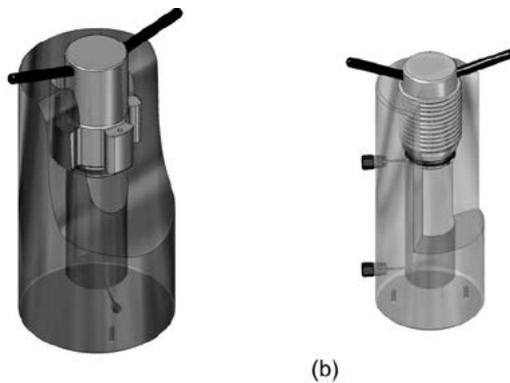


Figura 4: Projeto conceitual e virtual dos vasos: (a) fechamento pelo sistema clover leaf e (b) fechamento pelo sistema de rosca.
 [Figure 4: Conceptual and virtual design of the vessels: (a) clover leaf lock system and (b) thread lock system.]

Tabela I - Composição química do aço AISI 4340 RD, massa %.

[Table I - Chemical composition of AISI 4340 RD steel, mass %.]

| C | Si | Mn | P | S | Cr | Mo | Al | Cu | Ni |
|------|------|------|-------|-------|------|------|-------|------|------|
| 0,38 | 0,29 | 0,74 | 0,014 | 0,024 | 0,72 | 0,26 | 0,036 | 0,20 | 1,66 |

a verificação dinâmica com vida infinita foi adotado o fator de segurança N_d maior ou igual a 1,2.

Verificação estática da região de pressurização

Nas regiões cilíndricas pressurizadas foram utilizadas as equações de tensões axissimétricas em coordenadas cilíndricas, que são as equações governantes para vasos de pressão cilíndricos de paredes espessas fechados nas extremidades. Tomando um elemento diferencial, como exemplificado na Fig. 5a e fazendo considerações sobre deslocamentos e equilíbrio de forças tem-se as expressões para cada componente de tensão, representadas pelas equações (A), (B) e (C):

$$\sigma_r = \frac{1}{b^2 - a^2} \cdot [(p_a \cdot a^2 - p_b \cdot b^2) - \frac{a^2 \cdot b^2}{r^2} \cdot (p_a - p_b)] \quad (A)$$

$$\sigma_\theta = \frac{1}{b^2 - a^2} \cdot [(p_a \cdot a^2 - p_b \cdot b^2) + \frac{a^2 \cdot b^2}{r^2} \cdot (p_a - p_b)] \quad (B)$$

$$\sigma_z = \frac{1}{b^2 - a^2} \cdot (a^2 \cdot p_a - b^2 \cdot p_b) \quad (C)$$

onde: σ_r , σ_θ e σ_z são as componentes de tensão radial, tangencial e axial respectivamente; p_a e p_b são os valores de pressões na superfície interna e externa respectivamente; a é raio interno, b é o raio externo e r é a distância radial desejada.

No caso de cilindros submetidos apenas à pressão interna ($p_b = 0$), calculando as tensões máximas ($r = a$), as equações (A), (B) e (C) são convertidas segundo as equações (D), (E) e (F). A Fig. 5b ilustra a distribuição das tensões ao longo da parede do cilindro, para esta situação.

$$\sigma_\theta = -p_a \quad (D)$$

$$\sigma_\theta = \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \cdot p_a \quad (E)$$

$$\sigma_z = \frac{a^2}{b^2 - a^2} \cdot p_a \quad (F)$$

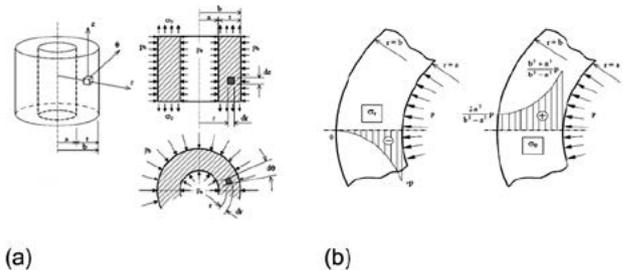


Figura 5: Cilindros de paredes espessas: (a) tensões axissimétricas e (b) variação das tensões ao longo da parede do cilindro [6].

[Figure 5: Thick-walled cylinders: (a) axisymmetric stress and (b) stress variation along the wall of the cylinder.]

O critério da energia de distorção (von Mises) foi selecionado para a combinação das três componentes de tensão para o aço AISI 4340 gerando uma tensão de confronto, ou equivalente a um estado puro de tração. Como as tensões em coordenadas cilíndricas são as próprias tensões principais, a tensão de von Mises pode ser escrita conforme expressa a equação (G) [7]:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2}{2}} \quad (G)$$

O fator de segurança estático é expresso pela Equação

(H) e representa a razão entre a tensão de escoamento e a tensão de von Mises:

$$N_e = \frac{\sigma_{esc}}{\sigma_{VM}} \geq 2 \quad (H)$$

Os valores do dimensionamento estático para os vasos considerando pressão máxima de 210 MPa são apresentados pela Tabela II:

Tabela II - Valores calculados na verificação de carregamento estático da região de pressurização dos vasos.

[Table II - Calculated values of static loading verification in the pressurization region of the vessels.]

| | Equação | Vaso = Øi 95 mm | Vaso Øi = 55 mm |
|-----------------------|---------|-----------------|-----------------|
| Øe (mm) | * | 240,0 | 120,0 |
| σ _r (MPa) | D | -210,0 | -210,0 |
| σ _θ (MPa) | E | 288,0 | 321,7 |
| σ _z (MPa) | F | 39,0 | 55,9 |
| σ _{VM} (MPa) | G | 431,3 | 460,5 |
| N _e | H | 3,4 | 3,2 |

* Pré-dimensionamento.

Os valores dos coeficientes de segurança estático de 3,4 e 3,2, muito superiores a 2, atendem aos requisitos mínimos de projeto e fornecem segurança adicional para a verificação dinâmica.

Verificação dinâmica da região de pressurização

Segundo Norton (2004) [7] a tensão limite de fadiga para o aço AISI 4340 tratado pode ser expressa segundo a equação (I), porém, para ensaios laboratoriais em corpos de prova. Para uma peça real, a tensão limite de fadiga deve ser corrigida por fatores segundo equação (J):

$$\sigma_f = 700 \text{ MPa, para } \sigma_{rt} \geq 1400 \text{ MPa} \quad (I)$$

$$\sigma_f = C_{carreg} \cdot C_{tamanho} \cdot C_{superf} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot \sigma_f \quad (J)$$

O fator C_{carreg} é chamado fator devido à sollicitação, sendo C= 1 para flexão e torção e C= 0,7 para normal [7].

O fator C_{tamanho} leva em conta as dimensões reais da peça, considerando a maior probabilidade da existência de defeitos em peças maiores, entretanto para carregamento axiais este fator pode ser considerado unitário [5].

O fator C_{superf} é o fator de superfície e considera a influência do acabamento superficial, ele pode ser calculado pela equação (L), onde A e b são sugeridos em tabelas, e para condição equivalente a acabamento retificado: A = 1,58 e b = -0,085 [7].

$$C_{superf} = A \cdot (\sigma_{rt})^b \quad (L)$$

O fator C_{temp} é o fator de temperatura e considera o fato de que o limite de fadiga na curva S-N desaparece a

altas temperaturas. Para condições de trabalho no qual a temperatura não ultrapassa 450 °C o fator C_{temp} é unitário [7].

O fator C_{conf} é o fator de confiabilidade referente ao material e aos tratamentos recebidos. Os valores são tabelados e para este trabalho foi empregado confiabilidade de 90%, ou seja: C_{conf} = 0,897 [7].

Para a verificação dinâmica considera-se ainda o efeito da amplitude de tensão, equação (M), e da tensão média, equação (N):

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (M)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (N)$$

Para o critério de fadiga foi selecionado o critério de Goodman modificado representado pela equação (O), para os casos em que a razão entre a tensão alternada e a média permanece constante [7]:

$$N_d = \frac{\sigma_f - \sigma_{rt}}{\sigma_a - \sigma_{rt} + \sigma_m - \sigma_f} \quad (O)$$

Para a verificação dinâmica das regiões de pressurização considera-se o fato de que a pressão interna varia de 0 a p_{máx}, portanto, as componentes radial, tangencial e axial σ_{mín} são sempre nulas e as componentes σ_{máx} são calculadas para p_{máx}, de acordo com as equações (D), (E) e (F). São calculadas então as tensões alternada e média para cada componente:

Tabela III - Valores calculados na verificação de carregamento dinâmico da região de pressurização dos vasos.

[Table III - Calculated values of dynamic loading verification in the pressurization region of the vessels.]

| | | Vaso = Øi 95 mm | Vaso = Øi 55 mm |
|-----------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| C _{carreg} | axial | 0,7 | 0,7 |
| C _{tamanho} | axial | 1 | 1 |
| C _{superf} | ferramenta fina | 0,8442 | 0,8442 |
| C _{temp} | amb. | 1 | 1 |
| C _{conf} | 90% | 0,897 | 0,897 |
| σ _f | MPa | 371,1 | 371,1 |
| σ _{ra} = σ _{rm} | MPa | -105 | -105 |
| σ _{θa} = σ _{θm} | MPa | 144 | 160,9 |
| σ _{za} = σ _{zm} | MPa | 19,5 | 27,9 |
| σ _a | MPa | 215,6 | 230,3 |
| σ _m * | MPa | 135,3 | 148,9 |
| N _d | --- | 1,5 | 1,4 |

* No cálculo de uma tensão média equivalente de von Mises, equação (G), quando houver uma componente de tensão média negativa o coeficiente de segurança calculado, equação (O), será extremamente conservador, então, deve-se admitir como nula esta tensão média negativa [7].

radial, tangencial e axial.

Essas componentes de tensão devem ser combinadas para o cálculo da tensão alternada equivalente e média equivalente, através da equação (G), sendo as componentes alternadas utilizadas para o cálculo da tensão alternada equivalente e as tensões médias utilizadas para o cálculo da tensão média equivalente.

Os resultados dos cálculos necessários para a verificação dinâmica são mostrados na Tabela III:

Os coeficientes de segurança para verificação dinâmica igual a 1,4 e 1,5 foram considerados satisfatórios e conservadores, sendo possível a diminuição dos diâmetros externos com segurança.

Verificação da região de travamento

Para a região superior do vaso, as equações governantes dependem de cada tipo de travamento com a tampa. A Fig. 6 mostra as equações utilizadas para as verificações e algumas seções resistentes para o vaso de Øi 95 mm com o sistema clover leaf. A Fig. 7 mostra o equacionamento para as verificações do vaso de Øi 55 mm com o travamento por rosca. A rosca selecionada foi à métrica do tipo MJ devido a sua alta resistência a fadiga proporcionada pelos arredondamentos das raízes dos filetes na rosca externa e pelo aumento do diâmetro menor nas roscas externa e interna [4].

Os resultados das verificações estática e dinâmica são apresentados na Tabela IV. No cálculo de roscas deve ser considerado o compartilhamento da tensão sobre os filetes, ou seja, o número de filetes efetivos, para tanto devem ser considerados a fragilidade do aço e o ajuste de contato. Considerando o aço AISI 4340, nas condições do tratamento térmico realizado e que a rosca foi usinada com acabamento

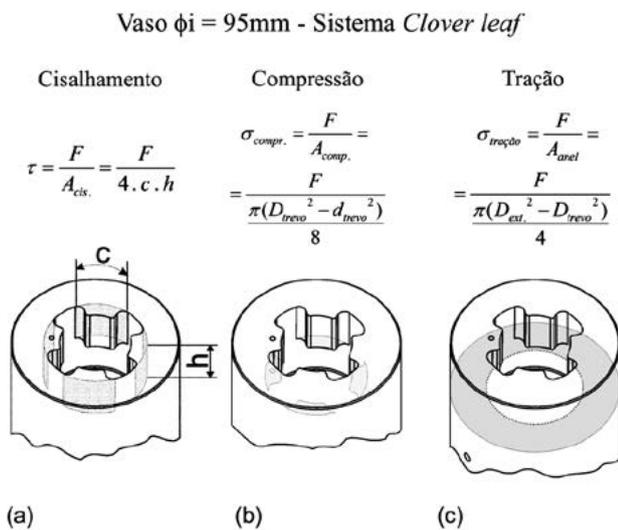


Figura 6: Seções resistentes e equações para o cálculo das respectivas tensões atuantes na região de fechamento do vaso de Øi= 95 mm: (a) cisalhamento, (b) compressão e (c) tração.

[Figure 6: Resistant sections and equations for calculation of the respective active stresses in the lock region of the Øi = 95 mm vessel: (a) shear, (b) compression and (c) tensile.

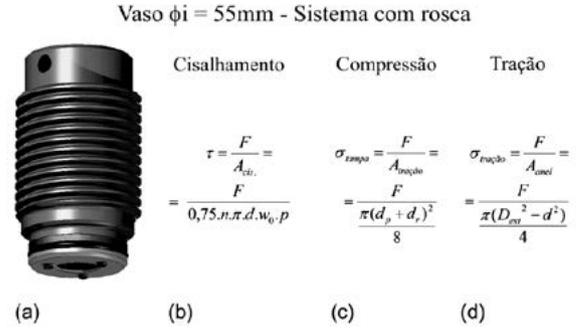


Figura 7: Tampa com rosca para o vaso de Øi = 55 mm e equações das principais tensões consideradas no dimensionamento: (a) desenho esquemático da tampa, (b) tensão de cisalhamento, (c) tensão de compressão e (d) tensão de tração.

[Figure 7: Lid with screw for the Øi = 55 mm vessel and equations of the principal stresses considered in design: (a) schematic draw of the lid, (b) shear stress, (c) compression stress and (d) tensile stress.]

Tabela IV - Valores calculados na verificação de carregamento dinâmico da região de fechamento dos vasos.

[Table IV - Calculated values of dynamic loading verification in the lock region of the vessels.]

| | Vaso Øi = 95 mm | | | Vaso Øi = 55 mm | | |
|--------------|---------------------------------|-----|-------|---------------------------------|-----|-------|
| Dimensões | c | mm | 56 | d | mm | 60,5 |
| | h | mm | 70 | p | mm | 6 |
| | d _{trevo} | mm | 102 | d _p | mm | 56,1 |
| | D _{trevo} | mm | 146 | d _r | mm | 52,6 |
| | D _{externo} | mm | 240 | D _{externo} | mm | 120 |
| Cisalhamento | τ | MPa | 95,0 | τ | MPa | 83,8 |
| | τ _a = τ _m | MPa | 47,5 | τ _a = τ _m | MPa | 41,9 |
| | N _e | | 9,0 | N _e | - | 10,2 |
| | N _d | | 3,7 | N _d | - | 4,2 |
| Compressão | σ _{compressão} | MPa | 347,5 | σ _{tampa} | MPa | 214,9 |
| | σ _{compressão, a} | MPa | 173,8 | σ _{tampa, a} | MPa | 107,5 |
| | N _e | - | 4,3 | N _e | - | 6,9 |
| | N _d | - | 1,7 | N _d | - | 2,8 |
| Tração | σ | MPa | 52,3 | σ | MPa | 59,2 |
| | σ _a = σ _m | MPa | 26,2 | σ _a = σ _m | MPa | 29,6 |
| | N _e | - | 28,2 | N _e | - | 25 |
| | N _d | - | 11,5 | N _d | - | 10,2 |

fino após o tratamento térmico, foram considerados 75% do total de filetes como efetivos no compartilhamento das tensões.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados do projeto da prensa e do dimensionamento

dos vasos estão reunidos pelas Figs. 8, 9 e 10. A Fig. 8 que apresenta o desenho (Fig. 8a) e imagem (Fig. 8b) do vaso de \varnothing i 95 mm sistema clover leaf; a Fig. 9 apresenta, o desenho (Fig. 9a) e imagem (Fig. 9b) do vaso de \varnothing i 55 mm sistema rosca; e

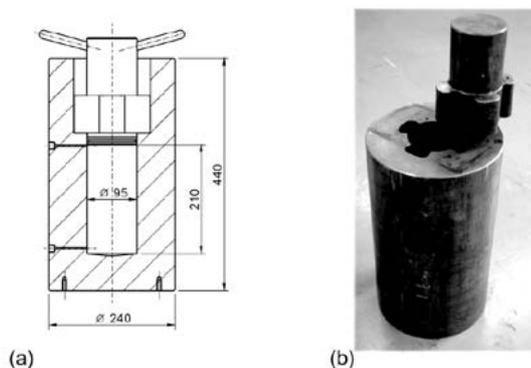


Figura 8: Vaso \varnothing i = 95 mm sistema de fechamento clover leaf: (a) desenho de conjunto e (b) vaso e tampa após tratamento térmico.

[Figure 8: \varnothing i = 95 mm vessel, clover leaf lock system: (a) assembly drawing and (b) vessel and lid after heat treatment.]

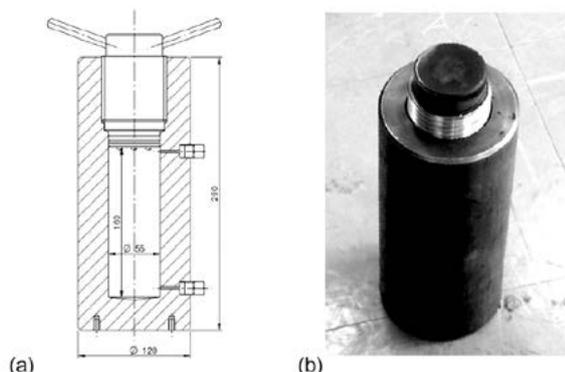


Figura 9: Vaso \varnothing i = 55 mm sistema de fechamento por rosca: (a) desenho de conjunto e (b) vaso e tampa após tratamento térmico e usinagem de acabamento dos filetes da rosca.

[Figure 9: \varnothing i = 55 mm Vessel, thread lock system: (a) assembly drawing and (b) vessel and lid after heat treatment and the screw thread finish machining.]

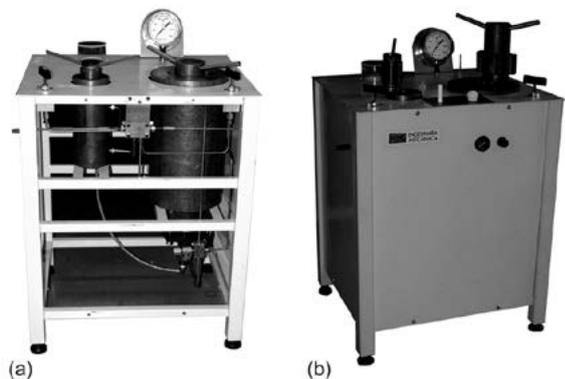


Figura 10: Prensa isostática de vasos gêmeos construída: (a) imagem com vista interna e (b) imagem externa.

[Figure 10: Twin vessel isostatic press built: (a) image with internal view and (b) external view.]

a Fig. 10 que apresenta uma imagem da prensa construída em aberto (Fig. 10a) e fechada (Fig. 10b).

A montagem foi considerada compacta com operação e manutenção facilitadas. A bomba empregada no projeto foi à bomba hidropneumática Haskel modelo HF-300 de potência de 1,5 HP e capacidade de pressurização de 30.000 Psi para regime contínuo e 50.000 Psi para regime intermitente, as tubulações de aço inoxidável e válvulas Butech para pressões de até 30.000 Psi.

CONCLUSÕES

A prensa projetada foi construída tendo a estrutura e os vasos fabricados e montados juntamente com a bomba hidropneumática, as válvulas e a tubulação. Para os vasos de pressão foram realizadas as verificações estática e dinâmica baseadas em dados da literatura com fator de segurança para vida infinita, entretanto, o projeto poderia ser menos conservador se ensaios analíticos em corpos de prova com o próprio material de construção dos vasos tivessem sido realizados para o conhecimento dos valores de referência da tensão de escoamento, tensão de ruptura e tensão limite de fadiga; também a consideração de vida finita de alta ciclagem poderia ser aplicada para um equipamento laboratorial considerando que esta classe de equipamentos não atingirá 10^7 ciclos com a garantia de que a propagação de trincas não seja catastrófica, ensaios de ultra som e líquido penetrante devem ser feitos com periodicidade a cada 10.000 ou 20.000 ciclos. O equipamento teve seu funcionamento aprovado e se mostrou flexível a trabalhos de pesquisa e desenvolvimento.

AGRADECIMENTOS

Ao CNPq pelo Projeto Universal CNPq 470393/2009-2 e à CAPES pelo Projeto Pró Engenharias PE 0652008 481500/2007-3.

REFERÊNCIAS

- [1] M. F. Ashby, *Materials selection in mechanical design*, Ed. Pergamon Press, New York, EUA (1992).
- [2] C. A. Fortulan, B. M. Purquerio, Anais 41º Cong. Bras. Cerâmica, S. Paulo, SP, 2 (1997) 785-788.
- [3] A. L. da C. Silva, P. Mei, *Aços e ligas especiais*, Campinas, Imp.: Eletrometal S.A. (1989).
- [4] J. E. Shigley, C. R. Mischke, R. G. Budynas, *Projeto de engenharia mecânica*, 7ª Ed., Ed. Bookman, Porto Alegre, RS (2005).
- [5] R. I. Stephens, A. Fatemi, R. R. Stephens, H. O. Fuchs, *Metal fatigue in engineering*, 2ª Ed., John Wiley & Sons, New York, EUA (2001).
- [6] Disponível em: http://www.dem.isepp.ipp.pt/docentes/jsd/Apont_Teoric/cilindros.pdf, acesso 15/11/2012.
- [7] R. L. Norton, *Projeto de máquinas: uma abordagem integrada*, 2ª Ed., Ed. Bookman, Porto Alegre, RS (2004). (Rec. 10/10/2013, Ac. 11/02/2014)