



Mens Agitat 18 (2023) 16-24

ISSN 1809-4791

DESENVOLVIMENTO DE DISPOSITIVO PARA RUPTURA DE MEMBRANAS POR DIFERENÇA DE PRESSÃO

Giovanni Miro Pessoa Leite¹, Giovani Pozza Azoni², George Santos Marinho³

¹Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 59078-970, Natal-RN-Brasil. giovannimiropl@hotmail.com

²Programa de pós-graduação em Engenharia Aeroespacial, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 59078-970, Natal-RN-Brasil. giovaniazoni@gmail.com

³Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 59078-970, Natal-RN-Brasil. gmarinho@ct.ufrn.br

RESUMO

Foi projetado, construído e testado um dispositivo para demonstrações experimentais sobre compressão de gases e ruptura de amostras de materiais que apresentem comportamento plástico. O dispositivo é composto de dois tubos, sendo um para compressão e o outro para evacuação de gás. A compressão do gás é obtida por meio do deslocamento de um êmbolo acoplado a um fusão solidário a uma caixa de engrenagens acionada por um motor elétrico com avanço controlável. Na extremidade do tubo de alta pressão há uma parede dotada de um furo, onde se instala a membrana (amostra de material) a ser testada. O acionamento do motor movimenta o fusão que desloca o êmbolo no interior do tubo, comprimindo e aumentando a pressão do gás, que, por sua vez, deforma a membrana, podendo levá-la ao rompimento. No caso de se atingir a pressão máxima nominal do dispositivo (maior avanço do êmbolo) sem que a membrana atinja seu limite de resistência, o tubo de baixa pressão pode ser conectado ao de alta pressão e, em seguida, acoplado a uma bomba de vácuo. Desse modo, é possível aumentar a diferença de pressão, aumentando a chance de rompimento da membrana. Com base em fundamentos e critérios de falha, realizou-se uma análise estrutural do dispositivo visando determinar sua segurança operacional. Assim, foi possível estabelecer uma relação entre a pressão e o avanço do êmbolo no interior do tubo. Isso permitiu calcular a pressão máxima teórica de operação do dispositivo. Após testes preliminares e ajustes do projeto, foram realizados três experimentos, nos quais utilizaram-se membranas de plástico PP aluminizado. Com base nos dados obtidos, construíram-se curvas de pressão em função do volume. A partir da análise das curvas experimentais constatou-se a concordância com a previsão teórica. Concluiu-se que o dispositivo construído está apto a operar com segurança, podendo ser empregado para fins didáticos (e.g., experimento de Boyle - Mariotte), com possibilidade de uso em pesquisa sobre resistência dos materiais.

Palavras-chave: Vaso de Pressão; Pistão; Resistência dos materiais.

ABSTRACT

A device was designed, built and tested for experimental demonstrations on gas compression and rupture of samples of materials that present plastic behavior. The device consists of two tubes, one for compression and the other for gas evacuation. Gas compression is obtained through the displacement of a piston coupled to a spindle attached to a gearbox driven by an electric motor with controllable advance. At the end of the high pressure tube there is a wall with a hole, where the membrane (sample of material) to be tested is installed. When the motor is activated, the spindle moves the plunger inside the tube, compressing and increasing the gas pressure, which, in turn, deforms the membrane, which can lead to rupture. In case the maximum nominal pressure of the device is reached (greater advance of the plunger) without the membrane reaching its resistance limit, the low pressure tube can be connected to the high pressure one and then coupled to a vacuum pump. In this way, it is possible to increase the pressure difference, increasing the chance of rupture of the membrane. Based on fundamentals and failure criteria, a structural analysis of the device was carried out in order to determine its operational safety. Thus, it was possible to establish a relationship between the pressure and the advance of the piston inside the tube. This allowed calculating the maximum theoretical operating pressure of the device. After preliminary tests and project adjustments, three experiments were carried out, in which aluminized PP plastic membranes were used. Based on the data obtained, pressure curves were constructed as a function of volume. From the analysis of the experimental curves, agreement with the theoretical prediction was verified. It was concluded that the constructed device is able to operate safely, and can be used for didactic purposes (e.g., Boyle - Mariotte experiment), with the possibility of use in research on the resistance of materials.

Keywords: Pressure vessel; Piston; Material resistance.

1. INTRODUÇÃO

A análise de ruptura de materiais é parte indissociável do trabalho do engenheiro. Nas engenharias Mecânica e Civil, por exemplo, são utilizados diversos dispositivos para testes de resistência de materiais que serão aplicados em situações onde há grandes variações de pressão.

Segundo Hertzberg [1], a fim de evitar possíveis defeitos em um componente de um projeto de engenharia, deve-se analisar o comportamento do material quando submetido a altas tensões concentradas. Hibbeler [2], por sua vez, ressalta que compreender o comportamento dos materiais é crucial para desenvolver equações descritivas de suas resistências. Portanto, dispor de equipamentos que proporcionem dados experimentais e possibilitem observar diretamente o comportamento de materiais sob diferentes condições de pressão é imprescindível ao desenvolvimento da engenharia.

Equipamentos de baixo custo estão disponíveis no mercado e são de grande interesse às universidades, especialmente as que oferecem ensino de engenharia. Em princípio, utilizando-se apenas usinagem e tecnologias de impressão 3D, é possível construir um vaso de pressão para teste de resistência de materiais de forma rápida e econômica. Esse tipo de dispositivo, quando acoplado a um sistema de compressão de fluido e conectado a um sistema de aquisição de dados, permite estudar a influência da pressão e da temperatura na resistência mecânica de diferentes tipos de materiais, da mesma forma que permite estudar o comportamento dessas grandezas físicas no fluido que é comprimido - e.g., experimento de Boyle-Mariotte.

Neste trabalho teve-se por objetivo desenvolver um dispositivo para análise da ruptura de membranas por meio da variação da pressão de um gás. A proposta principal é disponibilizar um dispositivo para fins didáticos, que proporcione ao Aluno conhecimentos fundamentados na experiência, beneficiando o ensino de disciplinas que tratam de fenômenos atinentes às propriedades mecânicas de materiais e ao comportamento de estruturas sob carga, bem como o estudo da mecânica dos fluidos.

2. FUNDAMENTAÇÃO

Harvey [3] definiu vaso de pressão como um recipiente projetado para armazenar, processar e gerar energia sob condições extremas de pressão e temperatura na ausência de vazamentos. Spence e Tooth [4] destacaram a importância do conhecimento do comportamento sobre vasos de pressão no desenvolvimento da energia nuclear nos EUA e na Europa, nas décadas de 1950 e 1960. Além disso, enfatizaram que, com o aumento das demandas de serviço, requisitos de qualidade e legislação de segurança, é fundamental que o engenheiro compreenda princípios, metodologias e normas firmadas nos padrões de projeto de vasos de pressão [4].

De acordo com Hibbeler [2], a pressão no interior de um vaso cilíndrico sujeita o material do qual ele é feito a cargas em todas as suas direções, conforme estabelece o Princípio de Pascal. A fim de proporcionar segurança e longevidade ao equipamento, faz-se necessário conhecer as tensões nas paredes do vaso submetido à pressão [3]. Entretanto, somente esse conhecimento não é suficiente para garantir que o equipamento funcione adequadamente e sem riscos em sua operação. Adicionalmente, é necessário estudar essa grandeza em conjunto com as propriedades do material, de modo a considerar o fator de segurança do projeto.

Em qualquer projeto de engenharia, o fator de segurança é definido como a razão entre a tensão aplicada e a resistência do material [5]. Assim, quando o fator é igual a 1, significa que a carga aplicada ao material é máxima, i.e., causará falha. De acordo com Rodrigues [6], no projeto de um vaso de pressão, considera-se como ideal o fator de segurança igual a 4.

Nos cálculos relativos ao presente projeto, idealizou-se um dispositivo composto de um tubo dotado de três camadas, respectivamente da parte externa para interna: aço, resina poliéster e plástico PVC. Para fins de análise, apenas as dimensões dos tubos de aço e de PVC são necessárias, pois, por meio destes, obtêm-se a máxima pressão de trabalho e as tensões que podem levar o componente à falha.

As dimensões de projeto do dispositivo foram (Fig. 1): tubo de aço - diâmetro externo ($d_{e,aço}$) = 60,00 mm, espessura ($t_{aço}$) = 3,00 mm e diâmetro interno ($d_{i,aço}$) = 54,00 mm; tubo de PVC - diâmetro externo ($d_{e,PVC}$) = 50,00 mm, espessura = 1,50 mm e diâmetro interno ($d_{i,PVC}$) = 47,00 mm.

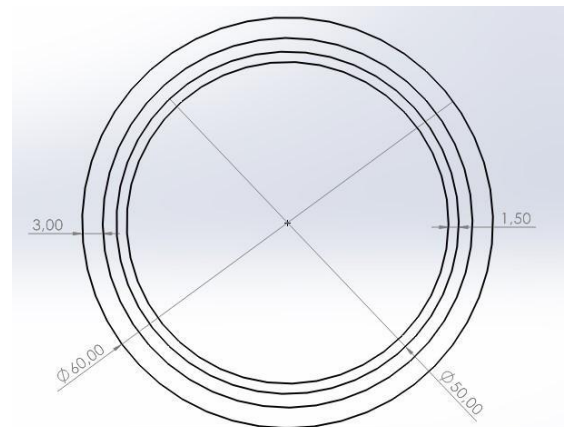


Fig. 1 - Cotas (em mm), em vista transversal, do corte das camadas que compõem o tubo de pressão.

O fator de segurança do dispositivo foi estimado a partir de valores extremos das grandezas envolvidas. Para calcular as tensões atuantes no interior do vaso de pressão utiliza-se a pressão máxima de trabalho. Considerando-se como fluido de trabalho o ar atmosférico e tratando-o como gás ideal, com propriedades termodinâmicas em estados distintos relacionadas por meio da equação de Clapeyron [7], tem-se:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (1)$$

Admitindo-se desprezível a variação de temperatura devido à compressão do ar no interior do vaso, i.e., compressão isotérmica, tem-se na Eq. (1) que T_1 é igual a T_2 . Então, a pressão máxima no interior do cilindro, correspondente ao avanço máximo do êmbolo, pode ser estimada por:

$$P_2 = P_1 \frac{V_1}{V_2} \quad (2)$$

sendo P_1 a pressão inicial, relativa ao estado em que o êmbolo se encontra no ponto de volume máximo do cilindro - i.e., ar sob pressão atmosférica; V_1 o volume inicial (máximo); e V_2 o volume final (mínimo), resultante do máximo avanço do êmbolo no interior do cilindro, conforme ilustrado nas figuras 2 e 3.

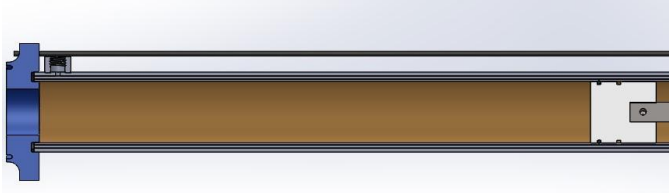


Fig. 2 - Posição do êmbolo no ponto inicial, $V_1 = V_{máx.}$

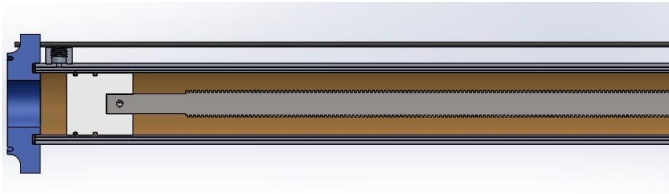


Fig. 3 - Posição do êmbolo no máximo avanço, $V_2 = V_{mín.}$

Para cálculo dos volumes de ar nos dois estados consideraram-se não somente o volume disponível no interior do tubo, mas, também, o volume da cavidade do flange. O dispositivo foi projetado de modo que as distâncias máxima e mínima entre as faces do êmbolo e do flange fossem, respectivamente, de 395 mm e 21 mm, e o diâmetro interno do tubo de PVC com 47 mm.

A cavidade do flange foi projetada com dimensões de 18 mm de comprimento e 15 mm de diâmetro. De posse destas informações, os volumes inicial e final foram calculados somando-se o volume da cavidade do flange ao volume interno do tubo, considerando-se as posições mínima e máxima de avanço do êmbolo, nessa ordem, resultando nos seguintes valores: volume inicial (V_1) = 688000 mm³ e volume final (V_2) = 40000 mm³. Substituindo-se esses valores na Eq. (2) chegou-se à pressão máxima de projeto de cerca de 1761000 Pa (17,38 atm).

A partir dos valores teóricos estimou-se a variação da pressão sobre a membrana durante o avanço do êmbolo através do vaso de pressão, conforme ilustrado na Fig. 4.

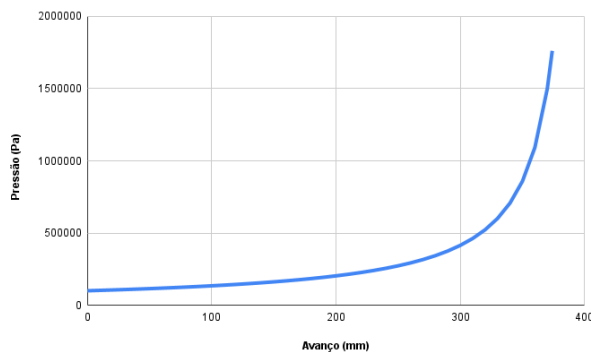


Fig. 4 - Variação teórica da pressão do ar no interior do cilindro em função do avanço do êmbolo.

Hibbeler [2] informa que a variação da pressão em função

da espessura da parede do cilindro é insignificante. Porém, acrescenta que, para ser considerada “fina”, a parede deve satisfazer ao seguinte critério:

$$t \leq \frac{r_i}{10} \quad (3)$$

sendo t a espessura da parede do vaso e r_i seu raio interno (em milímetros).

Nos cálculos das tensões foram consideradas as especificações relativas ao tubo mais externo (de aço), uma vez que este sustentará as cargas de trabalho e, desse modo, a pressão interna anteriormente calculada. Posto isto, tem-se que $t = t_{aço} = 3,00$ mm e $r_i = d_{i,aço}/2 = 27,00$ mm; logo, $r_i/10 = 2,70$ mm. Assim, de acordo com o critério de Hibbeler [3] - Eq. (3), o vaso projetado neste trabalho pode ser considerado com parede “grossa”. Entretanto, como será visto adiante, de acordo com o método demonstrado por Rodrigues [6], pode-se considerar o dispositivo como dotado de parede “fina”. Nos cálculos apresentados a seguir, o dispositivo foi classificado como dotado de parede fina.

Hibbeler [2] especifica: um determinado elemento de volume da parede cilíndrica do vaso de pressão estará sujeito a tensões σ_1 e σ_2 , respectivamente correspondentes às tensões circunferencial (direção z) e longitudinal (direção y), conforme se vê na Fig. 5, ambas exercendo tração no material, onde a magnitude da primeira vale o dobro da segunda. Enfatiza-se que a especificação da tensão crítica é determinante na construção do dispositivo.

Concomitante às tensões σ_1 e σ_2 , existe uma tensão radial (σ_3), que atua ao longo da parede do vaso. Porém, ainda de acordo com Hibbeler [2], em se tratando de um vaso de paredes finas, σ_3 pode ser ignorada, pois sua hipótese limitante (Eq. 3) resulta em σ_1 e σ_2 com valores consideravelmente maiores que σ_3 máxima.

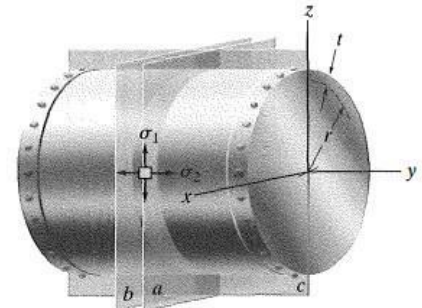


Fig. 5 - Tensões atuantes em um elemento de um vaso de pressão com geometria cilíndrica.

Fonte: Hibbeler [2].

Rodrigues [6], utilizando a norma ASME / Seção VIII / Divisão 1, para vasos de pressão com casco cilíndrico sujeito a pressão interna, informa que as tensões circunferencial e longitudinal são dadas respectivamente por [8]:

$$E\sigma_c = \frac{Pr}{t} + 0,6P \quad (4)$$

$$E\sigma_L = \frac{Pr}{2t} - 0,4P \quad (5)$$

sendo:

E = eficiência de junta adequada para cascos cilíndricos

\square_c = tensão circunferencial ou tensão máxima (MPa)

\square_L = tensão longitudinal (MPa)

P = pressão interna de projeto (Pa)

r = raio interno do cilindro (m)

t = espessura mínima requerida para o cilindro (m)

Fazendo-se a eficiência de junta igual a 1, tem-se que a tensão circunferencial em um dado elemento da parede do vaso de pressão será [6]:

$$\sigma_c = \frac{Pr}{t} + 0,6P$$

$$\sigma_c = \frac{1761000 \times 0,027}{0,003} + 0,6 \times 1761000$$

$$\sigma_c = 16,91 \text{ MPa}$$

Ainda segundo a Norma ASME / Seção VIII / Divisão 1 [8], a tensão longitudinal no elemento de volume será [6]:

$$\sigma_L = \frac{Pr}{2t} - 0,4P$$

$$\sigma_L = \frac{1761000 \times 0,027}{2 \times 0,003} - 0,4 \times 1761000$$

$$\sigma_L = 7,22 \text{ MPa}$$

Para fundamentar a decisão de classificar as paredes do dispositivo como finas e ignorar o critério de Hibbeler (Eq.3), recorreu-se a Rodrigues [6], que comparou o resultado da tensão circunferencial \square_c (crítica), com base na Norma ASME, ao resultado obtido por meio da fórmula para máxima tensão na parede do vaso cilíndricos, proposta por Villaça e Garcia [9]. A máxima tensão ocorre em R, ao longo da parede do vaso, na distância média entre a e b (Fig. 6).

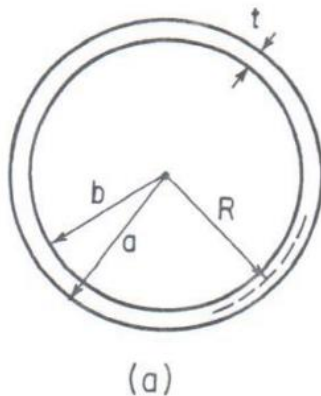


Fig. 6 - Região de máxima tensão na parede de um vaso de pressão.

Fonte: Villaça e Garcia [9].

Em um cilindro com espessura de parede muito menor que seu raio médio, ou seja, paredes finas, Villaça e Garcia [9] propõem a seguinte relação:

$$(\sigma)_{\max} = \frac{PR}{t} \quad (6)$$

Por tratar-se do raio médio, $R = (r + t/2)$, substituindo-se os valores conhecidos na Eq. (6), tem-se:

$$(\sigma)_{\max} = \frac{1761000 \times (0,027 + 0,003/2)}{0,003} = 16,73 \text{ MPa}$$

A tensão máxima calculada por meio da Eq. (4), com base na norma ASME [8], resultou em 16,91 MPa; com base na proposta de Villaça e Garcia [9], obteve-se 16,73 MPa. Devido à proximidade dos resultados, justificou-se a decisão de adotar a teoria de paredes finas para classificar o vaso projetado, não obstante o critério da Eq. (3).

A partir das tensões circunferencial e longitudinal, pode-se aplicar um critério de falha. Neste trabalho, para estudo analítico, adotou-se o critério de von Mises-Hencky de tensão máxima ("teoria da energia de distorção máxima"). A tensão de von Mises em um elemento tridimensional, composto por três tensões principais, será [2]:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (7)$$

Com base na classificação adotada (paredes finas), a tensão radial é nula; logo, conforme anteriormente descrito, $\square_3 = 0$. Então, a Eq. (7) pode ser reescrita como:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (8)$$

Substituindo-se os valores $\square_1 = \square_c = 16,91 \text{ MPa}$ e $\square_2 = \square_L = 7,22 \text{ MPa}$ na Eq. (8), obtém-se:

$$\sigma_{VM} = 14,69 \text{ MPa}$$

Norton [5] expressou o fator de segurança FS como a relação entre o limite de escoamento do material (\square_e) e a tensão de von Mises (\square_{VM}):

$$FS = \frac{\sigma_e}{\sigma_{VM}} \quad (9)$$

Devido à indisponibilidade de especificações sobre o aço usado na construção do tubo, não foi possível determinar seu verdadeiro limite de escoamento. Então, para cálculo do fator de segurança, considerou-se o menor valor possível para um aço, i.e., aço SAE 1006, que apresenta limite de escoamento de aproximadamente 140 MPa. Portanto, obteve-se:

$$FS = \frac{140}{14,69} = 9,53$$

Concluiu-se que o projeto do vaso de pressão apresentou fator de segurança bem acima do ideal. Portanto, garantiu-se que a operação do dispositivo pode ser conduzida sem riscos.

3. O DISPOSITIVO

Dois tubos de aço foram utilizados na construção do dispositivo, sendo um vedado, fixados em suas extremidades por flanges, permitindo a inserção de uma membrana entre os tubos, e um fuso com êmbolo conectado a um motor. Entende-se que membrana consiste de uma amostra de material que, devido a sua pequena espessura, oferece baixa resistência à flexão perpendicular à superfície [3].

Em testes preliminares e nos experimentos foram utilizadas amostras de plástico PP aluminizado - material que resiste a elevadas pressões, porém, pode ser rompido no dispositivo projetado. Na forma de membranas, as amostras tiveram espessuras estimadas no Laboratório de Metrologia da UFRN. Os valores variaram entre 0,043 mm e 0,054 mm.

O êmbolo é deslocado por um motor elétrico e avança pela extensão do tubo vedado, comprimindo o ar e, conseqüentemente, elevando a pressão interna até o ponto em que a membrana é rompida. A coleta das informações da

temperatura e pressão ocorre próxima à membrana e é efetuada a partir de um microcontrolador, que opera em conjunto com sensores de temperatura em ambos os tubos e de pressão somente no tubo com vedação.

4. MATERIAL E PROCEDIMENTOS

No projeto desenvolvido foram utilizados recursos próprios e contou-se com a infraestrutura do Laboratório de Transferência de Calor da UFRN. As peças do dispositivo foram projetadas em software CAE SolidWorks e fabricadas em impressoras 3D ou por processo de usinagem.

4.1. Tubos de pressão e escoamento

A primeira etapa do projeto consistiu no corte de um tubo de aço, dividido em duas partes, respectivamente com 400 mm e 500 mm de comprimento. Para garantir confiabilidade no processo, utilizou-se um torno mecânico. O tubo destinado à pressurização do ar, de menor comprimento, foi denominado "tubo de alta pressão", enquanto o outro, que condiciona o escoamento do ar após o rompimento da membrana, foi denominado "tubo de escoamento".

Depois de cortados, os tubos passaram por limpeza interna, por meio de uma escova artesanal confeccionada a partir de um fio de arame e pedaços de cabo de aço com 1,6 mm de diâmetro, além de fluido desincrustante, eliminando resíduos que pudessem prejudicar a fixação da resina em sua parede. Nessa operação, a haste da escova foi presa ao mandril de uma furadeira, transmitindo o movimento de rotação e, ao entrar em contato com a parede interna do tubo, ocasionou a abrasão dos resíduos existentes.

4.2. Êmbolo e fuso

Em um torno mecânico, foram fabricados um êmbolo de nylon (tecnil) e um fuso roscado de aço. Acopladas, essas peças formaram um pistão para pressurização do ar no interior do tubo de alta pressão (Fig. 7). A rosca externa do fuso foi usinada para se encaixar à rosca interna do motorreductor de 24 V, que, ao ser acionado, desloca o êmbolo, comprimindo o ar no interior do tubo. Para garantir a vedação entre a superfície do êmbolo e a parede mais interna do tubo, foram feitos dois rasgos para encaixe de orings no êmbolo. Esse processo foi fundamental para impedir a passagem de ar entre a superfície do êmbolo e a parede do tubo, garantindo estanqueidade ao dispositivo.



Fig. 7 - Sistema fuso e êmbolo.

4.3. Encaixe para os sensores

O tubo de alta pressão (aço) foi soldado ao tubo de escoamento dos encaixes por rosca, onde se instalaram os sensores de pressão e temperatura, totalizando três encaixes:

dois para temperatura, soldados em ambos os tubos, e um para pressão - soldado apenas no tubo de alta pressão (Fig.8).

Os elementos foram soldados nas paredes externas, entre o ponto de máximo deslocamento do êmbolo e a superfície dos flanges. Depois, utilizou-se uma esmerilhadeira com disco de desbaste para melhorar o acabamento da superfície. Furadeira e brocas foram empregadas para abrir furos passantes entre os encaixes e a parede do tubo, permitindo contato entre os sensores e o fluido comprimido.



Fig. 8 - Encaixes roscados para sensores.

4.4. Preenchimento do vão entre os tubos

Para conferir integridade estrutural ao vaso de pressão, o tubo de PVC foi montado coaxialmente no interior do tubo de aço (Fig. 1). O vão entre os tubos foi preenchido com resina poliéster, aumentando a resistência mecânica do conjunto, fazendo-o suportar as variações da pressão interna.

A coaxialidade entre os tubos durante o preenchimento com resina foi obtida acoplando-se dois anéis à superfície externa do tubo de PVC. Fabricar os anéis em impressora 3D foi essencial para evitar desalinhamentos e dar conformidade à união dos tubos. O PVC tem polimento superficial que reduz o atrito, resultando no deslocamento uniforme e suave do êmbolo e garante estanqueidade ao vaso de pressão.



Fig. 9 - Preenchimento do tubo de alta pressão com resina poliéster.



Fig. 10 - Vista da seção transversal do tubo de alta pressão após preenchimento com resina poliéster.

4.5.Flanges

Os três flanges hexagonais foram projetados por meio de um software de CAD 3D. Considerou-se a distribuição equitativa de furos e a espessura dos tubos que seriam conectados. Cada flange foi projetado de modo exclusivo, de acordo com a localização no dispositivo. Um dos flanges centrais contém rasgos em uma de suas faces para assentar as protuberâncias se na face do outro flange central (Fig. 13), de forma a fixar a membrana a ser testada e vedar a junção. Todos têm uma face com rasgo para o assentamento da espessura do tubo no qual é posicionado. Ademais, o flange central, conectado ao tubo de alta pressão, possui um rasgo especialmente projetado para fixação do sensor de pressão.

O flanges foram fabricados por meio de duas técnicas: impressão 3D de filamento PLA / flange localizado no fim da extensão do tubo, que não demanda resistência elevada (Fig. 11); usinagem de alumínio / flanges centrais, que devem possuir maior resistência (figuras 12 e 13).

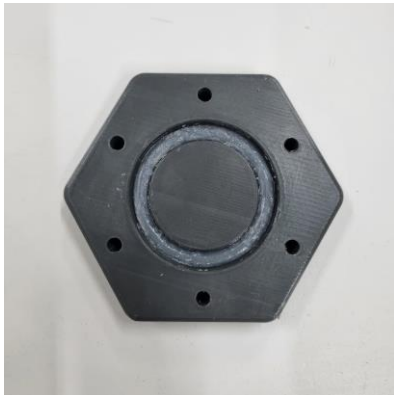


Fig. 11 - Flange produzido em PLA.



Fig. 12 - Flanges produzidos em alumínio.



Fig. 13 - Flanges produzidos em alumínio.

4.6.Suporte do motor

Além de servir para fixação do motor, o flange permite centralizar o motor e o fuso com êmbolo em relação ao tubo de alta pressão, garantindo que os elementos estejam alinhados durante a operação, reduzindo riscos.

Para fabricação do suporte do motor foi utilizado um gabarito impresso em 3D, resultando em conformidade entre projeto e execução. A peça foi produzida a partir de uma chapa de alumínio com 3 mm de espessura, pensada para suportar a carga exercida pelas hastes durante os ajustes da montagem. A partir do gabarito, foram realizados os cortes e furos no material por meio de esmerilhadeira, furadeira de bancada e torno mecânico.

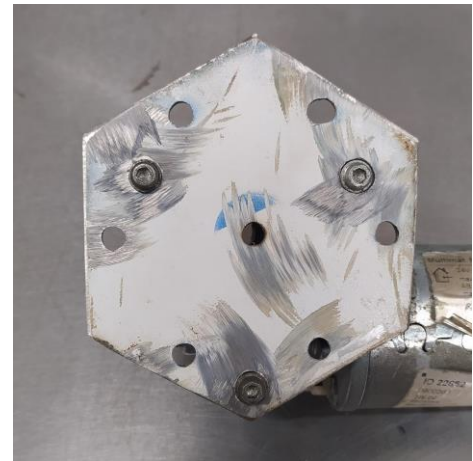


Fig. 14 - Suporte do motor.

4.7.Sensores

Para medir pressão e temperatura optou-se por um sensor de pressão 5 V / 0 - 1,2 MPa e dois sensores BMP280. Um microcontrolador ESP32 realizou a transdução do sinal por meio de um conversor analógico / digital e um conversor de nível lógico, garantindo confiabilidade. O sensor de pressão foi instalado no tubo de alta pressão (Fig. 15), juntamente com um sensor de temperatura, enquanto somente o sensor de temperatura foi instalado no tubo de escoamento. A fixação dos sensores foi realizada por meio da rosca externa dos encaixes soldados nos tubos.



Fig. 15 - Ponto de instalação do sensor de pressão no tubo.

4.8. Montagem

Para unir os componentes do vaso de pressão foram utilizadas seis hastes roscadas, que foram fixadas (por meio de porcas) nos furos de 6 mm dos flanges e no suporte do motor. A disposição das hastes foi planejada para permitir que três hastes fixassem o suporte do motor ao conjunto de flanges do meio, enquanto as outras três conectaram o tubo de escoamento ao resto do dispositivo, desde o conjunto até o flange de saída. Entre as porcas e as superfícies dos flanges foram utilizadas arruelas para distribuir a carga aplicada às peças. A configuração final é vista na Fig. 16.

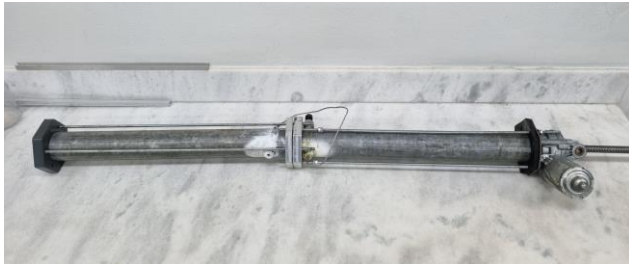


Fig. 16 - Vaso de pressão.

4.9. Teste de vedação

Em sua primeira configuração, o dispositivo contava com flanges de PLA com 100 % de preenchimento, dotados de rasgos que foram preenchidos com um adesivo selante, de silicone, distribuído igualmente em todo comprimento do rasgo. Na Fig. 17 apresenta-se o resultado obtido pela combinação desses procedimentos.

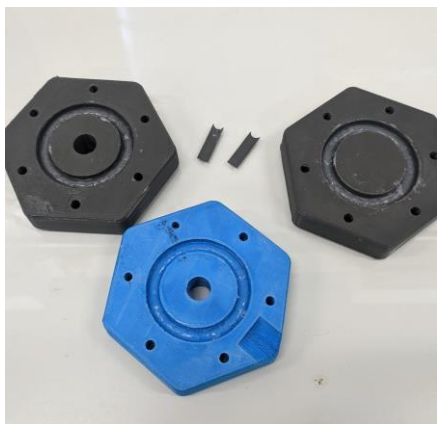


Fig. 17 - Cavidades dos flanges de PLA com silicone.

No primeiro teste houve vazamento no encontro dos

flanges de fixação da membrana e delaminação em alguns pontos de uma das peças (Fig. 18).

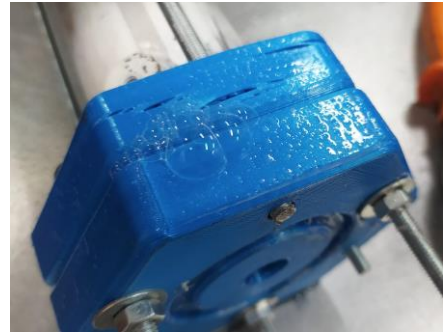


Fig. 18 - Bolhas de ar em silicone no teste de vedação.

Novos flanges (em alumínio) foram produzidos e adaptados aos novos anéis de vedação - substituindo-se o silicone de vedação da membrana por um adesivo selante composto de polímeros SMX (Fig. 19). Além disso, utilizou-se borracha para vedar a conexão entre os tubos e os flanges. As alterações asseguraram a estanqueidade desejada.



Fig. 19 - Preenchimento dos rasgos com adesivo selante.

Durante novo teste, observou-se a ocorrência de vazamento de ar entre as camadas do tubo de alta pressão, na região de contato com o suporte do motor. O vazamento foi atribuído à baixa aderência entre a resina de poliéster e a superfície interna do tubo de aço. Para resolver o problema foi incorporada uma placa de borracha, com 10 mm de espessura, cortada no mesmo formato do suporte (Fig. 20). No teste seguinte percebeu-se a eficiência da mudança.



Fig. 20 - Posição da placa de vedação, de borracha.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Durante os testes, ocorreram falhas no sensor de temperatura, comprometendo a coleta dos dados. Decidiu-se retirar o sensor de temperatura e realizar os experimentos apenas contando com dados de pressão.

Com base nos dados obtidos nos três experimentos foi possível comparar as curvas teórica e experimental da variação da pressão em função do volume (Fig. 4).

A velocidade de avanço do êmbolo foi estimada em 0,0056 m/s. A partir das dimensões do tubo e do intervalo de tempo de registro do sensor (100 milissegundos), estimou-se a variação do volume do ar no interior do tubo. Nas Fig. 21, 22 e 23 relaciona-se a variação da pressão em função do volume em cada experimento.

No primeiro experimento, a maior pressão registrada antes do rompimento da membrana atingiu cerca de 9,46 atm (Fig. 21).

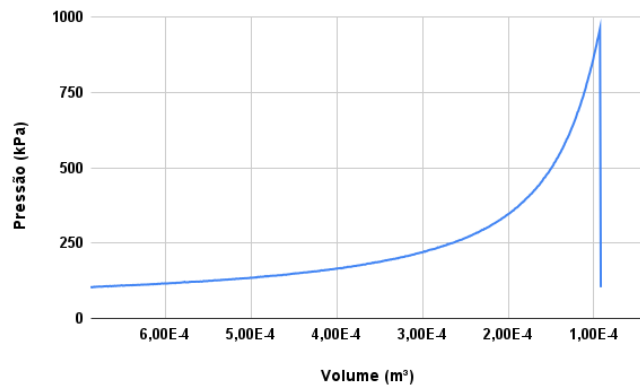


Fig. 21 - Representação gráfica da pressão no interior do tubo ao longo do tempo durante o primeiro experimento.

No segundo experimento, a pressão de ruptura foi menor, aproximadamente 8,17 atm (Fig. 22).

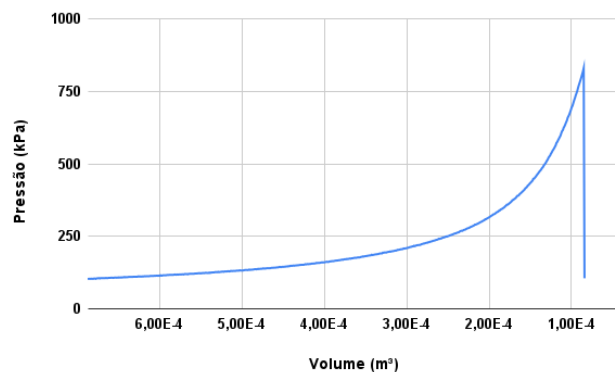


Fig. 22 - Representação gráfica da pressão no interior do tubo ao longo do tempo durante o segundo experimento.

No terceiro experimento, a pressão chegou a cerca de 6,71 atm (Fig. 23).

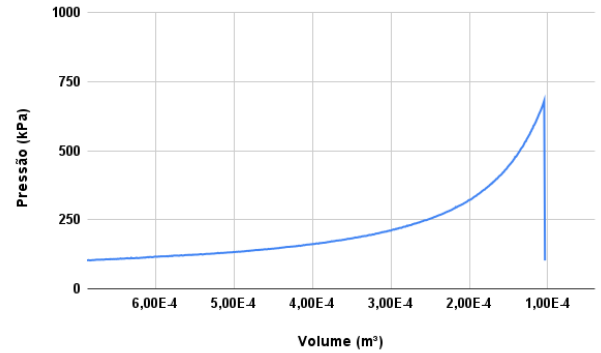


Fig. 23 - Representação gráfica da pressão no interior do tubo ao longo do tempo durante o terceiro experimento.

Na Fig. 24 apresentam-se as membranas rompidas em cada experimento.



Fig. 24 - Membrana após rompimento.

O sensor de pressão funcionou a contento, permitindo registrar rápida e seguramente variações de pressão durante os experimentos. Comparando-se dados dos experimentos à curva de pressão teórica (Fig. 4), como pode ser observado na Fig. 25, constata-se a concordância entre os valores. A diferença nas pressões de ruptura das membranas foi atribuída às diferentes espessuras de amostra e às diferentes pressões de fixação das flanges.

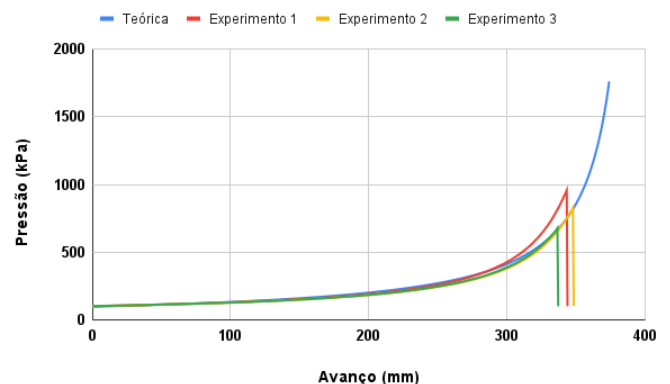


Fig. 25 - Comparação gráfica entre a pressão no interior do tubo teórica com as obtidas experimentalmente.

Nos experimentos, a ruptura da membrana ocorreu quando o êmbolo atingiu volume próximo ao mínimo teórico ($0,00004 \text{ m}^3$); porém, as pressões registradas ficaram aquém da máxima teórica (17,38 atm). Ressalta-se que, próximo ao

final do curso do êmbolo, a pressão aumenta sobremaneira ao menor avanço, como se percebe na Fig. 25. Portanto, nos momentos finais da operação, essa ínfima variação no volume pode fazer a pressão se aproximar do limite teórico.

A partir da análise das membranas após os experimentos (Fig. 24), identificou-se que cada uma apresentou um pequeno rasgo na região central, indicando que a pressão obtida no experimento superou a resistência do material, resultando em sua falha estrutural, conforme planejado.

6. CONCLUSÃO

As curvas de pressão obtidas durante os testes, quando comparadas à curva teórica da Fig. 4, apresentaram significativa similaridade, comprovando a viabilidade da aplicação do dispositivo para análise de ruptura de membranas em vasos de pressão e em aulas práticas.

Com algumas modificações no projeto, o dispositivo pode ser utilizado para ensaios destrutivos, como por exemplo, em testes pertinentes à avaliação de estruturas aeroespaciais, como sugere Gholizadeh [10].

Os sensores de temperatura utilizados nos experimentos não foram adequados. Faz-se necessário aprimorar a confecção do suporte do motor por meio de uma chapa com maior espessura, para evitar flexão do material e conferir maior estabilidade ao dispositivo durante a operação. Os flanges podem ser redesenhados para melhorar a fixação dos sensores de pressão e temperatura no interior dos tubos, aumentando a proximidade à membrana e, assim, permitindo maior avanço do pistão, conseqüentemente, um aumento de pressão. Essas limitações podem ser facilmente contornadas mediante aporte de recursos financeiros.

Obrigatoriamente, toda e qualquer alteração no projeto deve ser precedida de novos cálculos de valores limites, necessários para determinação do novo fator de segurança.

REFERÊNCIAS

- [1] HERTZBERG, R. W. *Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials*, 3rd ed. New York: Wiley, 1995.
- [2] HIBBELER, R. C. *Resistência dos Materiais*, 7ª ed. São Paulo, Pearson, 2010.
- [3] HARVEY, J. F. *Theory And Design Of Pressure Vessels*, 2nd ed. New York: Van Nostrand Reinhold, 1997.
- [4] SPENCE, J.; TOOTH, A. S. *Pressure vessel design: concepts and principles*. CRC Press, 2012.
- [5] NORTON, R. L. *Projetos de Máquinas: Uma Abordagem Integrada*, 4ª ed. Ed. Bookman, 2013.
- [6] RODRIGUES, V. E. B. *Análise Estrutural de um Tubo de Choque Acadêmico*. BS thesis. Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2018.
- [7] CENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. *Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações*, 2ª ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2013.
- [8] ASME, *Rules for Construction of Pressure Vessels*, 2002 Addenda ed., vol. Section VIII Division 1, New York: ASME Boiler and Pressure Vessel Committee, 2002.
- [9] VILLAÇA, S. F.; GARCIA, L. F. T. *Introdução à Teoria*

da Elasticidade, 3ª ed.. COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1998.

[10] GHOLIZADEH, S. *Impact behaviours and Non-Destructive Testing (NDT) methods in Carbon Fiber Composites in Aerospace Industry: A Review*. Authorea Preprints, 2022.