

INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS OPERACIONAIS SOBRE A FORÇA DE ATRITO PARA TESTES DE VEDAÇÕES E HASTES DE CILINDROS HIDRÁULICOS

Marcos Loch¹, Richard de Medeiros Castro², Elvys Isaías Mercado Curi³, Luiz Fernando Feltrin Inácio⁴, Laís Marcos Lopes⁵, Rodrigo Metzger da Silva⁶

^{1,2,3,4,5} Faculdade SATC/Departamento de Engenharia Mecânica/Laboratório da Automação e Simulação de Sistemas Pneumáticos e Hidráulicos (LASPHI), Faculdade SATC; Criciúma-SC
marcos.loch@hotmail.com / richard.castro@satc.edu.br

Resumo: Os cilindros hidráulicos são largamente utilizados na indústria e, portanto, nos projetos destes componentes, buscam-se os seus melhores rendimentos, os quais dependem dos materiais em deslizamento, funcionamento e do ambiente. Para melhorar seu desempenho é de extrema importância compreender a ação da força de atrito sobre os componentes do sistema, responsável por grande parte das perdas e conseqüentemente, do consumo de energia das unidades de condicionamento e potência hidráulica. Experimentalmente, se avalia o comportamento da força de atrito entre a haste e o conjunto de vedações utilizadas em cilindros hidráulicos, por meio de alterações de parâmetros operacionais de funcionamento como, pressão e velocidade. No trabalho obteve-se informações importantes de variáveis como, posição, velocidade, força de atrito e temperatura, através da instrumentação de uma bancada, fabricada com base na ISO 7986:1997. Essas variáveis foram obtidas com auxílio de sensores como, régua potenciométrica, célula de carga e termopares do tipo K. Após os testes, os dados foram compilados no software Excel, a fim de correlacionar as variáveis medidas. Ao final, concluiu-se que toda a instrumentação desenvolvida, contribuiu para identificar os melhores parâmetros operacionais para os testes de hastes dos cilindros hidráulicos, sobre os elementos de vedação, validando a bancada para futuros estudos.

Palavras-Chave: Cilindros hidráulicos, Força de atrito, Sensores, Vedações.

1 INTRODUÇÃO

Os cilindros hidráulicos são componentes hidromecânicos usados para aplicar força através de um percurso linear (OMEGA, 2016). São comumente aplicados em veículos de engenharia, como as escavadeiras, mas possuem diversas outras funcionalidades. É o responsável, dentro de indústrias e outras instalações, por pelo menos uma das três operações básicas: movimentar, prender ou formar alguma peça.

Basicamente, um cilindro hidráulico é composto por uma camisa, um êmbolo móvel e uma haste ligada a esse êmbolo. Os cabeçotes são presos ao cilindro por meio de roscas, prendedores, tirantes ou solda, e conforme a haste se move, ela é conduzida por guarnições que são vedações removíveis. Diversos tipos de cilindros hidráulicos estão disponíveis, os mais comuns são os cilindros assimétricos de simples ação, onde a pressão de fluido é aplicada em apenas uma direção, para que o pistão (haste e êmbolo) se mova.

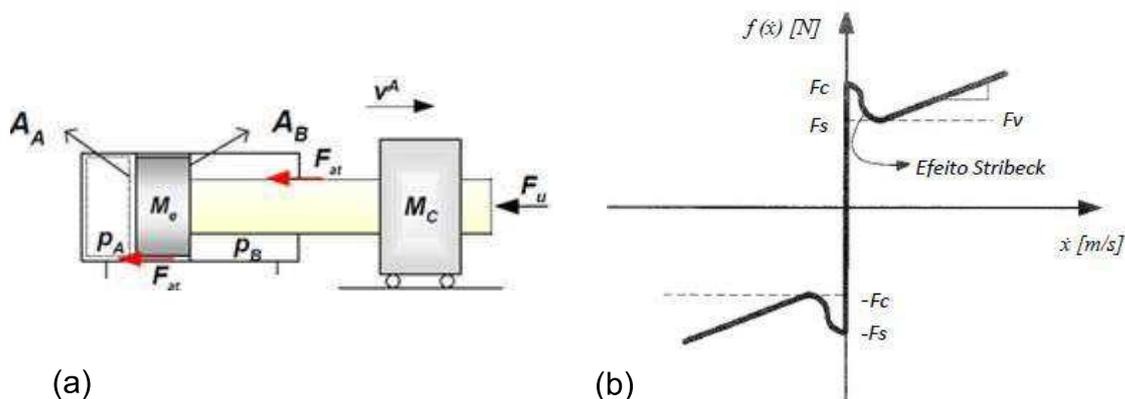
A força de atrito corresponde a um dos fatores mais importantes relacionados às perdas em cilindros hidráulicos em operação, já que influencia no desgaste da superfície da haste e dos elementos de vedações quando em excesso, e ainda minimiza o rendimento do sistema por meio das fugas do fluido geradas por vazamentos (CASTRO,

2012). Por este motivo um estudo sobre o tema, se torna relevante para o dimensionamento de cilindros hidráulicos.

Para o atrito viscoso, utiliza-se o modelo de atrito apresentado pela curva de Stribeck, este modelo mostra que, para baixas velocidades, o coeficiente de atrito diminui com o aumento da velocidade. Este fenômeno é explicado fisicamente como uma ruptura da aderência, que é verificado quando a velocidade relativa entre dois corpos é zero (atrito estático). Onde existe um filme lubrificante que diminui com o atrito, no início do movimento (JÚNIOR, 2015).

A Fig. 1-a apresenta a localização das forças de atrito (F_{at}) em um cilindro hidráulico, onde geram oposição ao deslocamento do cilindro x^A (força oposta ao avanço da velocidade V^A) realizado pela força útil (F_u). Essas forças de atrito estão presentes nas interações entre a haste e os elementos de vedação. A Fig. 1-b mostra o atrito de Stribeck em função da velocidade instantânea do cilindro.

Figura 1 – a) Forças atuantes em um cilindro hidráulico e b) atrito de Stribeck



Fonte: (a) Furst e De Negri, 2002 e (b) Armstrong-Hélouvry et al., 1994 apud Júnior, 2015

Conforme é indicado na Fig. 2, o balanço das forças presentes em um cilindro hidráulico em funcionamento é dado pela Eq. (1).

$$p_A \times A_A - p_B \times A_B - F_{at} - F_u = M \times \frac{d^2 x}{dt^2} \quad [\text{N}] \quad (1)$$

Onde:

$p_A \times A_A$ [N]: Força aplicada na área A_A devido a pressão p_A na câmara A

$p_B \times A_B$ [N]: Força aplicada na área A_B devido a pressão p_B na câmara B

F_{at} [N]: Força de atrito presente nos cilindros, resultante da combinação do atrito estático e de Coulomb que proporciona um comportamento semelhante ao mostrado na Fig. 1

F_u [N]: Força útil aplicada à carga

$M \times \frac{d^2x}{dt^2}$ [N]: Força gerada pela aceleração da massa do conjunto

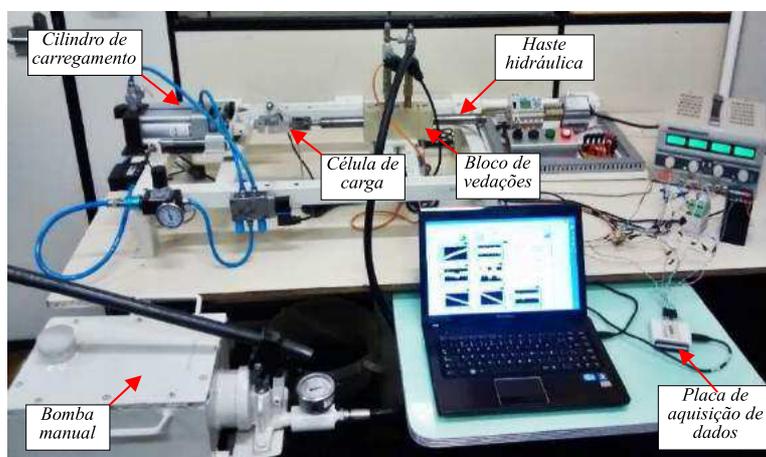
A energia utilizada para gerar o movimento linear é obtida através do fluido pressurizado, contido nas duas extremidades (onde estão localizados os elementos de vedação), cabendo ao pistão dividir o interior do cilindro em duas câmaras: a inferior e a da haste. Para iniciar os movimentos de avanço ou retorno utiliza-se um fluido hidráulico, o qual é pressurizado em uma das câmaras, por meio de válvulas direcionais ou elementos

Portanto, o objetivo deste trabalho é realizar uma análise da força de atrito entre a superfície de hastes utilizadas em cilindros hidráulicos e o elemento de vedação, verificando a influência dos diferentes parâmetros de funcionamento no regime de trabalho. Essa análise será realizada através das medições de pressão, velocidade, força e temperatura. Nos ensaios, o parâmetro modificado será a velocidade de avanço da haste, validando o resultado através modelo de Stribeck.

2 METODOLOGIA

A bancada de teste simulará o atrito nas vedações desse componente por meio de um bloco de vedação, onde é possível monitorar a pressão e a temperatura do fluido, por meio de sensores que serão acoplados nas vias de pressurização e em perfurações localizadas no centro das câmaras pressurizadas. Além disso, o vazamento também foi medido, com auxílio de provetas. A bancada de testes é apresentada na Figura 2.

Figura 2 – Imagem bancada montada.



Fonte: Do autor (2017).

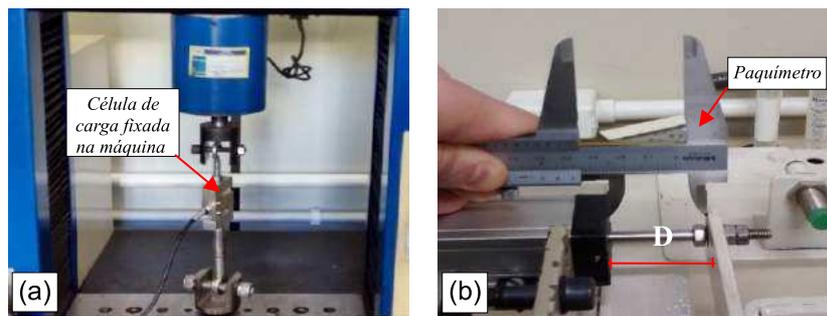
A bancada é composta por uma célula de carga para medição da força de atrito, um cilindro pneumático para deslocamento da haste hidráulica e disponibilização do carregamento, uma régua potenciométrica para medição do deslocamento e velocidade, transdutores de temperatura, um bloco de vedação e um circuito lógico programável. O fluido hidráulico (ISO VG HLP 46) que irá pressurizar a câmara do bloco de vedação (ISO 7986, 1997) será disponibilizado e controlado por meio de uma bomba hidráulica manual.

Para a realização dos testes, foram realizados os procedimentos padrão para a obtenção das curvas de calibração dos sensores, conforme citado por Webster (1999). O procedimento para calibrar os instrumentos analógicos com sinal linear consiste em determinar o fator de conversão usando conceitos da equação da reta. A função tem a variável independente “x” (sinal de tensão elétrica) e, a variável dependente “y” (valor mensurado). Na calibração o valor de “y” é um estímulo conhecido e “x” o sinal elétrico fornecido pelo sensor. A equação da reta é mostrada na Eq. (2):

$$y=mx+b \quad (2)$$

Sendo: x [V] é a variável independente que introduz os dados de tensão elétrica; y [N] é a variável dependente provocado pelos estímulos conhecidos. m [N/V] é a inclinação da reta represente o fator de conversão. b [N] é o erro sistemático do sistema de medida Durante o ensaio os valores desconhecidos são os coeficientes m e b , e os conhecidos são x e y . O coeficiente angular da reta “ m ” é o fator de conversão e seu erro sistemático é o coeficiente linear “ b ”. A determinação dos coeficientes “ m ” e “ b ” da reta foram obtidos com conceitos estatísticos de regressão linear, utilizando os recursos gráficos de Excel.

A Fig. 3 apresenta o procedimento realizado para a calibração da célula de carga (Fig. 3-a) e do sensor de deslocamento (Fig. 3-b). Para o sensor de deslocamento utilizou-se o mesmo procedimento de calibração, modificando-se apenas os dados de carga por deslocamento.

Figura 3 – Procedimento para calibrar o sensor de força e deslocamento. a) célula de carga e b) régua potenciométrica

Fonte: Do autor (2017).

A célula de carga utilizada foi o modelo AEPH TSD, com capacidade de 200 kg e sensibilidade de 2 mV/V, foi calibrada por uma máquina de ensaio de tração EMIC® DL-10000. O carregamento F , foi obtido pelo deslocamento das garras onde a célula de carga é fixada ao equipamento. A alimentação da célula de carga se dá por uma fonte de tensão externa (24 Vcc) gerando um sinal de saída em mV (milivolts) que é amplificado para V (volts), facilitando sua leitura por meio de um multímetro digital (FLUKE® 15B+, com resolução de 0,001 V e precisão de 0,5%).

Para calibrar a régua potenciométrica fabricada pela Gefran®, modelo LT-M-200-S, com linearidade dependente de +/- 0,05% e repetibilidade de 0,01 mm, foi necessário alimentá-la com uma tensão externa de 15 V. A saída de sinal se dá em tensão elétrica (V) não havendo a necessidade de um amplificador. A haste da régua foi movimentada a cada 10 mm, verificada por um paquímetro (Mitutoyo, com resolução de 0,05 mm), e medindo um sinal correspondente de tensão elétrica U , através de um multímetro digital (FLUKE®106, com resolução de 0,001 V e precisão de 0,5%).

Para determinar a velocidade instantânea do cilindro em movimento se utilizou o conceito da derivada do deslocamento em função do tempo. O tempo de amostragem foi de $\Delta t=0,01s$ e para cada intervalo de tempo de amostragem o sensor de deslocamento calibrado indica sua posição, com referência a sua posição anterior como Δx .

O modelo matemático usado para processar os dados de deslocamento e tempo discretos dentro do programa de coleta de dados do software de LabView é a Eq. (3).

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} \quad [\text{m/s}] \quad (3)$$

Os termopares do Tipo K, com precisão de $\pm 0,05$ °C e temperatura de trabalho de 0 a 400 °C, foram calibrados através de um forno fabricado pela empresa BIOPAR® com aquecimento resistivo, o qual possui um controlador de temperatura integrado (COEL® TKL48, com resolução de 1 °C e precisão de indicação de $\pm 0,5$ % do fundo de escala da faixa disponível ao sensor ± 1 dígito). A medida em que é modificada à temperatura (T) no forno, é adquirida o sinal de saída (tensão U) correspondente, oriundo de um transmissor de temperatura (NOVUS® Tx rail) ligado ao termopar. O sinal de saída em Volts, foi obtido através de um multímetro digital, modelo FLUKE® 15B +.

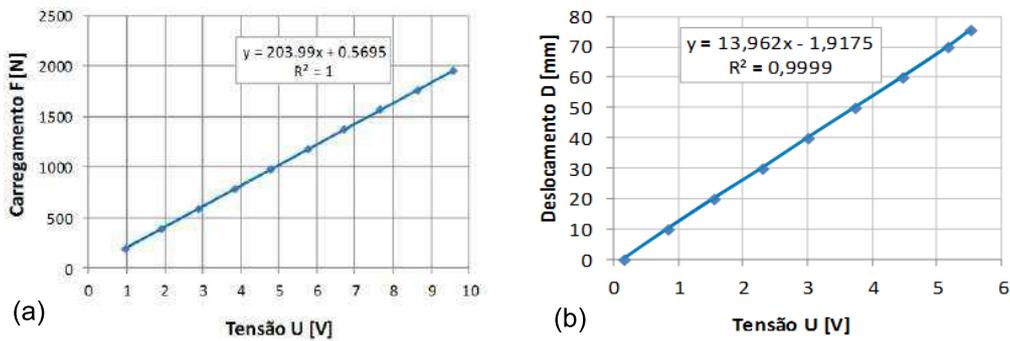
Com a montagem e instrumentação da bancada baseada na norma ISO 7986: 1997, foi possível iniciar o procedimento de ensaio, onde se realizaram diversos testes com parâmetros diferentes. Posteriormente os sinais provenientes dos sensores foram convertidos nas grandezas físicas por meio de um programa criado no *software Labview*® em parceria com *Microsoft Excel*®.

Os testes foram realizados na pressão de 110 bar (pressão máxima da bomba manual), com diferentes velocidades de avanço, ajustadas de 0,1 a 0,5 m/s, com intervalos de 0,1, com 3 repetições para cada velocidade. Para cada combinação de parâmetros ensaiados, o conjunto haste\vedação executaram 1000 ciclos de operação, sendo que cada ciclo corresponde a um avanço e um retorno do cilindro pneumático, contudo, foram obtidos resultados de atrito, apenas considerando a direção de avanço do cilindro pneumático.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A calibração dos instrumentos foi realizada com conceitos de regressão linear. A Fig. 4-a apresenta os dados obtidos durante o procedimento de calibração da célula de carga. A Fig. 4-b apresenta os resultados da calibração obtida durante o funcionamento da régua potenciométrica em condições de trabalho, verificado através de um paquímetro.

Figura 4 – Curvas de calibração dos sensores de força e deslocamento: a) célula de carga e b) régua potenciométrica

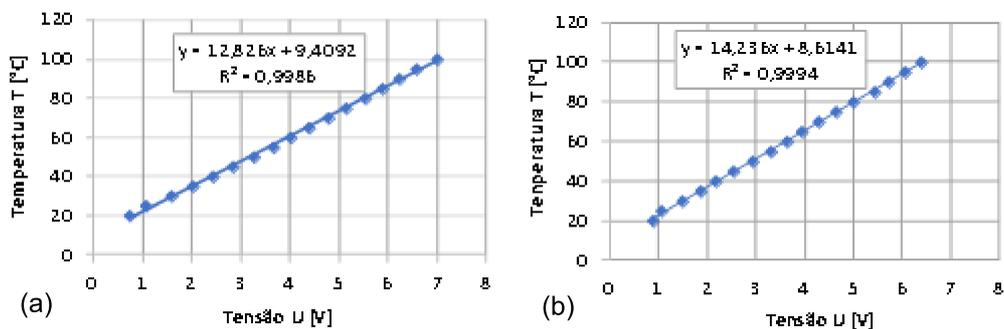


Fonte: Do autor (2017).

O fator de conversão para a célula de carga foi determinado em 203,99 N/V com uma correlação linear de 100%. Para a régua potenciométrica o fator de conversão foi 13,69 m/V, com a correlação linear de 99,99%. Em ambos casos a correlação linear foi alta, permitindo uma boa confiabilidade nos dados medidos.

A reta de calibração dos dois sensores termopares são mostrados na Fig. 5

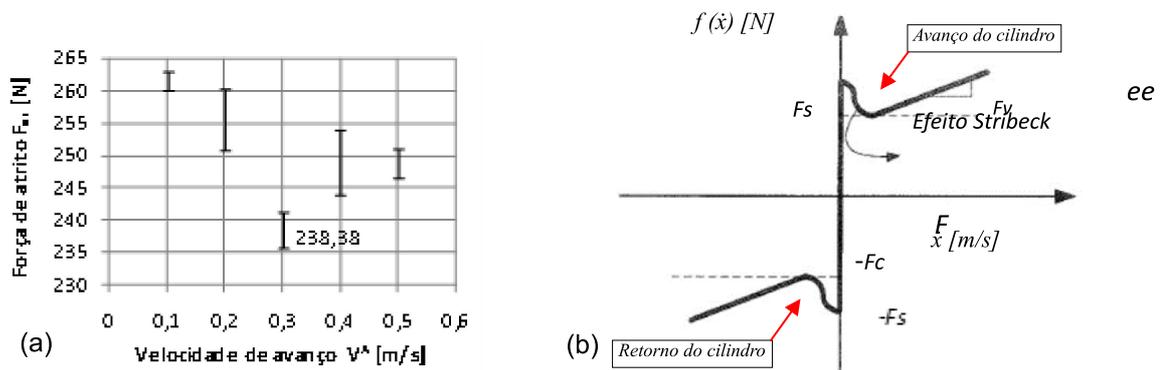
Figura 5 – Curvas de calibração dos termopares: a) termopar 1 e b) termopar 2



Fonte: Do autor (2017).

A Fig. 6-a expressa o comportamento da força de atrito com a modificação da velocidade no início e no final dos testes comparados ao modelo de Stribeck e Fig. 6-b, a curva teórica de Stribeck.

$$F_c$$

Figura 6 – a) Atrito de stribeck para sentido de avanço da haste e b) Modelo teórico de Stribeck

Fonte: (a) do autor (2017) e (b) Júnior, (2015) adaptado pelo autor.

Os resultados dos ensaios apresentados na Fig. 6-a, mostram um comportamento semelhante ao modelo de Stribeck, apresentado na Fig. 6-b. Observa-se que a força de atrito diminui com o aumento da velocidade até a formação completa do filme lubrificante e, posteriormente volta a subir com a elevação da velocidade.

Relacionando a curva do início dos ciclos com a curva do final dos ciclos, verifica-se uma pequena diferença entre a menor força de atrito de ambos os testes, no entanto ocorre uma estabilização da força de atrito para as velocidades de haste de 0,2 e 0,3 m/s no final dos ciclos.

4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Com a metodologia utilizada tornou-se possível a aquisição de dados durante o teste das vedações, possibilitando a análise do comportamento dos parâmetros envolvidos no processo, como força de atrito e velocidade. A calibração dos instrumentos de medida, permitiram levantar os dados com alta confiabilidade. Os conceitos matemáticos da equação da reta e do diferencial de deslocamento em função do tempo, foram fundamentais para a validação dos ensaios experimentais.

Foi identificado que o modelo de Stribeck, é uma ferramenta válida para a análise do atrito em condições lubrificadas, ou seja, a velocidade de avanço da haste interfere de maneira significativa na força de atrito. Conseqüentemente, essa velocidade altera a temperatura do óleo, influenciando diretamente na viscosidade. Com essa modificação da temperatura, a viscosidade altera-se, interferindo na formação do filme lubrificante que por sua vez auxilia o deslizamento da haste.

Considerando os testes que foram realizados na pressão de 110 bar, a velocidade ideal de trabalho para um menor consumo de energia da unidade de potência hidráulica, foi localizada no intervalo de 0,3 a 0,4 m/s.

REFERÊNCIAS

CASTRO, R. M. **Avaliação das Propriedades de Superfície e do Comportamento ao Desgaste Abrasivo de Hastes de Cilindros Hidráulicos Revestidas pelos Processos HVOF e Cromo Duro Eletrodepositado**. Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, 2012.

FURST, F. L.; DE NEGRI, V. J. **Projeto de Sistemas Hidráulicos de Controle de Posição**, Apostila, Florianópolis, 2002.

ISO 7986:1997 (E). **Hydraulic fluid power – Sealing devices** – Standard test methods to assess the performance of seals used in oil hydraulic reciprocating applications, Internacional Standard, 1997.

JÚNIOR, O. I. M. **Estudo e aplicação de diferentes métodos de resolução para problemas dinâmicos não-lineares em presença de atrito**. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, 2015.

OMEGA. Os diferentes tipos de cilindros hidráulicos. Disponível em: <http://www.omegaoleohidraulica.com.br/os-diferentes-tipos-de-cilindros-hidraulicos>. Acesso em: março de 2017.

WEBSTER, J.G. **Measurement, Instrumentation and Sensors Handbook**. 1. ed. EUA: CRC, 1999.