

UM CALORÍMETRO DE CICLO QUENTE AUTOMATIZADO PARA COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO DE BAIXA CAPACIDADE

Raul J. Liston, raul.liston@polo.ufsc.br
Jairo S. Vieira, jairo.vieira@polo.ufsc.br
Pedro A. Brüggeman, pedro@polo.ufsc.br
Diego Marchi, marchi@polo.ufsc.br
Alexsandro dos S. Silveira, alex@polo.ufsc.br
Christian J. L. Hermes, hermes@polo.ufsc.br

POLO Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

Resumo: Um calorímetro de ciclo quente tem por finalidade obter as curvas características de desempenho de um compressor em diferentes condições de operação, fornecendo como resposta a capacidade de refrigeração, a vazão de refrigerante, a potência consumida e o COP. Neste contexto, o presente trabalho tem como objetivo o projeto, a construção e a validação de um calorímetro de ciclo quente automatizado para avaliar o desempenho de compressores de refrigeração de baixa capacidade, com deslocamentos volumétricos na faixa entre 1 e 9 cm³. Como resultado, o calorímetro permitiu controlar a temperatura do ar externo ao compressor em 16 e 32°C, de acordo com os limites e tolerâncias exigido pelas normas vigentes. A temperatura de sucção também foi controlada de acordo com a norma ANSI/ASHRAE 23 (2005). As pressões de sucção e descarga foram controladas de forma automática, através de duas válvulas de abertura proporcional, o que permitiu maior celeridade e precisão na obtenção das condições de teste. Adicionalmente, os dados obtidos para a capacidade de refrigeração, vazão mássica de refrigerante e potência consumida foram regredidos tanto através do ajuste polinomial recomendado pela ARI 540 quanto através de um modelo físico, quando se observou que o primeiro apresentou resultados satisfatórios apenas para interpolações dentro da faixa experimental, enquanto o segundo apresentou tendências coerentes mesmo em extrapolações fora da banda testada.

Palavras-chave: calorímetro de ciclo quente, compressor hermético, automação, refrigeração, regressão de dados

1. INTRODUÇÃO

Dentro do setor de refrigeração doméstica e comercial leve, mais especificamente em *freezers* e refrigeradores, os compressores herméticos alternativos de baixa capacidade são os mais empregados (Santos *et al.*, 2019). Além disso, face à tendência de miniaturização de sistemas de refrigeração, uma grande variedade de compressores compactos encontra-se disponível no mercado, com diferentes níveis de desempenho e envelopes de operação (Marchi *et al.*, 2021). Diante desta conjuntura, com o intuito de promover o desenvolvimento de sistemas de refrigeração mais eficientes, o comportamento termodinâmico do compressor precisa ser compreendido em diferentes condições de operação (e.g., pressões de condensação e evaporação, temperatura do refrigerante na sucção do compressor e velocidade do motor elétrico). A forma mais comum de realizar este mapeamento consiste em submeter o compressor a ensaios normatizados em bancadas calorimétricas (Gosney, 1982).

Ao longo dos anos, diversos trabalhos tiveram seu foco voltado ao desenvolvimento de bancadas calorimétricas. Por exemplo, Dirlea *et al.* (1996), Joffily (2007) e Duarte *et al.* (2014) propuseram projetos de calorímetros cada vez mais ágeis, com menores níveis de carga de refrigerante e menos tempo dispendido por teste. Silveira *et al.* (2015), por sua vez, desenvolveram um calorímetro de ciclo quente compacto e automatizado, projetado especificamente para microcompressores lineares, que contava com duas válvulas pilotadas por motores de passo, responsáveis pelo ajuste das pressões de sucção e descarga, o que trouxe melhorias significativas para a controlabilidade do processo, e, consequentemente, agilidade na realização dos ensaios.

Tomando como base o calorímetro proposto por Silveira *et al.* (2015), descrito em detalhes em Silveira (2012), este trabalho apresenta um novo projeto de calorímetro de ciclo quente automatizado para obter as curvas características de compressores de baixa capacidade (*i.e.*, deslocamentos volumétricos de 1 a 9 cm³) com foco nos fluidos refrigerantes mais empregados nas áreas de refrigeração doméstica e comercial leve atualmente, tais como o R600a (isobutano) e o R290 (propano). O calorímetro conta com válvulas proporcionais de alta sensibilidade, as quais permitem explorar diferentes condições de testes com maior agilidade e exatidão, além de ser equipado com um sistema de climatização

dedicado, capaz de controlar a temperatura do ar na vizinhança do compressor em uma faixa de 16 a 32°C, contemplando as novas condições de ensaios de refrigeradores recomendadas pela norma IEC 62552 (2015). Para validar o aparato experimental, um compressor de velocidade fixa foi submetido a ensaios experimentais, os quais, por sua vez, serviram de subsídio para a regressão de modelos matemáticos para a predição da potência elétrica consumida e vazão mássica de refrigerante. Comparações entre tais modelos, tanto dentro como fora da banda de testes, também são apresentadas ao final do artigo.

2. TRABALHO EXPERIMENTAL

O aparato experimental proposto neste trabalho consiste em um calorímetro de ciclo quente automatizado, cujo ciclo de refrigeração é descrito na Fig. 1: o fluido é succionado (ponto 1) a pressão de sucção e comprimido pelo compressor até a pressão de descarga (ponto 2), passando por um medidor de vazão mássica posicionado na linha de descarga. Em seguida, o refrigerante sofre uma primeira expansão através de uma válvula proporcional eletrônica, posicionada em paralelo a uma válvula micrométrica, até uma pressão intermediária, onde é acumulado em um reservatório (ponto 3), cuja função é garantir carga suficiente de refrigerante para a operação em uma ampla faixa de vazões mássicas. Após o reservatório, o refrigerante sofre uma segunda expansão adiabática e irreversível (*i.e.*, isentálpica) através de outro par de válvulas em paralelo, uma eletrônica e uma micrométrica (ponto 4), sendo resfriado subsequentemente em um trocador de calor tipo tubo-aleta com convecção forçada de ar e reaquecido por um resistor elétrico para atender a condição especificada para a temperatura na sucção do compressor em análise (ponto 1). Os limites de operação do calorímetro são mostrados na Tab. 1.

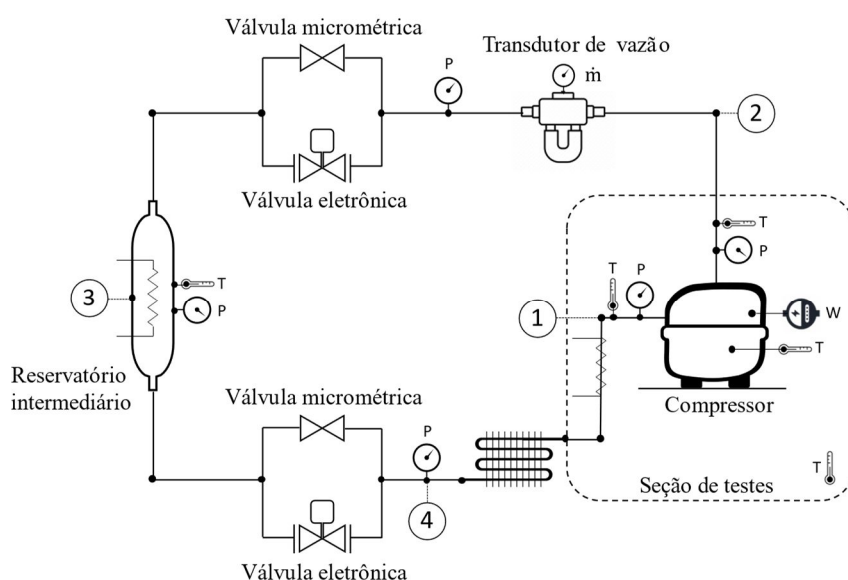


Figura 1. Representação esquemática do circuito de refrigeração do calorímetro de ciclo quente.

Tabela 1. Limites de operação.

Parâmetros	Capacidade de refrigeração [W]	Tensão AC [V]	Tensão DC [V]	Frequência [Hz]	Vazão mássica [kg/h]	T _{evap} [°C]	Pressão [bar]	T _{amb} [°C]
Faixa	30 a 400	110 a 240	0 a 30	50 a 60	0 a 10	-35 a 0	0 a 20	16 a 32

2.1. Equipamentos

Além do circuito de refrigeração, o calorímetro conta com diferentes sistemas integrados na mesma estrutura, como se observa na Fig. 2, dentre os quais se destacam: seção de teste do compressor, painel elétrico e sistema de aquisição de dados. O circuito de refrigeração, por sua vez, é composto pelos seguintes equipamentos: compressor, válvula micrométrica, válvula eletrônica, transdutor de vazão mássica, reservatório intermediário e resistor elétrico acoplado, trocador de calor e resistor elétrico acoplado na tubulação.

O controle das pressões de sucção e descarga é fundamental para o funcionamento do calorímetro. Sendo assim, foram instaladas válvulas manuais (micrométricas) em paralelo às válvulas eletrônicas proporcionais, nas linhas de sucção e de descarga. As válvulas micrométricas (fabricante Hoke, modelo M-M 1300 com orifício de ~1,19 mm) permitem um controle manual das pressões, evitando que o circuito seja bloqueado totalmente em caso de falha das válvulas eletrônicas. Estas, por sua vez, são do tipo solenoide proporcional de ação direta, modelo Burkert 2833, com orifício de 0,8 mm. A válvula é acoplada ao controlador (modelo 8605), que recebe um sinal de 0 a 10 V e aciona proporcionalmente a solenoide através de uma saída PWM (*Pulse Width Modulation*, do inglês). Esse conjunto permite um controle preciso, ágil e

estável, de modo que as pressões são mantidas nos valores especificados, obedecendo a condição de regime permanente durante os testes. A vazão mássica do ciclo de refrigeração é medida através de um transdutor de vazão mássica do tipo coriolis, modelo SITRANS FC MASSFLO MASS 2100 DI 1.5, da fabricante Siemens, com incerteza de $\pm 0,1\%$ do fundo de escala. Apesar do transdutor possuir uma faixa de operação de 0 a 30 kg/h, pelo fato da aplicação se tratar de um calorímetro adaptado para compressores de baixo deslocamento volumétrico, uma faixa de vazão de 0 a 10 kg/h foi adotada na calibração, garantindo maior acurácia na medição de baixos níveis de vazão.



Figura 2. Fotografias do aparato experimental: vista em perspectiva (esquerda) e face posterior (direita).

Um cilindro de aço inox da fabricante Swagelok, modelo 304L-HDF4-1000, com volume interno de 1000 cm³, supre a função de reservatório intermediário do calorímetro. Assim, torna-se possível a realização de testes para cada condição de operação do compressor sem necessidade de adição ou remoção de carga de fluido refrigerante, visto que o reservatório intermediário acomoda o excedente de fluido no ciclo, balanceando as pressões de sucção e descarga. Um resistor elétrico flexível de 25 W foi acoplado ao reservatório, como se pode observar na Fig. 2, para manter o fluido refrigerante no estado de vapor superaquecido. Como mencionado anteriormente, um conjunto composto por trocador de calor e resistor foi projetado para controlar a temperatura de sucção do compressor. O trocador de calor é do tipo tubo-aleta e rejeita calor ao ambiente por convecção forçada. Para realizar o ajuste fino do controle da temperatura na sucção do compressor, um resistor elétrico flexível de 25 W foi instalado na parte externa da tubulação de sucção, disposto em arranjo helicoidal.

A seção de teste, responsável por abrigar o compressor durante os ensaios, é isolada termicamente com 50 mm de EPS, conforme ilustra a Fig. 3. O controle de temperatura na seção de testes é realizado através de uma unidade de refrigeração auxiliar, ilustrada na Fig. 2, responsável por manter a temperatura na vizinhança compressor numa faixa entre 16 e 32 °C. Adicionalmente, com o intuito de refinar o controle de temperatura do ar e reduzir oscilações oriundas da ciclagem do sistema de refrigeração auxiliar, resistores aletados foram instalados na sequência do evaporador, garantindo um controle estável. O controle da velocidade do ar na seção de teste é realizado através da ação conjunta de ventiladores de rotação fixa instalados na entrada do duto de recirculação de ar e *dampers* posicionados na saída do duto de recirculação, como pode se observar na Fig. 3.

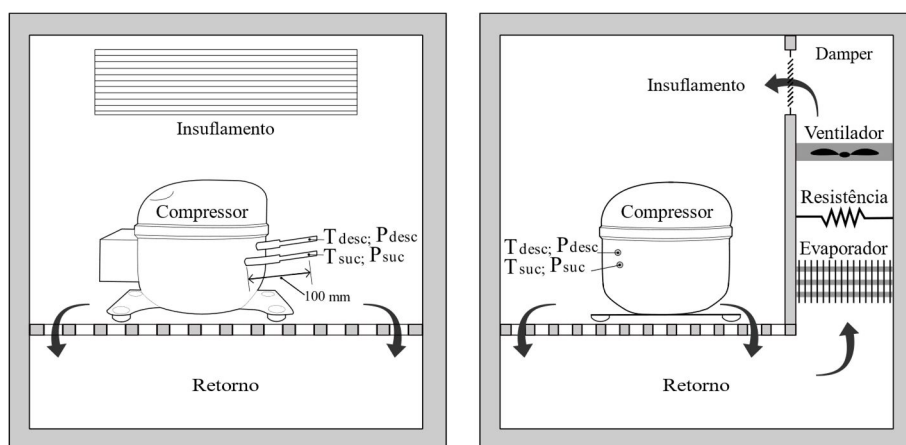


Figura 3. Representação esquemática da seção de testes: vista frontal (esquerda) e vista lateral (direita).

2.2. Sistemas de Controle

Para controlar as variáveis mais relevantes no desempenho do compressor (*e.g.*, pressões de sucção e descarga), foram implementados cinco controladores PI (proporcional-integral). Basicamente, esse tipo de controlador se destaca por ser simples, robusto, capaz de seguir referências fixas e de rejeitar perturbações (Vitor *et al.*, 2019). De forma geral, a função de transferência para o controlador PI pode ser representada pela seguinte expressão:

$$C(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (1)$$

onde K_p representa o ganho proporcional e T_i a constante de tempo integral. Esses parâmetros são sintonizados com base nos modelos matemáticos de cada processo. A Figura 4 ilustra a estrutura do controlador PI implementado em malha fechada através de um diagrama de informações.

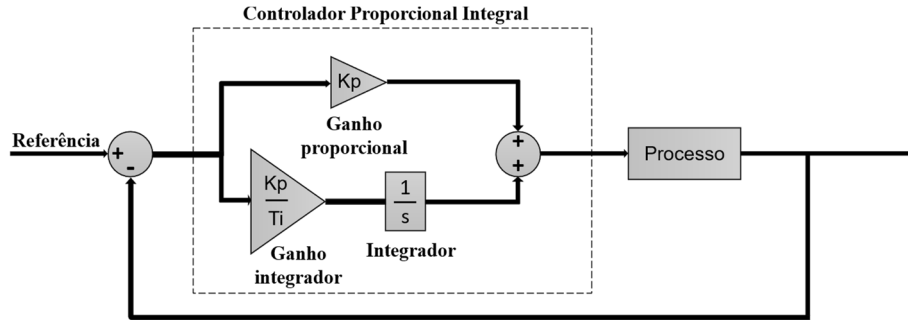


Figura 4. Representação de um controlador PI em malha fechada.

Adotando a metodologia apresentada por Silveira (2012), testes experimentais foram conduzidos para a determinação dos coeficientes da Eq. (1) através do método de resposta ao degrau, que avalia a dinâmica do sistema. Para tanto, uma função de transferência de primeira ordem com atraso de transporte no domínio de Laplace foi adotada, tal que:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{k}{\tau s + 1} e^{-\theta s} \quad (2)$$

$$k = \frac{\Delta T}{\Delta u} \quad (3)$$

onde $Y(s)$ representa a saída do sistema, $X(s)$ a entrada, k o ganho estático, s a variável transformada, τ a constante de tempo e θ o atraso de transporte. A Figura 5 (esquerda) mostra a resposta ao degrau da variável obtida para a temperatura média da câmara climatizada. Através dos dados representados na forma gráfica, foi possível determinar o valor do ganho k conforme a Eq. (3) e da constante de tempo τ que correspondem ao tempo decorrido até a temperatura atingir 63,2% da resposta final do degrau. O atraso de transporte pode ser considerado nulo nos sistemas avaliados.

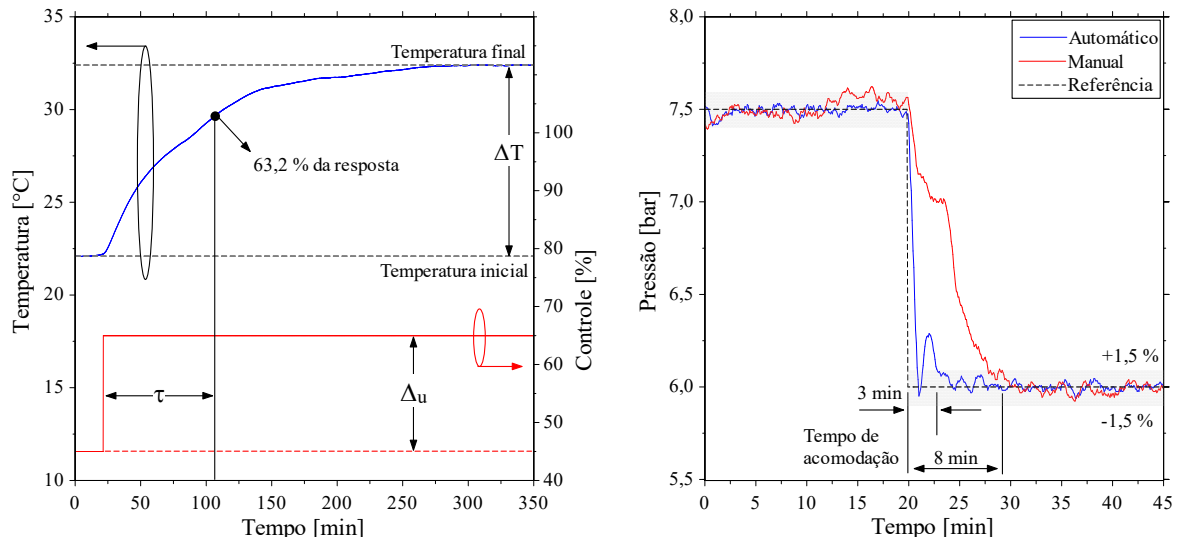


Figura 5. Resultado dos testes de resposta ao degrau para a temperatura da câmara de testes (esquerda) e comparativo entre controle manual e automático de pressões (direita).

Com o modelo matemático caracterizado, os ganhos do controlador PI podem ser sintonizados através do método proposto por Ziegler e Nichols (1942). Os parâmetros encontrados para cada variável de processo são inseridos nos controladores PI e implementados no supervisor de testes desenvolvido através da plataforma LabVIEW. A Tabela 2 sumariza os valores dos parâmetros encontrados para cada variável de processo.

Tabela 2. Parâmetros dos controladores.

Variável de processo	Temperatura			Pressão	
	Câmara	Reservatório	Sucção	Descarga	Sucção
K_p	9,0	1,0	1,0	-15,0	20,0
T_i	54,0	15,0	10,0	1,0	0,5

A Figura 5 (direita) apresenta um comparativo entre técnicas utilizados no controle da pressão de descarga da bancada usando o tempo de acomodação da variável como métrica. Nela, são comparadas as medições de pressão para ambos os casos, envolvendo os controles manual (operador e válvulas micrométricas) e PI (válvula eletrônica) para o mesmo degrau. Ambos os métodos conseguiram controlar a pressão dentro da faixa aceitável de variação ($\pm 1,5\%$), com maior agilidade e estabilidade no controle automático, reduzindo o tempo de acomodação em aproximadamente 60% quando comparado ao controle manual, o que confere uma redução no tempo de estabilização de testes. Além disso, o controle automatizado elimina a necessidade da ação contínua do operador durante o teste, removendo-o de uma condição enfadonha através da operação da bancada de forma remota.

2.3. Metodologia de Testes

Para que um ensaio seja iniciado, é realizado um aquecimento do circuito de refrigeração, com o intuito de garantir que toda a massa de refrigerante se encontre no estado de vapor superaquecido. Para tanto, são acionados resistores elétricos posicionados estrategicamente ao longo do circuito de refrigeração (e.g., linha de descarga e linha intermediária). Além disso, conforme recomendado por Silveira (2012), o ambiente de ensaio do compressor e a velocidade média do escoamento precisam estar controlados em 32°C e 3 m/s, respectivamente, para que então o compressor possa ser acionado. Finalmente, com o compressor em funcionamento, as pressões de sucção e descarga são conduzidas aos valores desejados através da operação simultânea das válvulas.

O compressor avaliado no presente trabalho é do tipo hermético, recíproco, com deslocamento volumétrico de $8,8\text{ cm}^3$ e opera em uma rotação fixa de 3600 rpm, utilizando isobutano (R600a) como fluido refrigerante. Apesar da amostra testada operar em rotações fixas apenas, o calorímetro permite a avaliação de diferentes rotações para um mesmo compressor, com controle feito através do supervisor. Para a amostra em questão, cinco níveis de temperatura de evaporação (-35 a -15°C) e três níveis de temperatura de condensação (35 a 55°C) foram avaliados, totalizando 15 ensaios experimentais, conforme a matriz de teste representada na Fig. 6. Em todos os testes, a temperatura de sucção foi mantida o mais próximo possível da temperatura ambiente, conforme recomendado pela norma ANSI/ASHRAE 23 (2005).

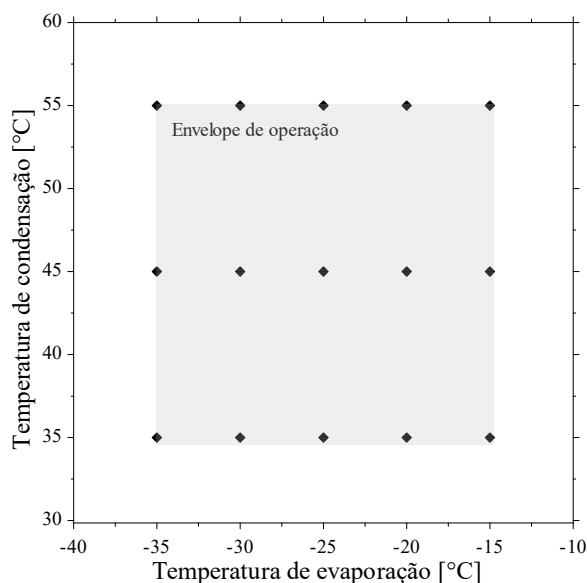


Figura 6. Matriz de testes experimentais.

3. REGRESSÃO DOS DADOS

Os dados do compressor em análise, obtidos através de ensaios em regime permanente no calorímetro de ciclo quente, foram ajustados através de dois modelos distintos: o modelo empírico previsto pela norma ARI 540 (2004), que consiste essencialmente em um ajuste polinomial bi-cúbico que necessita, portanto, de 10 coeficientes; e o modelo físico, proposto por Santos *et al.* (2019), que faz uso de 3 coeficientes.

3.1. Modelo empírico

Esta abordagem consiste basicamente na regressão de um polinômio bi-cúbico através do método dos mínimos quadrados. As variáveis dependentes (*i.e.*, potência consumida e vazão mássica) são representadas em função das temperaturas de condensação e evaporação da seguinte forma:

$$X = c_1 + c_2 T_{ev} + c_3 T_{cd} + c_4 T_{ev}^2 + c_5 T_{ev} T_{cd} + c_6 T_{cd}^2 + c_7 T_{ev}^3 + c_8 T_{ev} T_{cd}^2 + c_9 T_{ev}^2 T_{cd} + c_{10} T_{cd}^3 \quad (4)$$

onde T_{cd} é a temperatura de saturação relativa à pressão de descarga, T_{ev} a temperatura de saturação relativa à pressão de sucção, e X a variável dependente de interesse. Vale salientar que os coeficientes ajustados para a Eq. (4), e apresentados na Tab. 3, não possuem interpretação física. Ainda, no caso do modelo empírico, vale salientar que são necessários pelo menos 10 pontos experimentais para que o ajuste possa ser realizado.

Tabela 3. Coeficientes do polinômio ajustado segundo as recomendações da norma ARI 540 (2004).

Coeficientes	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7	c_8	c_9	c_{10}
Vazão mássica (kg/h)	$-1,3 \cdot 10^{-4}$	$2,3 \cdot 10^{-1}$	$9,6 \cdot 10^0$	$2,7 \cdot 10^{-3}$	$-3,9 \cdot 10^{-4}$	$-2,2 \cdot 10^{-1}$	$-3,6 \cdot 10^{-5}$	$-5,0 \cdot 10^{-5}$	$-8,4 \cdot 10^{-5}$	$1,6 \cdot 10^{-3}$
Potência consumida (W)	$-1,8 \cdot 10^3$	$-1,6 \cdot 10^0$	$1,3 \cdot 10^2$	$-8,9 \cdot 10^{-2}$	$7,4 \cdot 10^{-2}$	$-2,9 \cdot 10^0$	$-2,0 \cdot 10^{-3}$	$-1,1 \cdot 10^{-3}$	$-9,9 \cdot 10^{-4}$	$2,1 \cdot 10^{-2}$

3.2. Modelo físico

A fim de reduzir a quantidade de pontos experimentais necessários, modelos físicos têm sido propostos na literatura (Negrão *et al.*, 2010; Li, 2012). Neste trabalho, optou-se pela abordagem apresentada por Santos *et al.* (2019), segundo a qual a potência de compressão é calculada a partir da seguinte expressão:

$$\dot{W}_c = \dot{m} \left\{ a_0 T_s \left[\left(\frac{p_{cd}}{p_{ev}} \right)^{a_1} - 1 \right] + a_2 \right\} \quad (5)$$

onde os coeficientes $a_{0,2}$, que possuem significado físico, são regredidos a partir dos dados do compressor. O coeficiente a_2 , por exemplo, representa o calor rejeitado pelo compressor por unidade de massa, podendo ser empregado para estimar a entalpia específica na descarga do compressor, tal que $h_2 = h_1 + \dot{W}_c / \dot{m} - a_2$, onde h_1 representa a entalpia específica do refrigerante na sucção do compressor.

De forma similar, Santos *et al.* (2019) fornecem a seguinte expressão, de base teórica, para calcular a vazão mássica deslocada pelo compressor:

$$\dot{m} = \frac{p_{ev} N}{T_s} \left\{ b_0 - b_1 \left[\left(\frac{p_{cd}}{p_{ev}} \right)^{b_2} - 1 \right] \right\} \quad (6)$$

onde os coeficientes $b_{0,2}$ são regredidos a partir de dados experimentais, enquanto N representa a frequência de operação do compressor, em Hz. A Tabela 4 mostra os coeficientes encontrados para o modelo físico. Comparando as Eqs. (5) e (6) com o modelo teórico disposto na Eq. (4), percebe-se que as escalas físicas são preservadas (Santos *et al.*, 2019), o que permite a extrapolação do modelo além do envelope de testes. Ainda, é importante ressaltar que apenas três coeficientes são necessários tanto para a cômputo da vazão mássica quanto da potência elétrica, o que resulta na necessidade de, no mínimo, três pontos experimentais para a regressão. A Tabela 4 apresenta os coeficientes encontrados.

Tabela 4. Coeficientes do modelo físico.

Coeficientes	a_0	a_1	a_2	b_0	b_1	b_2
Modelo físico	$2,09 \cdot 10^2$	$4,65 \cdot 10^{-1}$	$4,89 \cdot 10^4$	$5,40 \cdot 10^{-3}$	$4,27 \cdot 10^{-3}$	$4,58 \cdot 10^{-2}$

4. RESULTADOS

A fim de demonstrar a acurácia e estabilidade do aparato experimental, a Fig. 7 (esquerda) mostra as pressões de sucção e descarga sendo controladas durante um período de trinta minutos, oscilando dentro de uma banda $\pm 0,05$ bar em torno do respectivo *setpoint* (valor de referência, do inglês). A Figura 7 (direita), por sua vez, apresenta a temperatura da

câmara de testes sendo controlada a 16 e 32°C, condições de ensaio recomendadas pela norma IEC 62552 (2015). A Figura 8 mostra o desvio relativo entre os modelos utilizados e os pontos experimentais para a potência consumida e vazão mássica. Para a potência, todo o conjunto de dados apresentou erros em uma banda de 10% tanto para o modelo polinomial quanto para o modelo físico. Apesar dos baixos valores de vazão medidos, o modelo físico conseguiu representar os dados experimentais razoavelmente, com 90% dos dados dentro de uma banda de erro de 10%.

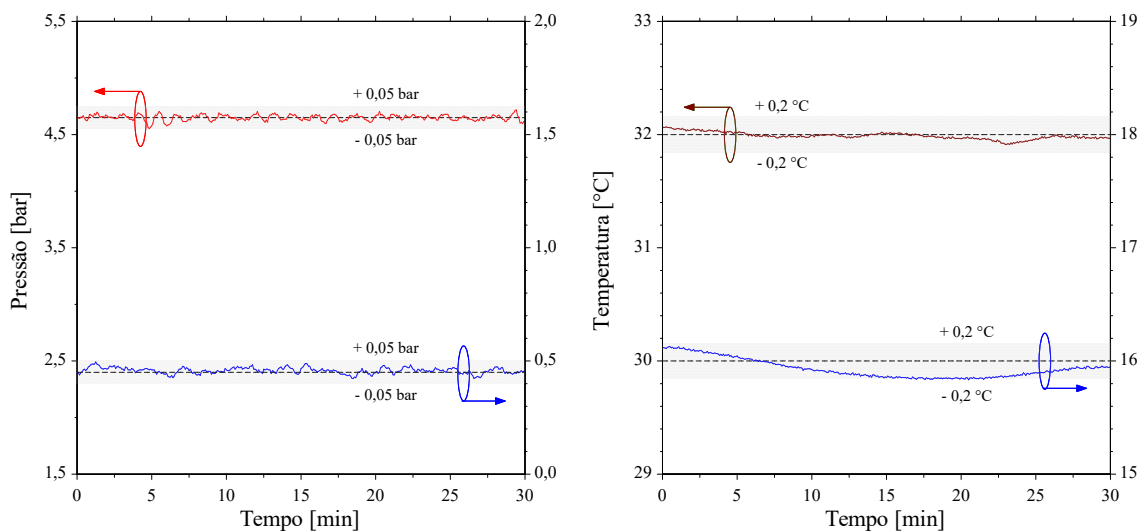


Figura 7. Controle das pressões (esquerda) e temperaturas (direita).

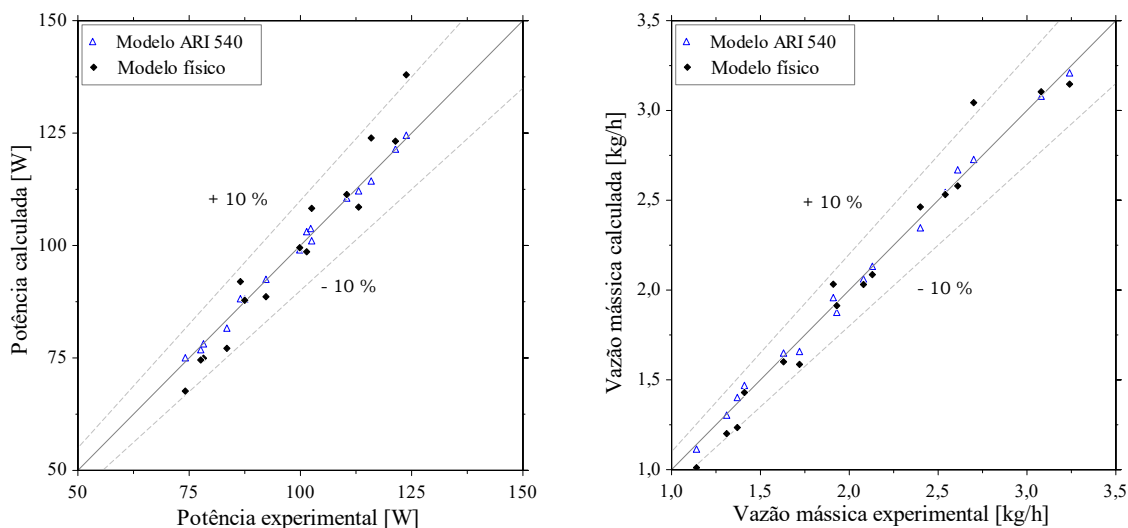


Figura 8. Potência calculada e medida (esquerda); vazão mássica calculada e medida (direita).

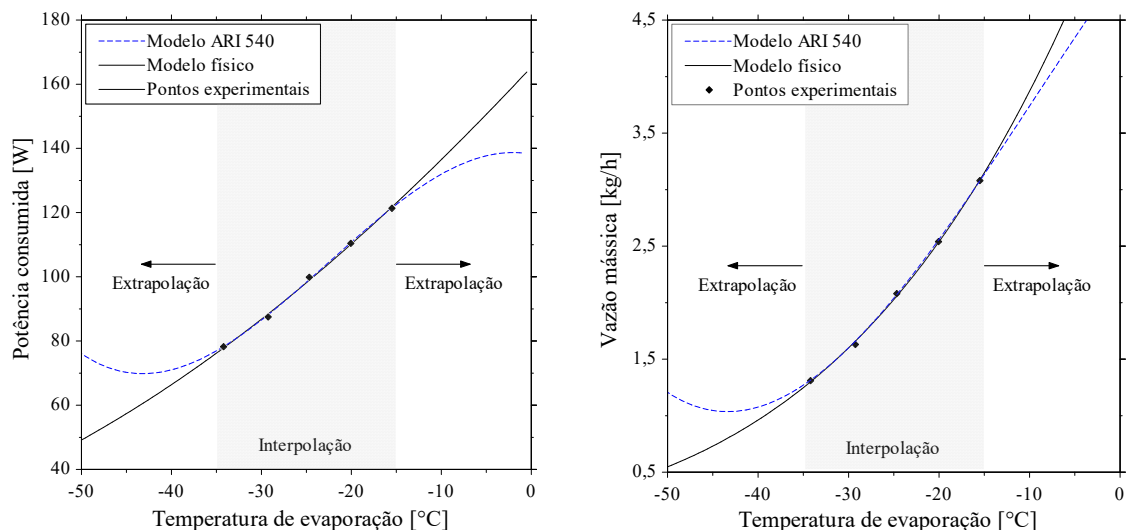


Figura 9. Curvas de potência (esquerda); curvas de vazão (direita).

A Figura 9 ilustra os resultados obtidos a partir dos modelos regredidos para a potência elétrica consumida e a vazão mássica de refrigerante em função da temperatura de evaporação para o compressor testado, com rotação fixa em 3600 rpm e condensação em 45°C, considerando tanto o modelo empírico proposto pela norma ARI 540 como o modelo físico introduzido na seção 3.2. Os coeficientes das Eqs. (4) a (6) foram obtidos a partir dos 15 pontos experimentais previstos na matriz de testes ilustrada na Fig. 6 para ambos os modelos. Através de uma comparação direta com os dados experimentais apresentados na Fig. 9, é possível verificar que ambos os modelos apresentaram baixos desvios para a região de interpolação. Quanto à região de extrapolação, o modelo físico aponta tendências coerentes, enquanto o modelo empírico diverge do resultado esperado.

5. CONCLUSÕES

Um calorímetro automatizado de ciclo quente para compressores de refrigeração de baixa capacidade (1 a 9 cm³) foi proposto no presente trabalho. Dentre os componentes utilizados no ciclo, destaca-se o emprego das válvulas eletrônicas proporcionais, que conferem ao aparato agilidade, estabilidade e redução no tempo dispendido por ensaio, devido à eliminação da necessidade de que o operador fique em condição enfadonha ajustando as válvulas durante o teste. O aparato ainda conta uma seção de testes termicamente isolada com controle acurado de temperatura e de velocidade do ar insuflado na amostra ensaiada, atendendo as recomendações da norma ANSI/ASHRAE 23 (2005). A frente de controles contou com o desenvolvimento de controladores do tipo PI, cujos parâmetros foram sintonizados através de testes de resposta ao degrau em malha aberta. Dessa forma, o aparato se mostrou capaz de controlar as condições de operação impostas ao compressor avaliado dentro da faixa de operação proposta. A matriz de ensaios experimentais explorou 5 níveis de temperatura de evaporação (-35 a -15°C) e 3 níveis de temperatura de condensação (35 a 55°C). A amostra submetida aos ensaios trata-se de um compressor hermético de 8,8 cm³ e rotação fixa, disponível no mercado. Após a execução dos testes, os dados experimentais obtidos foram usados para regredir as curvas de desempenho do compressor através de dois modelos de previsão, um empírico e outro físico. Em geral, os modelos representaram satisfatoriamente os dados experimentais, com predições dentro de uma banda de erro de 10%. De forma complementar, o comportamento dos modelos em regiões de interpolação e extrapolação dos dados para vazão mássica e potência consumida foi explorado. Apesar do modelo polinomial representar bem os dados dentro do envelope testado, o fato do modelo físico preservar as escalas dos processos termodinâmicos leva a extrapolações mais realistas.

6. AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi realizado nos Laboratórios POLO sob os auspícios do programa Institutos Nacionais de Ciência e Tecnologia (CNPq 404023/2019-3, FAPESC 2019TR0846).

7. REFERÊNCIAS

- ANSI/ARI 540, 2004. “Standard for Performance Rating of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units”. Arlington, VA 22201, USA.
- ANSI/ASHRAE 23, 2005. “Methods of testing for rating positive displacement refrigeration compressors and condensing units”. Atlanta, GA, USA.
- Dirlea, R., Hannay, J., and Lebrun, J., 1996. “Testing of Refrigeration Compressors Without Condensation”, Purdue Conference, USA.
- Frutuoso Jr., Edilson, 2014. “Análise do desempenho de compressores herméticos de refrigeração para aplicações com dióxido de carbono”, Universidade Federal de Santa Catarina, Curso de Graduação em Engenharia Mecânica.
- IEC 62552, 2015. “Household refrigerating appliances – characteristics and test methods”. International Electrotechnical Commission, Geneva, Switzerland; 2015.
- Joffily, Leandro de A. L., 2007. “Caracterização do desempenho de compressores de refrigeração segundo um ciclo superaquecido de teste”. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília. Brasília, DF, 140 p.
- Li, Wenhua, 2012. “Simplified steady-state modeling for hermetic compressors with focus on extrapolation” *International Journal of Refrigeration* 35, p. 1722-1733. Modeling, Analysis, Simulation and Computation (MASC), Carrier Corporation, Syracuse, NY 13057, USA.
- Marchi, Diego; Hermes, Christian J. L., Ronzoni, Adriano F., 2021. “Thermodynamic Evaluation of Two Portable Coolers Running with Reciprocating and Rotary Compressors” 26th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, Florianópolis, SC, Brazil.
- Negrão, Cezar O.R., Erthal, Raul H., Andrade, Diogo E.V., Silva, Luciana W., 2010. “A semi-empirical model for the unsteady-state simulation of reciprocating compressors for household refrigeration applications”. *Applied Thermal Engineering* 31 p. 1114-1124.
- Santos, Guilherme Z., Ronzoni, Adriano F., Hermes, Christian J.L., 2019. “Performance characterization of small variable-capacity reciprocating compressors using a minimal dataset”. *International Journal of Refrigeration* p. 191 – 201

- Silveira, Alexandro S., Machado, Everton, de Sá, Silvana R. L. e Gonçalves, J.M., 2014. "Design and Construction of an Innovative Hot-Gas Cycle Calorimeter for Microcompressors". ENCIT, Belém, PA, Brasil.
- Silveira, Alexsandro S., 2012. "Desenvolvimento de um calorímetro automatizado para avaliação de microcompressores", Instituto Federal de Santa Catarina, Campus Florianópolis. Programa de Mestrado Profissional em Mecatrônica. 143 p.
- Vitor, Murilo F., Silveira, Alexsandro S., Matias, Guilherme, Flesch, Rodolfo C. C., 2019. "Desenvolvimento de uma Estrutura de Controle Híbrida para Sistemas de Refrigeração de Alta Pressão". Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente, Ouro Preto, MG.
- Ziegler, J.G. and Nichols, N.B., 1942. "Optimum Settings for Automatic Controllers". Transactions of the A.S.M.E. Vol. 64, pp. 759-768.

8. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

AN AUTOMATED HOT-GAS CALORIMETER FOR SMALL-CAPACITY HOUSEHOLD REFRIGERATION COMPRESSORS

Raul J. Liston, raul.liston@polo.ufsc.br
Jairo S. Vieira, jairo.vieira@polo.ufsc.br
Pedro A. Brüggeman, pedro@polo.ufsc.br
Diego Marchi, marchi@polo.ufsc.br
Alexsandro S. Silveira, alex@polo.ufsc.br
Christian J. L. Hermes, hermes@polo.ufsc.br

POLO Research Laboratories in Cooling and Thermophysics, Department of Mechanical Engineering
Federal University of Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brazil.

Abstract. *The main purpose of a hot-gas cycle calorimeter is to obtain the key performance parameters of a compressor running under different operating conditions, such as cooling capacity, mass flow rate, power consumption, and COP. In this context, the present work is aimed at the design, construction, and validation of an automated hot-gas cycle calorimeter to evaluate the performance of small-capacity refrigeration compressors, with a stroke span of 1 to 9 cm³. As a result, the calorimeter provided a temperature control of the compressor box at 16 and 32°C, in accordance with the limits and tolerances required by current standards. The suction temperature was also controlled according to ANSI/ASHRAE 23 (2005) standard through the use of electric heaters. The suction and discharge pressures were automatically controlled by means of two proportional opening valves, which allowed greater celerity and precision on pressure control to reach steady-state conditions. Based upon the experimental data, the performance parameters (e.g., cooling capacity, mass flow rate, and power consumption) were fitted not only by means of the polynomial fitting recommended by the ARI 540 standard, but also using a first-principles model. Albeit both procedures proved to be accurate for the interpolation region, the predictions of the polynomial fittings were not reliable outside the testing envelope, when the first-principles model should be adopted.*

Keywords: *calorimeter, hermetic compressor, automation, refrigeration, data regression*