

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ANÁLISE EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE ULTRAFREEZERS

André A. Furlan, furlan@polo.ufsc.br
Fernando T. Knabben, fernandok@polo.ufsc.br
Claudio Melo*, melo@polo.ufsc.br

POLO – Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, Universidade Federal de Santa Catarina
88040-900, Florianópolis, SC, Brasil, Tel: 55 48 3234 5691, *Autor para correspondência: melo@polo.ufsc.br

Resumo: *Ultrafreezers atingem temperaturas da ordem de -80°C , sendo quase que exclusivamente utilizados em laboratórios de biologia, medicina e farmácia. Como a diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação é elevada, os produtos existentes empregam ciclos de refrigeração do tipo cascata. Esses equipamentos são, no entanto, ainda desenvolvidos dentro de uma filosofia de tentativa-e-erro. Como uma alternativa, esse trabalho se propõe a avaliar o desempenho termodinâmico de um ultrafreezer de 374 litros através de experimentos normalizados. Testes foram então realizados com temperaturas de referência de -70°C e -80°C , quando se percebeu que o tempo de pull-down é de aproximadamente 4h, independentemente da referência. Observou-se ainda que o consumo de energia, para uma temperatura de referência de -75°C , atingiu o valor de 15,52kWh/dia. Testes de fluxo de calor reverso foram também realizados, o que permitiu a determinação da carga térmica, da capacidade de refrigeração e do COP (coeficiente de performance) do produto. Na temperatura de -80°C , por exemplo, o COP atingiu o valor de 0,25, valor esse 7,5 vezes inferior ao previsto por Carnot para um ciclo de refrigeração ideal.*

Palavras-chave: *ultrafreezer, ciclo cascata, consumo de energia*

1. INTRODUÇÃO

Políticas governamentais cada vez mais rigorosas e a preocupação com o meio ambiente têm estimulado os fabricantes de sistemas de refrigeração a desenvolverem produtos cada vez mais eficientes. O desempenho termodinâmico desses produtos é normalmente expresso através do Coeficiente de Performance (COP), parâmetro que relaciona o benefício (capacidade de refrigeração) com o custo (potência). Tal parâmetro é diretamente afetado pelo desempenho individual dos componentes (i.e. compressor, trocadores de calor e dispositivo de expansão), pela arquitetura do ciclo e pelas temperaturas dos ambientes interno e externo. Em *freezers* domésticos a diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação é moderada e, portanto, os ciclos convencionais de único estágio apresentam um razoável desempenho termodinâmico. Contudo, à medida que a diferença de temperatura aumenta, esse tipo de ciclo apresenta uma série de inconvenientes, quais sejam: i) aumento da temperatura de descarga, redução do rendimento volumétrico do compressor, queda do COP, entre outros (Kuen et al., 1998).

Ultrafreezers são sistemas de refrigeração desenvolvidos para aplicação laboratorial, visando temperaturas da ordem -80°C . Em tais sistemas, a diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação supera facilmente o patamar de 100°C , o que impede a utilização de ciclos com um único estágio de compressão. A alternativa são os ciclos cascata. Nesses sistemas utilizam-se dois ciclos de único estágio, com refrigerantes distintos, conectados através de um trocador de calor que liga o ciclo de baixa com o de alta temperatura.

A literatura disponível sobre ciclos cascata é relativamente ampla. No entanto, isso não se aplica a *ultrafreezers*, que possuem um nicho de mercado relativamente restrito, sendo encontrados quase que exclusivamente em laboratórios de biologia, medicina e farmácia. Tais equipamentos são fabricados de maneira intuitiva, geralmente através do método da tentativa-e-erro. Além disso, em muitos países não existem normas para a realização de testes de desempenho, o que dificulta a análise do sistema e a realização de análises comparativas entre produtos de fabricantes distintos. Dentro desse contexto, esse trabalho se propõe a avaliar o comportamento termodinâmico de um *ultrafreezer* de 374 litros, através da norma Energy Star (2013). Para tanto, um o produto foi devidamente instrumentado e testado em uma câmara com temperatura e umidade controladas, como indicado a seguir.

2. TRABALHO EXPERIMENTAL

2.1. Aparato

O *ultrafreezer* em questão opera entre -40 a -86°C e utiliza 620g de R404A no estágio de alta e 170g de R23 no estágio de baixa. Ambos os estágios utilizam o mesmo modelo de compressor alternativo, com um deslocamento volumétrico de $34,38\text{cm}^3$. A Figura 1 mostra um esquema do circuito de refrigeração. O sistema utiliza um evaporador do tipo *skin*, em contato direto com a chapa interna do compartimento refrigerado. Os dispositivos de expansão são tubos capilares adiabáticos. O condensador é do tipo tubo-aleta, com convecção forçada. O mesmo condensador atende os dois estágios, utilizando ventiladores e circuitos independentes. O trocador de calor intermediário atua como evaporador do primeiro e sub-resfriador do segundo estágio e promove a transferência de calor entre os circuitos de baixa e alta temperatura. A tubulação de descarga do compressor do primeiro estágio passa pelo batente da porta, formando um tubo anti-sudação. Na descarga do compressor do segundo estágio, por sua vez, há um pré-condensador em série com um separador de óleo.

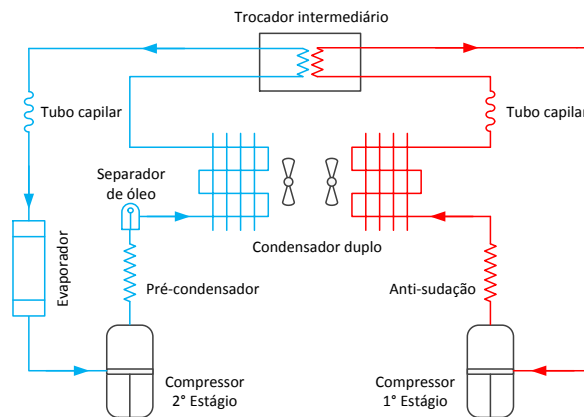


Figura 1. Esquema do circuito de refrigeração

No compartimento interno, revestido com aço inox, existem quatro prateleiras uniformemente distribuídas (ver Fig. 2). Além da porta externa, existem ainda quatro portas internas, uma para cada prateleira. O sistema conta ainda com três gaxetas, uma na porta externa e duas no batente, para minimizar a infiltração de ar externo. As paredes e a porta externa são isoladas com poliuretano expandido, com espessuras de 135mm e 90mm, respectivamente.



Figura 2. Compartimento interno do ultrafreezer

2.2. Metodologia de ensaio

O *ultrafreezer* foi testado de acordo com as recomendações da norma norte-americana Energy Star (2013), que estabelece procedimentos de ensaio para refrigeradores (0°C a 12°C), freezers (-40°C a 0°C) e *ultrafreezers* (-80°C a -70°C). Dessa forma, o produto foi testado numa câmara mantida a 24°C e 56% de umidade relativa, e velocidade do ar inferior a $0,25\text{m/s}$. A temperatura ambiente foi medida em dois pontos, um afastado $0,915\text{m}$ do centro geométrico da porta e outro afastado $0,150\text{m}$ do teto e $0,915\text{m}$ da porta. A temperatura do ar interno foi medida por 20 termopares, com incerteza máxima de medição de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$, distribuídos igualmente pelas 4 prateleiras, como indicado na Fig. 3a. Os termopares foram imersos em esponjas molhadas com uma solução de 50% de água e 50% de propileno-glicol, contidas

em recipientes cilíndricos de 5cm de altura e 1cm de raio, ilustrados na Fig. 3b. A potência total e a potência de cada compressor foram medidas com analisadores digitais de potência, com incerteza de $\pm 0,1\%$ do fundo de escala.

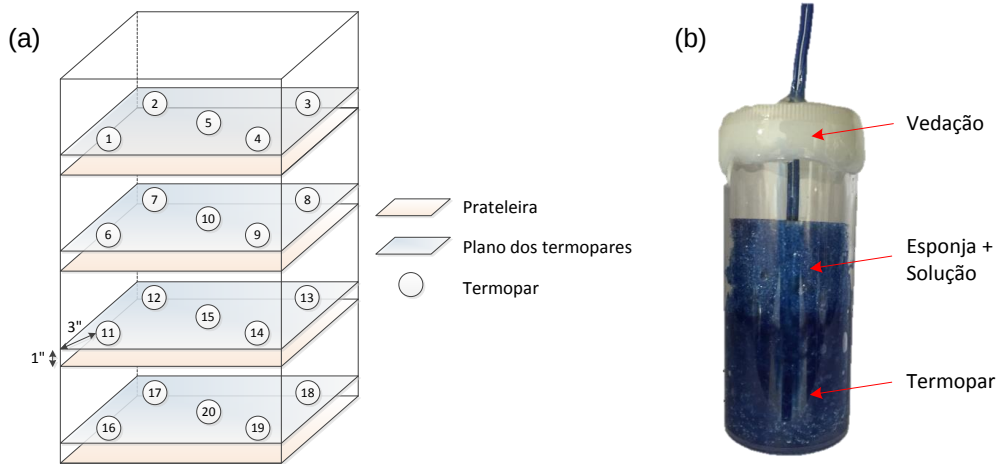


Figura 3. Instrumentação do refrigerador (a) e encapsulamento dos termopares (b)

O consumo de energia foi determinado a partir de dois testes, um na temperatura de -70°C e outro na temperatura de -80°C , ambos em regime permanente. Para tanto as oscilações de temperatura foram monitoradas durante um primeiro período de 2h. Em seguida aguardou-se um período de 3h, antes de analisar as oscilações durante um segundo período de 2h, e assim por diante. O regime permanente de operação foi atingido quando a oscilação média de temperatura se manteve inferior a $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$. Atingida a condição de regime, o produto foi submetido a uma rotina periódica de abertura de portas, da seguinte forma: (i) abrir a porta externa com uma velocidade constante e durante um tempo máximo de 2s até atingir um ângulo de abertura de 90° , (ii) abrir a porta interna superior seguindo o mesmo padrão e mantê-la aberta por 15s, (iii) fechar a porta interna superior e (iv) fechar a porta externa. Findada a rotina, aguardou-se 1h antes de repeti-la por mais cinco vezes, sempre a intervalos de 1h. Após o término das 6 rotinas de abertura de portas manteve-se o produto ligado por mais 19 horas, totalizando assim 24h de teste. O consumo de energia foi integrado ao longo das 24 horas, tanto na temperatura de -70°C como na temperatura de -80°C . O consumo final de energia, referido a -75°C , foi obtido através de uma interpolação linear simples.

Além do consumo de energia, outras duas informações essenciais foram extraídas de cada teste: o tempo de *pull-down* e o tempo de *pull-up*. O tempo de *pull-down*, correspondente ao tempo necessário para que a temperatura média do ar interno atinja o valor desejado, foi medido a partir do momento em que o sistema foi ligado, estando este previamente em equilíbrio térmico com o ambiente externo. O tempo de *pull-up*, por sua vez, foi medido após o término do ensaio de consumo de energia. Para tanto, o sistema foi desligado e determinou-se o tempo requerido para que a temperatura média do ar interno alcançasse o valor de 20°C . Tal parâmetro fornece uma indicação da qualidade do isolamento térmico do produto.

Um teste, não prescrito na norma Energy Star (2013) e chamado de teste de fluxo de calor reverso, foi também realizado para quantificar a condutância térmica global, UA , do compartimento refrigerado (Gonçalves et al., 2000). Para tanto, o produto foi excitado com diferentes cargas térmicas adicionadas através de resistências elétricas distribuídas uniformemente no interior do produto (ver Fig. 4). A ação das resistências elétricas foi controlada por relés de estado sólido do tipo ângulo de fase e por controladores do tipo PID (proporcional-integral-derivativo).

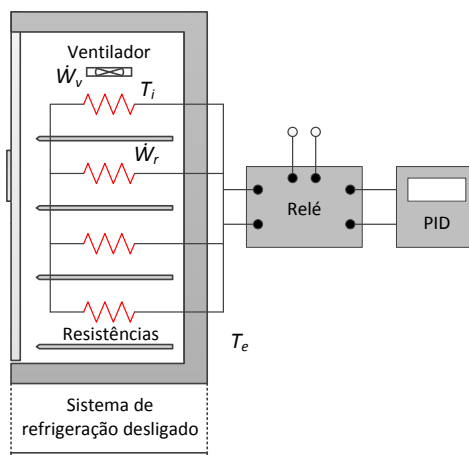


Figura 4. Instrumentação utilizada no teste de fluxo de calor reverso

O parâmetro UA foi obtido através do balanço de energia indicado na Eq. (1), e com o auxílio do método dos mínimos quadrados.

$$UA(T_i - T_e) = W_r + W_v \quad (1)$$

onde T_i e T_e representam respectivamente as temperaturas médias do ar interno e externo, e W_r a potência das resistências elétricas. Um pequeno ventilador, de potência W_v , foi também utilizado para atenuar a estratificação da temperatura do ar interno.

3. RESULTADOS

A Figura 5 mostra o comportamento da temperatura média do compartimento refrigerado durante o teste de *pull-down*. Nota-se que o produto atinge tanto a temperatura de -70°C como a de -80°C em aproximadamente 4h. Analisando as Fig. 6a e 6b, percebe-se que a fração de funcionamento dos compressores torna-se maior no teste realizado a -80°C , o que explica o resultado obtido e comprova a atuação do sistema de controle.

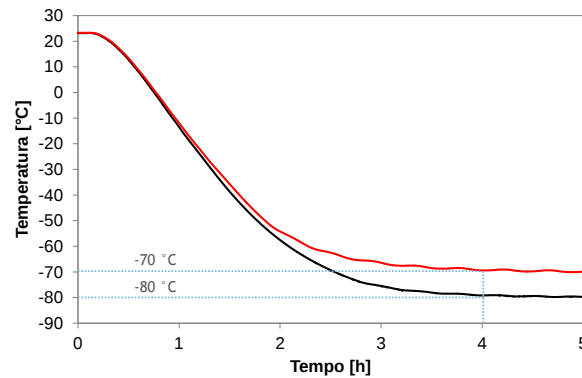


Figura 5. Temperatura média do ar durante o teste de *pull-down*

É interessante notar que o compressor do primeiro estágio permanece continuamente ligado enquanto que o do segundo estágio opera de maneira cíclica durante o transiente inicial. Isso ocorre devido a um sistema de proteção que desliga o compressor do segundo estágio quando a temperatura do refrigerante na sucção do compressor do primeiro estágio atinge um determinado valor. Esse tipo de proteção, além de representar um desperdício de energia, contribui para a elevação do tempo de *pull-down*. Percebe-se ainda, e com mais intensidade no teste a -70°C , que o sistema entra em operação cíclica bem antes da temperatura de regime ser atingida, o que também contribui para a elevação do tempo de *pull-down*.

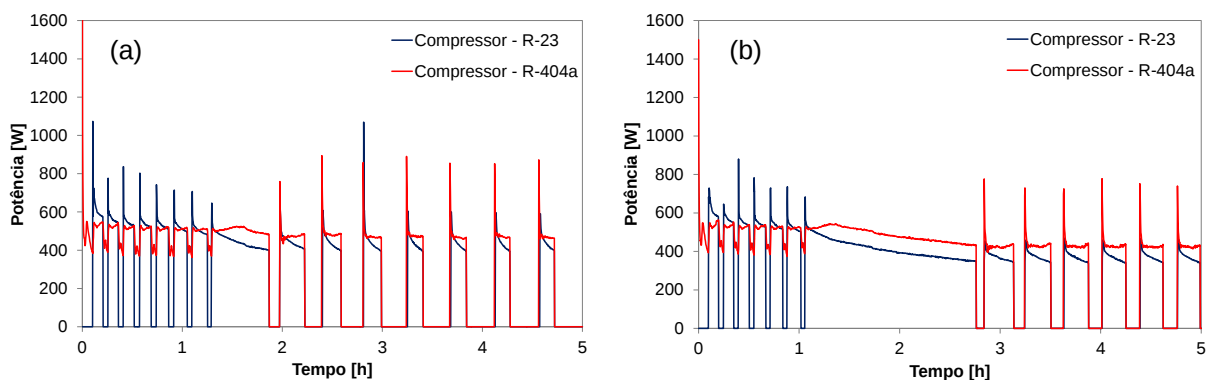


Figura 6. Potência dos compressores durante o teste de *pull-down*: (a) -70°C , (b) -80°C

Observa-se que os dois ventiladores do condensador permanecem continuamente ligados durante o transiente inicial, mesmo com um dos compressores operando de maneira cíclica. As Figuras 7a e 7b mostram respectivamente a potência total dos ventiladores durante os testes a -70°C e -80°C . Percebe-se que os ventiladores consomem aproximadamente 100W, valor este coerente com a potência nominal de 50W. Mantido o sistema de proteção mencionado anteriormente, este deveria, no mínimo, desligar também o ventilador do condensador do segundo estágio em fase com o compressor.

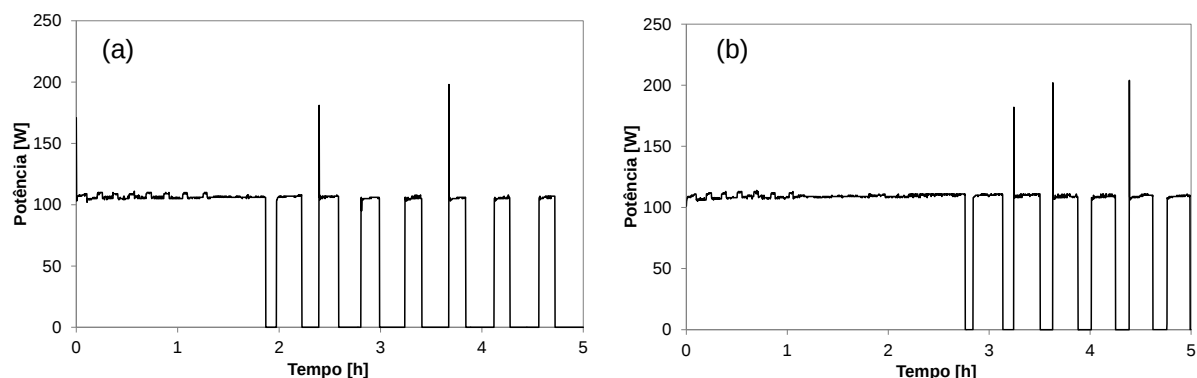


Figura 7. Potência dos ventiladores durante o teste de *pull-down*: (a) -70°C, (b) -80 °C

As Figuras 8a e 8b mostram respectivamente as temperaturas médias do ar em cada uma das prateleiras do produto durante os testes realizados a -70°C e -80°C. Percebe-se uma oscilação considerável de temperatura durante as seis primeiras horas devido à abertura periódica de portas. Percebe-se também que existe uma estratificação de temperatura de aproximadamente 4°C em ambos os testes, provavelmente devido à ausência de um ventilador interno. Vale lembrar que a norma EnergyStar (2013) não estabelece limites para a estratificação de temperatura no interior do compartimento refrigerado.

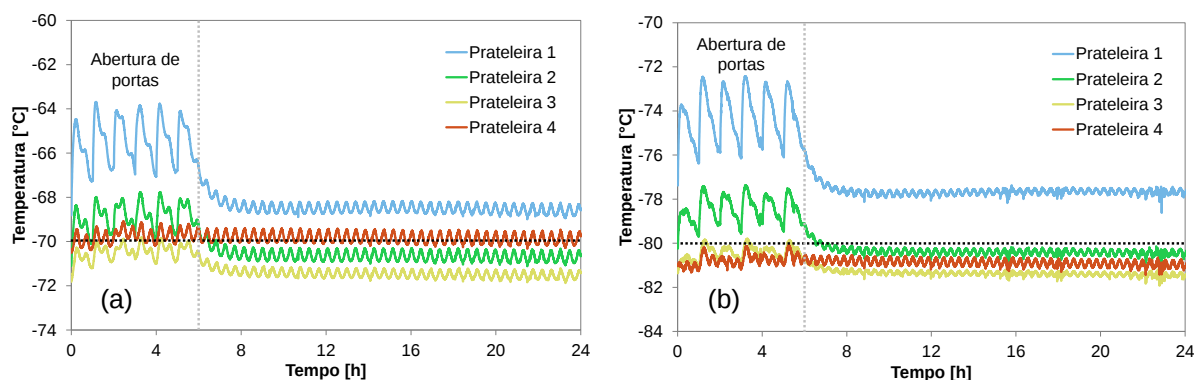


Figura 8. Temperatura do ar durante o período de integração do consumo de energia: (a) -70°C, (b) -80°C

A Tabela 1 mostra o consumo de energia e a temperatura média do ar em cada um dos testes realizados. A temperatura representa a média de todos os sensores durante o período de integração de 24 horas. O consumo final de energia, interpolado com base numa temperatura de referência de -75°C atingiu o valor de 15,52kWh/dia, valor substancialmente superior ao observado em *freezers* domésticos, por exemplo. Deve-se ressaltar que a norma Energy Star (2013) não contempla qualquer tipo de classificação energética, como a utilizada em sistemas domésticos (ISO 15502, 2005). Também não se identificou qualquer programa de etiquetagem, tal qual o selo PROCEL (2016). Tais fatos não permitem julgar o valor de consumo de energia obtido com o *ultrafreezer* em questão.

Tabela 1. Consumo de energia

Parâmetro	Teste 1: -70°C	Teste 2: -80°C
Temperatura, °C	-69,7	-79,7
Consumo, kWh/dia	11,75	18,87
Consumo interpolado, kWh/dia	15,52	

A Figura 9 ilustra respectivamente a evolução da temperatura do ar interno durante os testes de *pull-up*, realizados a -70°C e -80°C. Percebe-se que a temperatura se mantém em valores inferiores a 0°C durante as primeiras 15 horas e só atinge a temperatura de 20°C após 35 horas. Comentários sobre esse desempenho ficam prejudicados devido à falta de valores de referência.

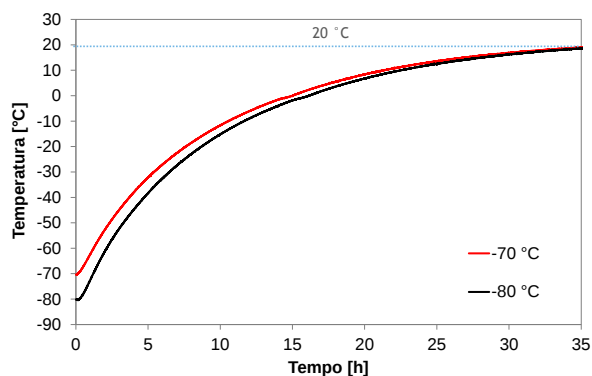


Figura 9. Temperatura média do ar durante o teste de pull-up

A Tabela 2 mostra os resultados dos testes de fluxo de calor reverso. A condutância térmica global atingiu um valor de 1,12W/K, com erros inferiores a 3%. O valor encontrado é próximo ao obtido em sistemas domésticos de volume similar. Thiessen (2015), por exemplo, obteve um UA de 1,25W/K para o compartimento de 330l de um refrigerador *frost-free* com espessura média de parede de 75mm.

Tabela 2. Testes de fluxo de calor reverso

Teste	#1	#2	#3	#4	#5
Temperatura interna, °C	40,4	45,3	50,3	45,5	55,3
Temperatura externa, °C	18,4	18,4	18,5	25,1	25,2
Potência das resistências, W	18,4	23,4	30,3	17,7	28,3
Potência do ventilador, W	5,8	5,8	5,7	5,8	5,7

O parâmetro UA permite estimar a carga térmica imposta ao produto, bastante para isso admitir valores para as temperaturas do ar interno e externo. Tomando-se por base as temperaturas de -80°C e 24°C, obteve-se um valor de 116,5W, valor esse que coincide com a capacidade de refrigeração em regime permanente. No regime cíclico, no entanto, a carga térmica e a capacidade de refrigeração são relacionadas pela razão entre o tempo de compressor ligado (t_{on}) e o tempo total de um ciclo ($t_{on}+t_{off}$). De acordo com Hermes et al. (2009), tal razão, chamada de fração de funcionamento (τ), é expressa da seguinte forma:

$$\tau = \frac{t_{on}}{t_{on} + t_{off}} = \frac{Q_t}{Q_e} \quad (2)$$

onde Q_t e Q_e representam respectivamente a carga térmica e a capacidade de refrigeração.

Dessa forma, e utilizando uma fração de funcionamento de 0,59, derivada do teste a -80°C, obteve-se uma capacidade de refrigeração de 197,5W. Com isso, pode-se estimar o coeficiente de performance do sistema, COP , através da seguinte equação:

$$COP = \frac{Q_e}{W_{c,1} + W_{c,2}} \quad (3)$$

onde $W_{c,1}$ e $W_{c,2}$ representam respectivamente as potências médias consumidas pelos compressores do primeiro e segundo estágios durante o período em que ambos permanecem ligados.

A potência consumida respectivamente pelos compressores do primeiro e segundo estágio foi de 438,8W e de 362,4W. Isso originou um COP de 0,25. Tal valor evidencia o baixo desempenho termodinâmico de ciclos que operam com baixas temperaturas de evaporação, em especial, os ciclos cascata. A título de comparação, o COP de Carnot, calculado pela razão entre a temperatura do ambiente interno e a diferença entre as temperaturas do ambiente externo e interno, é de aproximadamente 1,86, valor esse que supera em 7,5 vezes o COP obtido.

4. CONCLUSÕES

Nesse trabalho adotou-se a norma Energy Star (2013) para caracterizar o desempenho termodinâmico de um *ultrafreezer* de 374 litros. Para tanto, o produto foi devidamente instrumentado e testado no interior de uma câmara climática. O sistema foi monitorado durante o transiente de partida, após entrar em regime cíclico periódico e depois de

cortada a energia elétrica. Três informações básicas foram extraídas dos testes: o tempo de *pull-down*, o consumo de energia e o tempo de *pull-up*. Observou-se que o sistema atinge a temperatura de regime em aproximadamente 4h, e que esse tempo não depende da temperatura selecionada. Percebeu-se também que o compressor do segundo estágio opera de maneira cíclica durante o transiente inicial, o que representa um desperdício de energia. Além disso, percebeu-se que os dois ventiladores do condensador permanecem continuamente ligados durante o transiente inicial, o que também representa um desperdício de energia. A estratificação das temperaturas internas foi também monitorada, registrando-se valores da ordem de 4°C. O consumo de energia atingiu um valor de 15,52kWh/dia, para uma temperatura de referência de -75°C. Registrou-se também o tempo de *pull-up*, obtendo-se valores da ordem de 35 horas. Testes de fluxo de calor reverso foram também realizados, obtendo-se uma condutância térmica global de 1,12W/K. Esse parâmetro permitiu a determinação da capacidade de refrigeração e do COP, esse último bastante distante do COP de Carnot.

5. AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi realizado no POLO – Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica da Universidade Federal de Santa Catarina, através do programa Embrapii (UE – Tecnologias Inovadoras de Refrigeração e Termofísica). Os autores agradecem ao Sr. Jean R. Backer pelo suporte técnico durante os experimentos.

6. REFERÊNCIAS

- Energy Star, 2013, “Product Specification for Laboratory Grade Refrigerators and Freezers, and Ultra-Low Temperature Freezers”, Washington DC, USA.
- Gonçalves J.M, Melo C., Vieira, L.A.T., 2000, “Estudo experimental de um refrigerador no-frost. Parte I: Transferência de calor através das paredes”, Proceedings of the 1st National Congress of Mechanical Engineering, Natal, Brazil.
- Hermes, C.J.L., Melo, C., Knabben, F.T., Gonçalves, J.M., 2009, “Prediction of the energy consumption of household refrigerators and freezers via steady-state simulation”, Applied Energy, Vol. 86, No. 7-8, pp. 1311-1319.
- ISO 15502, 2005, “Household frost-free refrigerating appliances – Refrigerators, refrigerator-freezers, frozen food storage cabinets and food freezers cooled by internal forced air circulation – Characteristics and test methods”, Geneva, Switzerland.
- Kuehn, T.H., Ramsey, J.W., Threlkeld, J.L., 1998, “Thermal Environmental Engineering”, Ed. Prentice-Hall, New Jersey, USA, 740 p.
- PROCEL INFO. Centro Brasileiro de Informação de Eficiência Energética, disponível em: <<http://www.procelinfo.com.br>>. Acesso em: 29 mar. 2016.
- Thiessen, S., 2015, “Caracterização experimental de gabinetes refrigerados isolados com painéis de vácuo”, M.Sc. thesis, Federal University of Santa Catarina, Florianópolis, Brazil.

7. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

AN EXPERIMENTAL ANALYSIS ON THE THERMODYNAMIC PERFORMANCE OF ULTRAFREEZERS

André Furlan, furlan@polo.ufsc.br
 Fernando T. Knabben, fernandok@polo.ufsc.br
 Claudio Melo*, melo@polo.ufsc.br

POLO – Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, Universidade Federal de Santa Catarina
 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil, Tel: 55 48 3234 5691, *Corresponding author: melo@polo.ufsc.br

Abstract. *Ultrafreezers reach temperatures of the order of -80°C, being almost exclusively used in biological, medical and pharmaceutical laboratories. They generally use cascade refrigeration cycles due to the high temperature lift involved. Unfortunately, such products are still developed through chaotic trial-and-error procedures. Alternatively, the thermodynamic performance of a 374 liters ultrafreezer was studied in this work through standardized experiments. Tests were carried out at -70°C and -80°C reference temperatures, when it was found that the pull-down time has reached approximately 4h regardless of reference used. It was also found that the product energy consumption has reached a value of 15.52kWh/day, for a reference temperature of -75°C. Reverse heat leakage tests were also carried out, enabling the evaluation of the thermal load, cooling capacity and COP (Coefficient of Performance). At a reference temperature of -80°C, the COP has reached a value of 0.25, a value 7.5 times lower than that predicted by Carnot for an ideal refrigeration cycle.*

Keywords: *ultrafreezer, cascade cycle, energy consumption*