

# AVALIAÇÃO PSICROMÉTRICA DE UM PROCESSO CALORIMÉTRICO

## **Alexsander Cristo Piske**

Laboratório de Sistemas Térmicos - LST - Pontifícia Universidade Católica do Paraná - PUCPR  
R. Imaculada Conceição, 1155 –CEP: 80215-901 – Curitiba – PR – Brasil  
Alex.piske@petrobras.com.br

## **Luís Mauro Moura**

Laboratório de Sistemas Térmicos - LST - Pontifícia Universidade Católica do Paraná - PUCPR  
R. Imaculada Conceição, 1155 –CEP: 80215-901 – Curitiba – PR – Brasil  
Lmoura@ccet.pucpr.br

## **Nathan Mendes**

Laboratório de Sistemas Térmicos - LST - Pontifícia Universidade Católica do Paraná - PUCPR  
R. Imaculada Conceição, 1155 –CEP: 80215-901 – Curitiba – PR – Brasil  
nmendes@ccet.pucpr.br

**Resumo.** *Apresenta-se uma avaliação psicrométrica de um calorímetro desenvolvido para avaliar o desempenho térmico de evaporadores em regime permanente. O calorímetro fornece a taxa de calor absorvido pelo evaporador, propiciando análises qualitativas do desempenho para uma dada geometria. Analisa-se a estabilização do processo em função da umidade absoluta, uma vez que água não é reposta ao processo. Propõe-se uma avaliação da dinâmica da umidade durante o processo transiente, a fim de esclarecer a hipótese de sua estabilização quando no regime permanente.*

**Palavras-chave:** calorímetro, psicrometria, umidade.

## **1. INTRODUÇÃO**

Os evaporadores são importantes componentes para o funcionamento de um ciclo frigorífico. Neste contexto os refrigeradores e os condicionadores de ar são os equipamentos mais comumente utilizados que se beneficiam do funcionamento desses trocadores. Ou seja, supor a utilização de evaporadores otimizados significa dispor de um melhor rendimento para o ciclo, e conseqüentemente redução do consumo de energia.

Um método para a avaliação desses evaporadores está na utilização de calorímetros que introduzem uma condição de contorno ao evaporador similar àquela na qual o componente estaria submetido quando em funcionamento normal nos equipamentos domésticos.

Um calorímetro, de modo geral, realiza trocas térmicas em um equipamento sob condições controladas no sentido de determinar uma condição estável de funcionamento. Desse modo, é possível averiguar quanta energia foi reposta ao processo, uma vez que o evaporador foi o responsável pela retirada da mesma. Desta forma, determinar a energia reposta significa determinar quanto calor foi absorvido pelo trocador.

Para tanto, nosso estudo se concentra nos mecanismos higroscópicos de estabilização dos dispositivos calorimétricos, em especial àquele de insuflamento fechado.

O objetivo desse trabalho está na descrição de um processo calorimétrico por meio de uma análise psicrométrica do processo feito pelo evaporador testado.

## 2. DESCRIÇÃO DO CALORÍMETRO

O calorímetro, objeto do estudo, foi desenvolvido para operação com ciclo em *loop*, isto é, recondicionando completamente o ar que participou das trocas de energia com o evaporador. Essa tecnologia de circulação é usada por outros pesquisadores em seus trabalhos (Park, 2002, Liang, 2001 e Wang, 2000), devido a melhor estabilidade conseguida pela realimentação do ar de modo contínuo. Embora, Jabardo (2002) tenha utilizado um calorímetro similar, porém com recondicionamento parcial.

Como o evaporador retira uma taxa de transferência de calor do ambiente a ser monitorado, o calorímetro através de um sistema de compensação de calor aciona uma resistência elétrica que dissipa energia em uma taxa que pode ser ajustada de modo que a temperatura interna do calorímetro se mantenha constante. O sistema de ventilação também dissipa potência, tanto sob a forma de eixo quanto dissipação pela carcaça, ocasionando uma energia adicional ao processo. Além dessas parcelas, há a taxa de transferência de calor que atravessa as paredes do calorímetro devido à diferença de temperatura entre os lados interno e externo do equipamento. A Fig. (1) mostra a disposição esquemática dos principais componentes no ambiente calorimétrico.

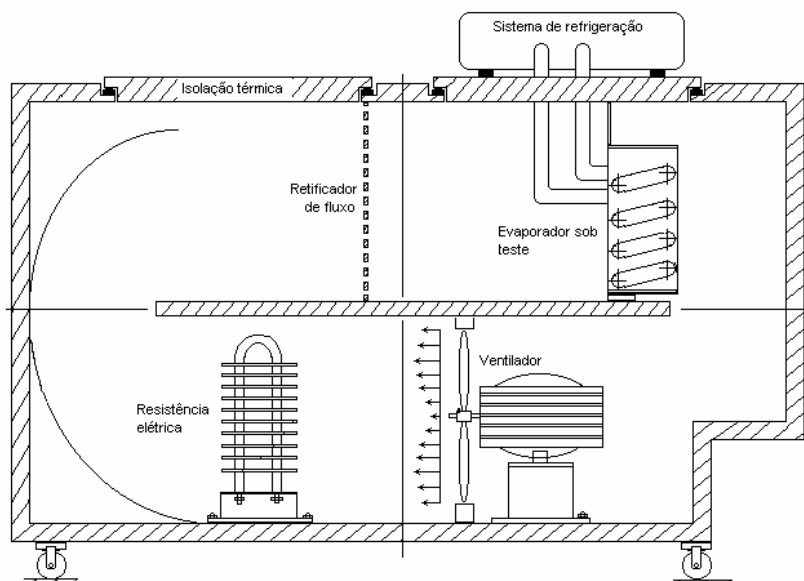


Figura 1. Disposição dos elementos principais do calorímetro.

A temperatura externa das paredes do calorímetro é estabilizada por meio de uma câmara externa com controle independente. Esta condição é importante para a determinação das perdas pelas paredes do calorímetro. É desejável que esse fluxo de energia seja o mínimo possível e devidamente contabilizado pelo sistema.

Os dados térmicos do calorímetro foram obtidos com termopares tipo T (cobre-constantan) e monitorados por um sistema de aquisição de sinais com tecnologia VXI. Toda a malha foi calibrada e devidamente compensada quanto ao erro sistemático e o sistema oferece uma incerteza de medição máxima de  $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$  para medições com temperatura. Grandezas elétricas apresentam uma incerteza de 0,2% da medida instantânea e foram obtidas por meio de transdutores digitais para aquisição de até 11 grandezas elétricas (Yokogawa 2480D) e saída MODBUS RTU 485 a dois fios. O sistema de aquisição central integra a comunicação com os transdutores digitais e com as placas analógicas (temperatura).

Os dados de umidade do ambiente interno do calorímetro são caracterizados pelas relações de saturação adiabática entre a temperatura de bulbo úmido e seco. A medição é assegurada porque o fluxo é forçado e completamente recondicionado. O fluxo de ar é da ordem de 5m/s conseguidos por um motoventilador de 75W.

### 3. MODELO

#### 3.1. Avaliação psicrométrica no evaporador

Observando a massa no ar que atravessa o volume de controle composto pelo evaporador, escreve-se o sistema de equações abaixo por meio do balanço de energia e massa conforme:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d(mu)_{evap}}{dt} = -\dot{Q}_{evap} + \dot{m}_{ar,seco,ent} \cdot h_{ar,umido,ent} - \dot{m}_{ar,seco,saida} \cdot h_{ar,umido,saida} - \dot{m}_{agua} \cdot h_{agua} \\ \frac{dm_{sistema}}{dt} = \dot{m}_{ar,umido,ent} - \dot{m}_{ar,umido,saida} - \dot{m}_{agua} \end{array} \right. \quad (1)$$

$\frac{d(mu)_{evap}}{dt}$  é variação temporal da energia total dentro do volume compreendido pelo evaporador.

$\dot{Q}_{evap}$  é a taxa de calor absorvida pelo evaporador.

$\dot{m}_{ar,seco,i}$  é um fluxo de massa da superfície “i”.

$h_{ar,umido,j}$  é entalpia de ar úmido da superfície “j”.

Mas, na condição de regime permanente o processo se torna:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ar,seco,ent} \cdot h_{ar,umido,ent} - \dot{m}_{ar,seco,saida} \cdot h_{ar,umido,saida} - \dot{m}_{agua} \cdot h_{agua} \\ \dot{m}_{agua} = \dot{m}_{ar,umido,ent} - \dot{m}_{ar,umido,saida} \end{array} \right. \quad (2)$$

O que resulta em:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ar,seco,ent} \cdot (h_{ar,umido,ent} - h_{ar,umido,saida}) - (\dot{m}_{ar,umido,ent} - \dot{m}_{ar,umido,saida}) \cdot h_{agua} \quad (3)$$

Mas lembrando que:

$$\dot{m}_{ar,umido} = \dot{m}_{ar,seco} \cdot (w + 1) \quad (4)$$

E que a entalpia de ar úmido corresponde, por ASHRAE (1997), como sendo:

$$h_{ar,umido} = 1,006T_{BS} + w(2501 + 1,805T_{BS}) \left[ \frac{kJ}{kg_{ar,seco}} \right] \quad (5)$$

para temperaturas dadas em Kelvin.

Finalmente, agrupando em  $(w_{entrada} - w_{saida})$  resulta em:

$$\frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_{ar,seco}} = 1,006(T_{BS,ent} - T_{BS,saida}) + 1,805(w_{ent} \cdot T_{BS,ent} - w_{saida} \cdot T_{BS,saida}) + (w_{ent} - w_{saida}) \cdot (2501 - h_{agua}) \quad (6)$$

Quando não há realimentação de água ao processo, no regime permanente do calorímetro, a umidade absoluta do meio controlado permanece uniforme e, à medida que o regime transiente vai se estabilizando, a umidade absoluta tende a uma constante.

Assim a Eq. (6) pode ser escrita, no regime permanente, como:

$$\frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_{ar, seco}} = (1,006 + 1,805w)(T_{BS,ent} - T_{BS,saida}) \quad (7)$$

A Eq. (7) corresponde a taxa de transferência de calor sensível perdido pelo ar no escoamento interno ao calorímetro quando este atravessa o evaporador. Assim, a umidade interfere diretamente no resultado da medição tanto quanto o regime seja instável ou transitório.

### 3.2. Avaliação da desumidificação do ambiente interno

Por meio da equação do balanço de massa, com Lewis=1 (Threlkekd, 1970) para a hipótese comum para o ar dos trocadores de calor domésticos quando os coeficientes convectivos de calor e massa se relacionam, podendo-se escrever o domínio compreendido pelo ambiente interno do calorímetro como na Eq. (8):

$$(\rho) \frac{dw}{dt} = - \frac{h_{massa} A_{evap}}{V_{cal}} (w - w_{min})(\rho) = -B(w - w_{min})(\rho) \quad (8)$$

Onde B [1/s] é o coeficiente de decaimento combinado para o modelo proposto.

$w$  e  $w_{min}$  são as umidades instantânea e mínima (fruto da condição de orvalho), respectivamente.

$\rho$  é a densidade da massa de ar seco.

O termo  $A_{evap}$  representa a área de troca do evaporador.

$V_{cal}$  representa o volume interno do calorímetro.

Rearranjando os termos e aplicando o processo a todo o intervalo, temos:

$$\int_{w_0}^{w_{min}} \frac{dw}{w - w_{min}} = -B \int_0^t dt \quad (9)$$

Então:

$$\ln \left| \frac{w - w_{min}}{w_0 - w_{min}} \right| = -Bt \quad (10)$$

E que:

$$|w - w_{min}| = |w_0 - w_{min}| e^{-Bt} \quad (11)$$

Mas, como o sistema está secando  $w(t)$  e  $w_0$  são maiores que  $w_{min}$ , logo:

$$w(t) = (w_0 - w_{min}) e^{-Bt} + w_{min} \quad (12)$$

Por outro lado, sabe-se que:

$$w = 0,622 \frac{P_v}{P_t - P_v} \quad (13)$$

Em que:

$P_v$  é a pressão de vapor do ar úmido.

$P_t$  é a pressão atmosférica.

Além disso, ASHRAE (1997), mostra um ajuste recomendado para a pressão de saturação do ar úmido na temperatura de orvalho como sendo:

$$P_{sat}(T_{ORV}) = e^{\left( \frac{C_1}{T_{ORV}} + C_2 + C_3 T_{ORV} + C_4 T_{ORV}^2 + C_5 T_{ORV}^3 + C_6 \ln(T_{ORV}) \right)} \quad (14)$$

$$C_1 = -5800,2206$$

$$C_2 = 1,3914993$$

$$C_3 = -0,048640239$$

$$C_4 = 0,000041764768$$

$$C_5 = -0,000000014452093$$

$$C_6 = 6,5459673$$

, com as temperaturas em Kelvin.

Lembrando da Eq. (12) e caracterizando-a no tempo:

$$t = \frac{1}{B} \ln \left| \frac{w_0 - w_{\min}}{w(t) - w_{\min}} \right| \quad (15)$$

Finalmente, aplicando as Eq. (13) e (14) sobre a Eq. (15) obtém-se:

$$t = \frac{1}{B} \ln \left| \frac{\left( \frac{w_0 - 0,622}{P_t} \right) e^{\left( \frac{C_1}{T_{ORV}} + C_2 + C_3 T_{ORV} + C_4 T_{ORV}^2 + C_5 T_{ORV}^3 + C_6 \ln(T_{ORV}) \right)} - 1}{\left( \frac{w(t) - 0,622}{P_t} \right) e^{\left( \frac{C_1}{T_{ORV}} + C_2 + C_3 T_{ORV} + C_4 T_{ORV}^2 + C_5 T_{ORV}^3 + C_6 \ln(T_{ORV}) \right)} - 1} \right| \quad (16)$$

Assim, tem-se caracterizado o tempo necessário para a estabilização do processo calorimétrico iniciado a partir de qualquer condição inicial. Assim, sabe-se que, de fato, ocorrerá estabilização do calorímetro segundo o domínio da umidade.

De acordo com as Eqs. (12) e (16) a Fig. (2) mostra a extrapolação dos efeitos relativos do coeficiente de decaimento da umidade no processo.

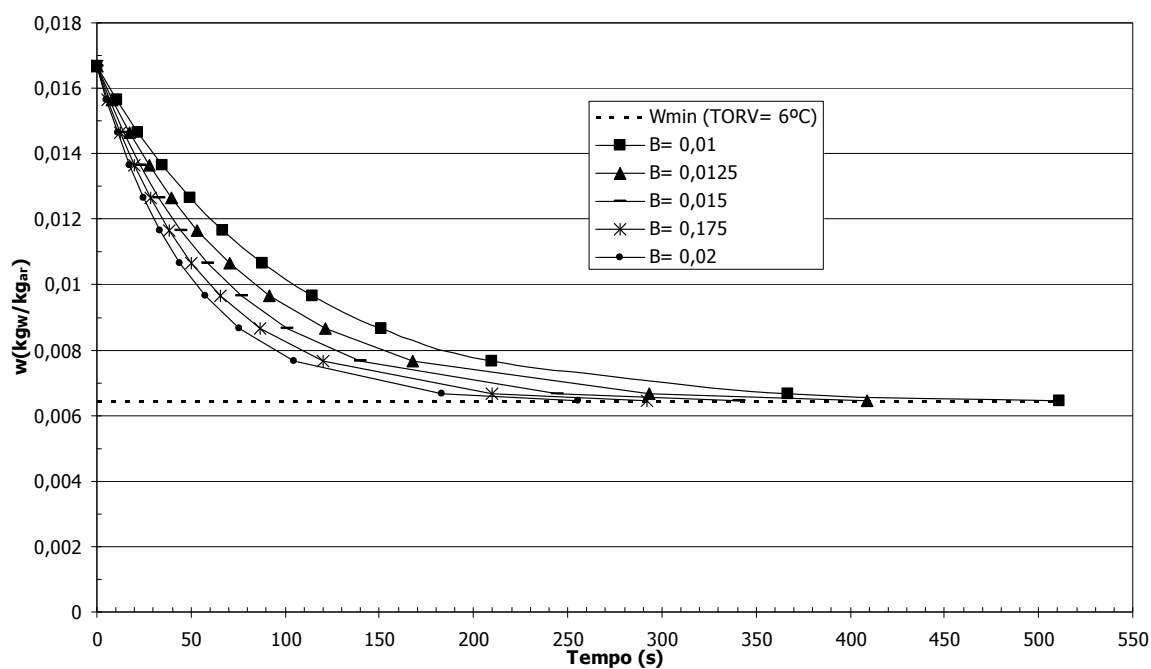


Figura 2. Processo de desumidificação para temperatura de orvalho de  $6^\circ\text{C}$  sob diversas condições do coeficiente de decaimento mássico  $B$  [1/s].

A Fig. (3) demonstra o processo de desumidificação quando alterada a condição de orvalho. À medida que o gradiente de umidade é maior na condição inicial, mais expressivo é o decaimento. Porém o tempo de estabilização para a umidade é maior.

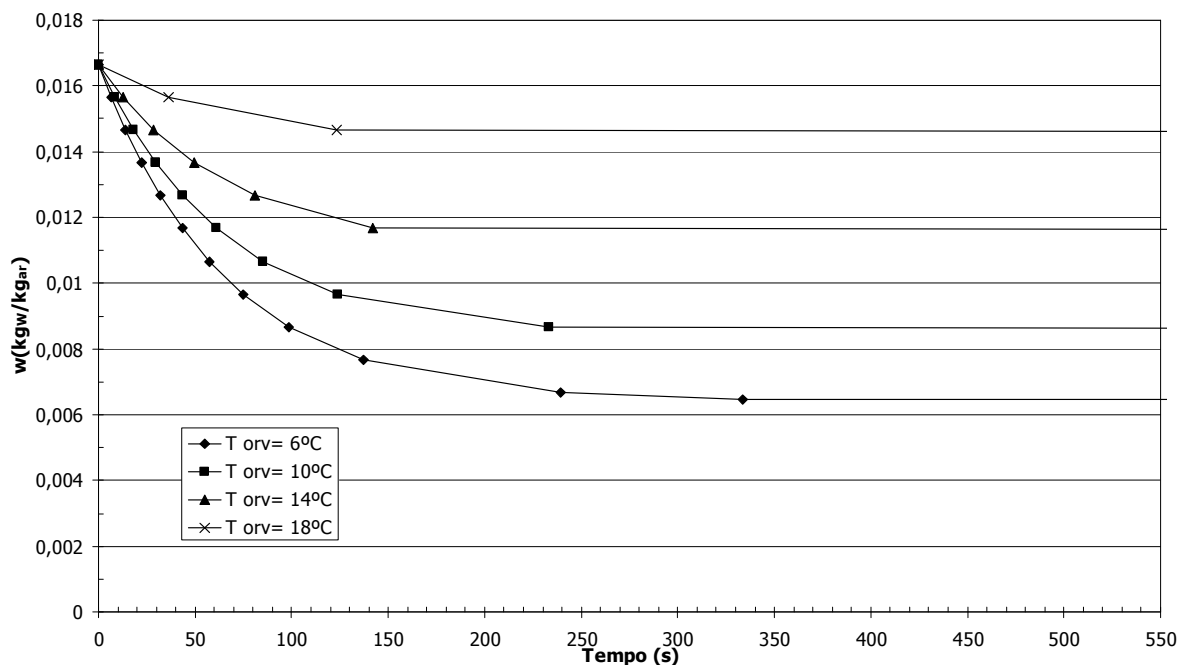


Figura 3. Influência da temperatura de orvalho sobre o processo de desumidificação.

#### 4. RESULTADOS

Os dados foram levantados para o evaporador com as características da Tab (1):

Tabela 1 Especificação do evaporador submetido ao calorímetro (Modelo 1).

Modelo	Comprimento do tubo (mm)	Diâmetro externo do tubo (mm)	Nº de aletas (larg. x altura)	Densidade de aletamento (aletas/mm)	Área de troca (m <sup>2</sup> )
01	6667	7,5	154 (280x44,3)mm	0,55	3,978

O evaporador modelo 01 é composto por 22 linhas (rows) em duas seções de tubos na direção do fluxo de ar.

A Fig. (4) compara a Eq. (12) com o resultado de um ensaio calorimétrico com temperatura de controle interno a 10°C. O coeficiente de decaimento B foi ajustado de modo iterativo conforme os dados experimentais. Observa-se a característica do modelo ajustado, Eq. (12), e os dados do ensaio. O ensaio real foi estabilizado a 10°C no ambiente interno do calorímetro e 32°C no ambiente externo. Nota-se grande similaridade dos resultados uma vez que o processo real é alcançado por meio de chaveamento de um sistema de dissipação de energia, uma limitação construtiva.

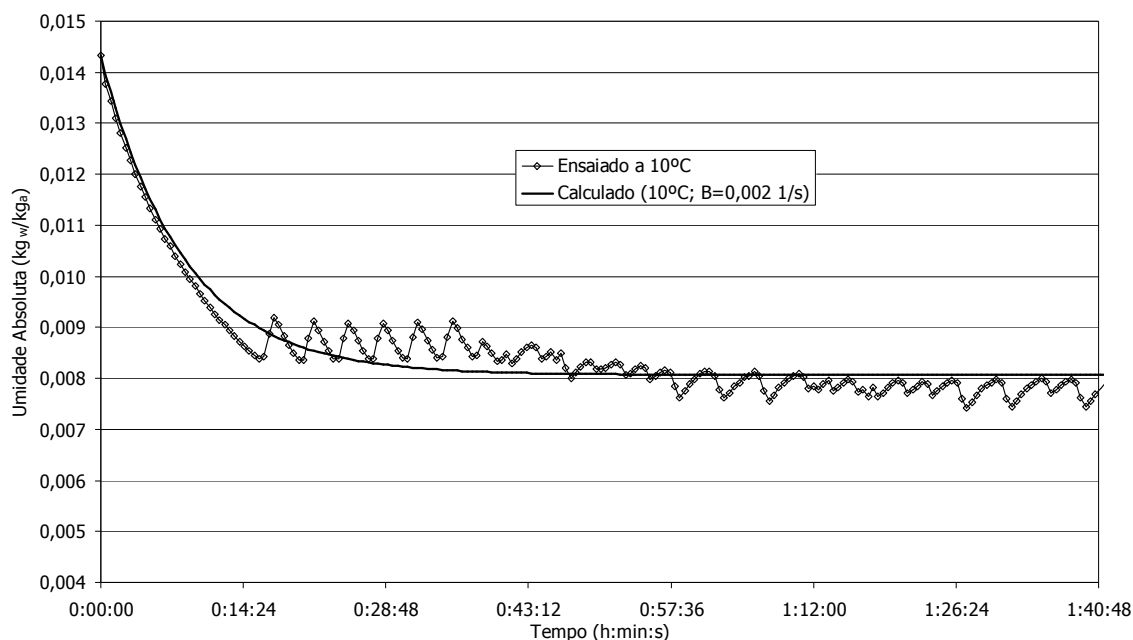


Figura 4. Desumidificação modelada e ensaiada a 10°C. Câmara externa a 32°C.

Na Fig. (5) é mostrado desempenho comparativo do funcionamento do calorímetro após estabilização, segundo diversas temperaturas de controle.

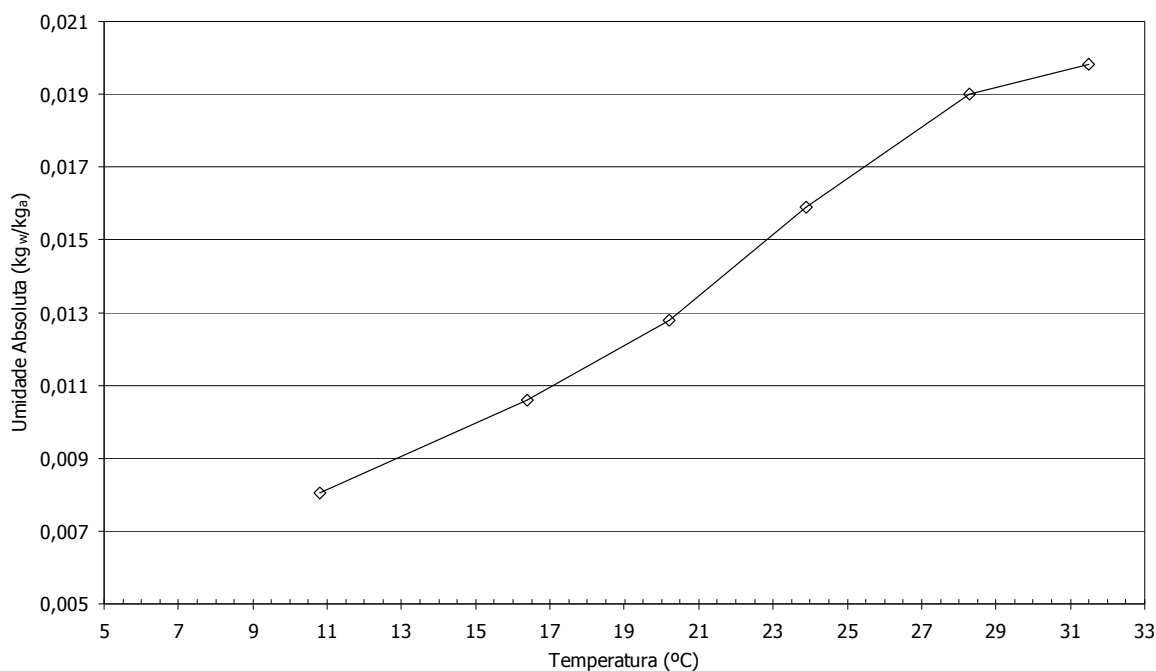


Figura 5. Influência da temperatura interna do calorímetro na estabilização da umidade.

#### 4.1. Ensaio do calorímetro a 10°C.

É possível notar nas Figs. (6) e (7) o funcionamento do calorímetro evidenciado por meio de sua pressão de vapor e a temperatura de controle de estabilização. Nota-se a região mais densamente marcada na qual a abscissa é a temperatura de controle. Estão registradas as condições de regime permanente do ar interno, do ponto de vista do conteúdo de umidade.

Devido à temperatura da superfície do evaporador, sob teste, estar em torno de 9,1°C e a temperatura inicial do processo 18°C, conforme a Fig. (6), a refrigeração e a desumidificação ocorreram sob condição de saturação. O processo ocorreu até que a ciclagem atingiu a condição permanente.

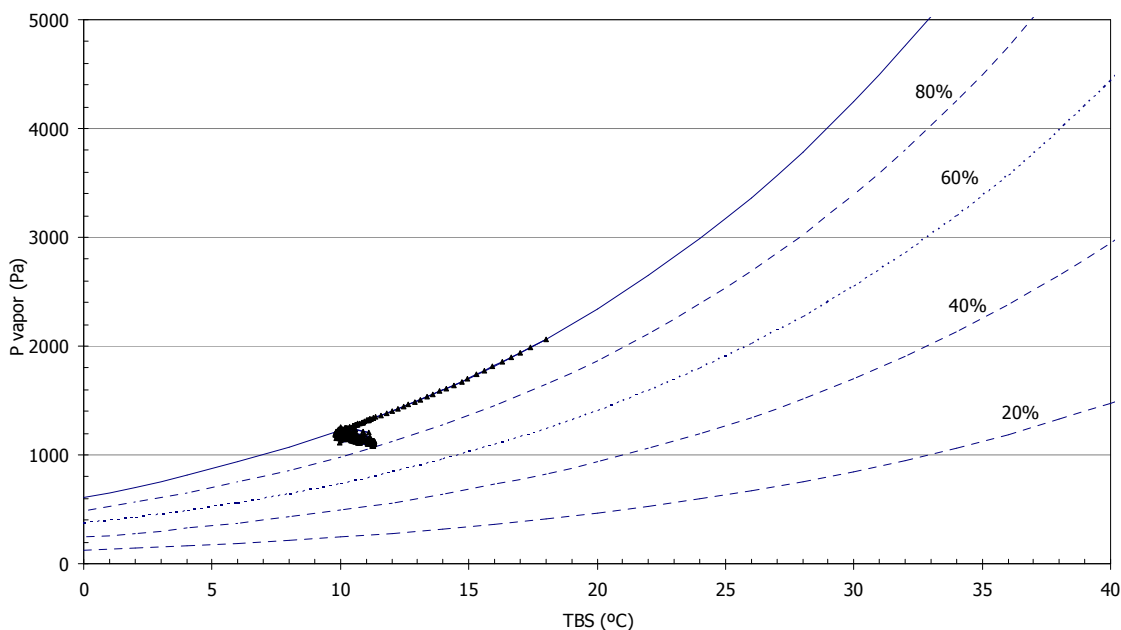


Figura 6. Estabilização do calorímetro sob 10°C.



Nota-se na Fig. (7) o processo de estabilização a 6°C.

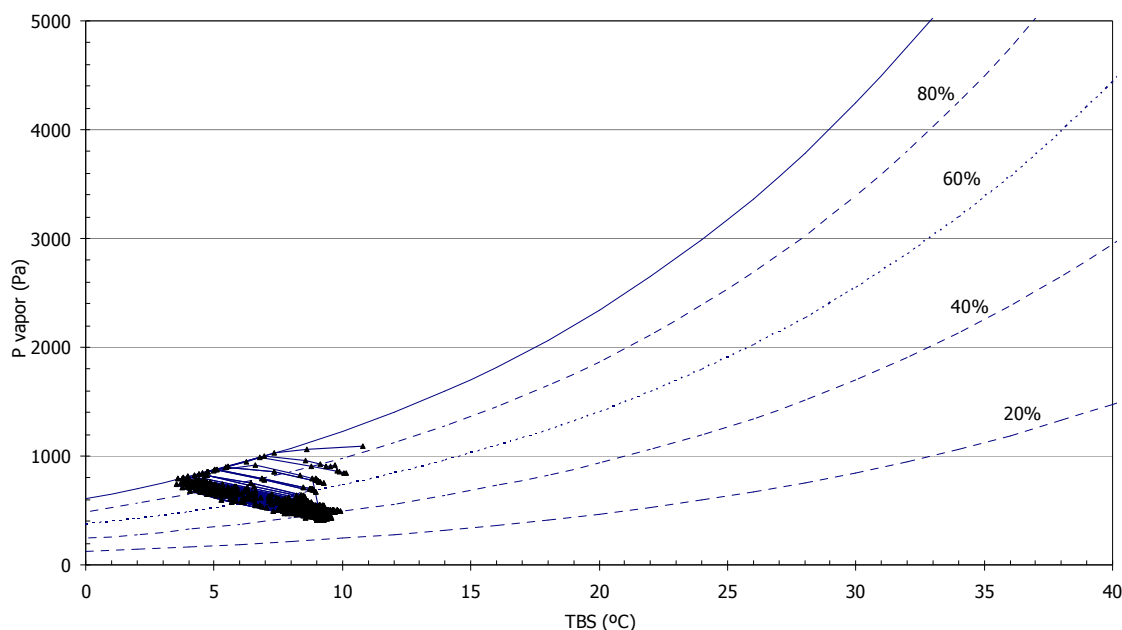


Figura 7. Estabilização do calorímetro sob 6°C.

## 5. CONCLUSÕES

O processo calorimétrico é submetido a grandes variações higrotérmicas durante o seu funcionamento. À medida que o processo se estabiliza as variáveis convergem para o resultado do ensaio. Entretanto, ficou claro, por meio dos desdobramentos das equações acima, entender como ocorre essa estabilização do ponto de vista da umidade e como essa variável está relacionada com a medição do calorímetro, uma vez que o calor sensível pode ser escrito por meio dos balanços mássico e energético tanto no ar interno do calorímetro quanto pelo próprio evaporador.

Outra condição estaria na verificação da influência do fluxo de ar do calorímetro e como essa variação interfere nos resultados. Por meio da Eq. (7) nota-se a proporcionalidade direta da vazão mássica de ar seco com o resultado efetivo do calorímetro que é a determinação da taxa de transferência de calor retirado pelo evaporador de teste. O controle deste parâmetro é interessante, pois cada evaporador, dependendo de suas características de funcionamento, está submetido a vazões diferentes, logo taxas de transferência de energia diferentes. Entretanto, uma ressalva é feita quanto a vazão mínima que deve ser tal que propicie as medições de bulbo úmido, pois caso fosse inferior uma desestabilização das temperaturas do conteúdo de água do saturador adiabático e do meio.

O processo transiente pôde ser avaliado segundo a condição de orvalho resultado da variação da temperatura interna do calorímetro e na variação do coeficiente de decaimento da umidade no tempo.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o conselho de pesquisa da Secretaria de Ciência e Tecnologia do Brasil (CNPq-Energia, Ref. 550093/01-0) pelo patrocínio de nossos bolsistas do Laboratório de Sistemas Térmicos da Pontifícia Universidade Católica do Paraná (PUCPR/ LST).

Especial agradecimento a Electrolux do Brasil S.A pelo apoio a presente pesquisa.

## 7. REFERÊNCIAS

- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers Inc, Handbook CD, 1997, Millstar Electronic Publishing Group Inc, Fundamentals, Theory, Psychometrics, EUA.
- Jabardo, J. M. Saiz, Mamani, W. G., Ianella, M. R., 2002, “Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor”, International Journal of Refrigeration 25, pp. 1157-1172, Elsevier Science Ltd. And IIR.
- Liang, S.Y., Wong, T.N., Nathan, G. K., 2001, “Numerical and Experimental Studies of Refrigeration Circuitry of Evaporators Coils”, International Journal of Refrigeration 24, pp. 823-833.
- Park, Y. C., Kim Y., Cho, H., 2002, “Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed scroll compressor with refrigerant injection”, International Journal of Refrigeration 25, Elsevier Science Ltd. And IIR, pp. 1072-1082.
- Threlkekd, J. L., “Thermal Environment Engineering”, Prentice Hall, 1970.
- Wang, C., Lin, Y., Lee, C., 2000, “Heat and Momentum Transfer for Compact Louvered Fin-and-tube-Heat Exchangers in Wet Conditions”, Heat and Mass Transfer 43, pp. 3443-3452.

## TITLE PSYCHOMETRIC EVALUATION OF A CALORIMETRIC PROCESS

**Alexsander Cristo Piske**

Alex.piske@petrobras.com.br

**Luís Mauro Moura**

Lmoura@ccet.pucpr.br

**Nathan Mendes**

nmendes@ccet.pucpr.br

Laboratory of Thermal Systems - LST - PONTIFICAL UNIVERSITY CATHOLIC OF PARANÁ  
R. Imaculada Conceição, 1155 –CEP: 80215-901 – Curitiba – PR – Brazil

**Abstract.** *It is presented a psychometric evaluation of calorimeter which was developed to measure the thermal performance of evaporators under steady-state conditions. The calorimeter shows the heat rate absorbed by evaporator under running, supporting qualitative analysis of performance for a focused geometry. It is analyzed the stabilization process with the absolute humidity, such that water is not put in the process. It is proposed a dynamic evaluation of humidity under the transient state in order to validate the stabilization hypothesis in the steady-state regime.*

**Keywords.** *calorimeter, psychometrics, humidity*