

HENRIQUE ZUARDI NIENCHESKI

BALANÇO CALORIMÉTRICO DE UM CONDENSADOR EVAPORATIVO

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Porto Alegre
2010



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

BALANÇO CALORIMÉTRICO DE UM CONDENSADOR EVAPORATIVO

HENRIQUE ZUARDI NIENCHESKI

**ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Prof. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. Francis H. R. França
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. Jorge R. S. Zabadal
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. Sérgio Luiz Frey
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre
2010

de modo especial, aos meus pais, que sempre depositaram em mim total confiança.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço, e não poderia ser diferente, aos meus pais, *Lúcia Helena e Luís Felipe*, os quais sempre estiveram presentes em todos os momentos.

Agradeço, à *Luísa*, irmã e companheira, por ter me agüentado,

ao meu orientador, *Prof. Dr. Paulo Smith Schneider* pela orientação e motivação, não somente durante a realização deste trabalho, mas também nos dois anos que participei como bolsista de iniciação científica,

ao colega de projeto *Ivoni Carlos Acunha Jr.*, pelo grande apoio e pelos valiosos conselhos e observações,

aos colegas do Laboratório de Estudos Térmicos e Energéticos (LETA),

ao *Técnico João Batista da Rosa*, pelo indispensável esforço na área de construção do experimento,

aos amigos que realizei na universidade e que me acompanharam ao longo deste caminho.

Não alcançamos o sucesso com um grande pulo! Chegamos ali passo a passo!

Dr. David J. Schwartz

NIENCHESKI, H. Z. **Balanço Calorimétrico de um Condensador Evaporativo.** 2010. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

RESUMO

Este trabalho apresenta a determinação do balanço calorimétrico de uma bancada experimental de um condensador evaporativo. Tem por finalidade determinar uma metodologia para a identificação das taxas de transferência de calor que são entregues e rejeitadas pelo condensador, as irreversibilidades do sistema e suas incertezas. Além disso, através da realização de uma série de ensaios, onde as grandezas de entrada são sistematicamente variadas, buscou-se a obtenção das condições operacionais da bancada. Sua construção é baseada na norma ANSI/ASHRAE 64-1995. Os resultados mostraram que a taxa de calor entregue ao sistema no evaporador é conservada nas saídas das correntes do condensador evaporativo. Contudo, é evidenciado que uma grande incerteza de medição é encontrada na taxa de transferência de calor para o evaporador devido à pequena diferença de temperatura entre os pontos de entrada e saída da água quente do evaporador.

PALAVRAS-CHAVE: Condensador Evaporativo, Balanço Calorimétrico, R-22, Refrigeração, Análise Experimental.

NIENCHESKI, H. Z. **Calorimetric Balance of an Evaporative Condenser**. 2010. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

ABSTRACT

The present work presents the identification of the calorimetric balance of an experimental rig for an evaporative condenser. The proposed methodology consists on the determination of the heat transfer rates that are delivered and rejected by the condenser, as well as, the irreversibilities of the system and its uncertainties of measurement. Furthermore, through a series of tests where inputs parameters are systematically varied it is possible to obtain the operating conditions of the rig. Its construction is based on the standard ANSI/ASHRAE 64-1995. Results show that the heat rate delivered to the system in the evaporator is conserved at the heat rejection on the air flow. Nevertheless, a large measurement uncertainty is observed for the heat transfer rate given to the evaporator due to a small temperature difference between the entry and exit points of hot water in the heat exchanger.

KEYWORDS: Evaporative Condenser, R-22, Experimental Analysis, Refrigeration, Calorimetric Measurement.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
3. FUNDAMENTAÇÃO TEORICA.....	2
3.1 Condensador Evaporativo	2
4 BANCADA DE ENSAIO	4
4.1 Descrição da bancada.....	5
4.2 Instrumentação	6
4.2.1 Corrente de ar.....	6
4.2.2 Condensador evaporativo.....	7
4.2.3 Corrente de água quente.....	7
4.2.4 Sistema de aquisição de dados	7
4.3 Incertezas de equipamentos e de medição	7
5. METODOLOGIA.....	8
5.1 Balanço Calorimétrico	9
5.2 Procedimentos para os ensaios.....	9
5.3 Caso estudado	10
6 RESULTADOS E ANÁLISES.....	11
6.1 qualidade das medições.....	11
6.2 balanço Calorimétrico	12
6.3 Incerteza de medição.....	13
6.4 condições operacionais	13
7. CONCLUSÕES.....	15
8. REFERÊNCIAS	16
APÊNDICES	18

1. INTRODUÇÃO

Durante as últimas décadas, a demanda de refrigeração tem aumentado significativamente. Isto se deve, principalmente, ao crescimento da economia mundial e aos novos parâmetros percebidos pelo estilo de vida da população. Este fator produz diretamente uma maior dependência da água e da energia, sendo que, a grande parte da energia gerada atualmente no mundo é proveniente de fontes que utilizam recursos não renováveis, como os combustíveis fósseis. Aumentar a eficiência dos equipamentos presentes nos ciclos de refrigeração contribui para uma redução no consumo de energia.

Os ciclos e equipamentos de refrigeração industrial utilizados atualmente ensejam a realização de estudos em diversas linhas de pesquisa que contribuam tanto para redução dos custos de produção de gêneros de consumo que necessitem de processos de refrigeração para industrialização, quanto para a utilização mais racional da energia elétrica, colaborando com o setor energético e com o meio ambiente.

A dificuldade de se encontrar na literatura resultados experimentais em condensadores evaporativos força os pesquisadores a adotarem valores que podem não estar representando adequadamente os condensadores evaporativos produzidos. Desta forma, é fundamental que o funcionamento deste equipamento seja melhor entendido e difundido.

Destarte, este trabalho tem por escopo a realização de uma análise para a consolidação dos dados de um condensador evaporativo em escala reduzida, baseado na norma ANSI/ASHRAE 64-1995, que ACUNHA JUNIOR, 2010, desenvolveu e construiu como tese de doutorado. A contribuição do presente trabalho está no fechamento do balanço calorimétrico da bancada experimental. Este estudo se dará pelas identificações das regiões de transferência de calor, os pontos de perda de calor do sistema e suas incertezas. Esta análise tem um papel bastante importante na consolidação do conjunto de dados medidos da bancada do condensador evaporativo. Deseja-se, ainda, variar sistematicamente algumas grandezas de entrada de forma a investigar seu impacto nas grandezas de saída para verificar o comportamento do condensador evaporativo sob determinadas condições operacionais.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Condensadores evaporativos (CEs) são equivalentes a combinação de um trocador de calor casco e tubos e uma torre de resfriamento. Possuem como característica uma elevada eficiência de funcionamento, uma utilização mais econômica de material e de espaço, o que acaba por gerar um menor custo de investimento e de operação. Transferências de calor e massa ocorrem simultaneamente, a alta capacidade desse equipamento não é verificado nos outros tipos de condensadores existentes sob as mesmas condições de trabalho. Estes equipamentos são compactos e permitem serem operados a temperaturas de condensação inferiores àquelas dos resfriados a ar ou a água com torre de resfriamento. Eles têm sido amplamente utilizados para aumentar a transferência de calor e melhorar o desempenho de sistemas de refrigeração de grande porte de elevada capacidade térmica.

O artigo publicado por PARKER e TREYBAL, 1961, propõe um modelo matemático para condensadores evaporativos. Este modelo é descrito em termos de dois coeficientes; o coeficiente global de transferência de calor do fluido refrigerante para a água dos gotejadores e o coeficiente de transferência de massa em relação à diferença de entalpia da água para o escoamento de ar.

HWANG et al., 2001, realizaram uma comparação entre condensadores a ar e evaporativos. Os autores utilizaram o HCFC-22 como fluido refrigerante. Uma vantagem dos CEs é que propiciam uma temperatura de condensação menor em relação aos condensadores a

água ou ar. Os resultados experimentais mostraram que o CE possui uma capacidade de rejeição do calor de 1,8 a 8,1 % maior que o condensador a ar e permitem chegar a um coeficiente de performance de 11,1 a 21,6 % superior. Além desse maior desempenho, operam com maior eficiência, necessita de menor vazão de ar.

ARMBRUSTER, 1998, investigou a distribuição de temperaturas da água de resfriamento ao longo da sequência de tubos do condensador. Constatou que, a determinadas condições de entrada do ar no equipamento, foram observados diferentes valores de temperatura da água devido ao aumento de velocidade do ar e mudança em sua umidade relativa. Ele também determina que a grande parte da energia para condensar o fluido refrigerante se deve a evaporação d'água na interface água – ar.

ETTOUNEY, 2001, fez uma análise de condensadores evaporativos em função da relação de vazão mássica água – ar que passa pelo equipamento. Também foi realizada uma comparação entre condensadores e torres de resfriamento. Para estes, a eficiência dos equipamentos resfriados a ar foi de 88 % e, para aqueles, de 97 %. A análise dos dados coletados pelo pesquisador mostra que a eficiência do sistema aumenta com baixas razões água – ar e com maiores temperaturas de entrada do vapor de água superaquecido.

Condensadores evaporativos vêm sendo estudados na Engenharia Mecânica da UFRGS há alguns anos. Em um trabalho inicial, CENTENO, 2005, montou uma bancada de testes em um condensador evaporativo industrial e determinou a quantidade de calor rejeitado pelo equipamento. Os resultados experimentais foram comparados com o modelo matemático proposto por Parker e Treybal. Foram obtidos resultados satisfatórios comparados com as características do produto pelo catálogo da empresa fabricante. NAKALSKI, 2007, prosseguiu com o estudo obtendo uma maior quantidade de resultados da bancada.

DONNI, 2006, investigou o desempenho de um trocador de calor compacto com aletas planas em dois cenários: com a superfície das aletas secas e com a superfície molhada. As outras condições de funcionamento foram mantidas constantes. Foi observado que quando as aletas possuíam um filme d'água em seu entorno alcançava-se coeficientes de transferência maiores, chegando a ser 50% mais eficiente que o trocador de calor com aletas secas. Verificou que, o coeficiente de transferência tende a estabilizar após uma certa quantidade de água aspergida sobre os tubos, ou seja, não há um efeito significativo uma grande vazão d'água.

As primeiras análises realizadas na bancada, a ser realizados os ensaios, foram realizadas por WALTHER, 2009, que contribuiu para a construção do protótipo. Neste trabalho, Walther observou uma redução média de 13% na capacidade de rejeição de calor do condensador com um aumento da temperatura de bulbo úmido do ar de entrada de 16,5 °C para 18,5 °C. A maior transferência de calor ocorre com uma razão entre a vazão mássica de ar e de água aspergida sobre a serpentina próxima de dois. Os valores obtidos para o coeficiente global de transferência de calor experimental oscilaram em torno de 400 W/m². C.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 CONDENSADOR EVAPORATIVO

Condensadores evaporativos rejeitam para a atmosfera o calor resultante da condensação do fluido refrigerante que circula no interior da serpentina. Esta rejeição de calor é proporcionada pela transferência simultânea de calor e massa que acontece no interior do equipamento (WALTHER, 2009). Simplificando seu funcionamento, pode-se dizer que, é a combinação de uma torre de resfriamento com um condensador a água.

Esse equipamento pode ser identificado com um trocador de três fluidos: o fluido refrigerante, a água e o ar. Como pode ser observado na Figura 1, uma bomba d'água promove a recirculação d'água da bacia, na parte inferior do equipamento, para a parte superior onde se encontram aspersores, juntos com espalhadores de gotas. Esse sistema é utilizado para melhor distribuir a água que circunda a parte externa dos tubos da serpentina. Por gravidade, a água passará pelo conjunto de tubos e a maior parte voltará para o reservatório uma vez que apenas uma fração de água aspergida se evapora no processo.

Ar escoa pelo conjunto de tubos em direção oposta a d'água. A entrada do ar é feita pelas laterais do equipamento em uma região acima do reservatório de água e abaixo dos tubos. Um eliminador de gotas é posicionado logo acima do distribuidor d'água, com a função de evitar que gotas sejam arrastadas pelo ventilador, que apenas ar escoe pela tubulação de saída. O ventilador está conectado ao equipamento através de um tubo.

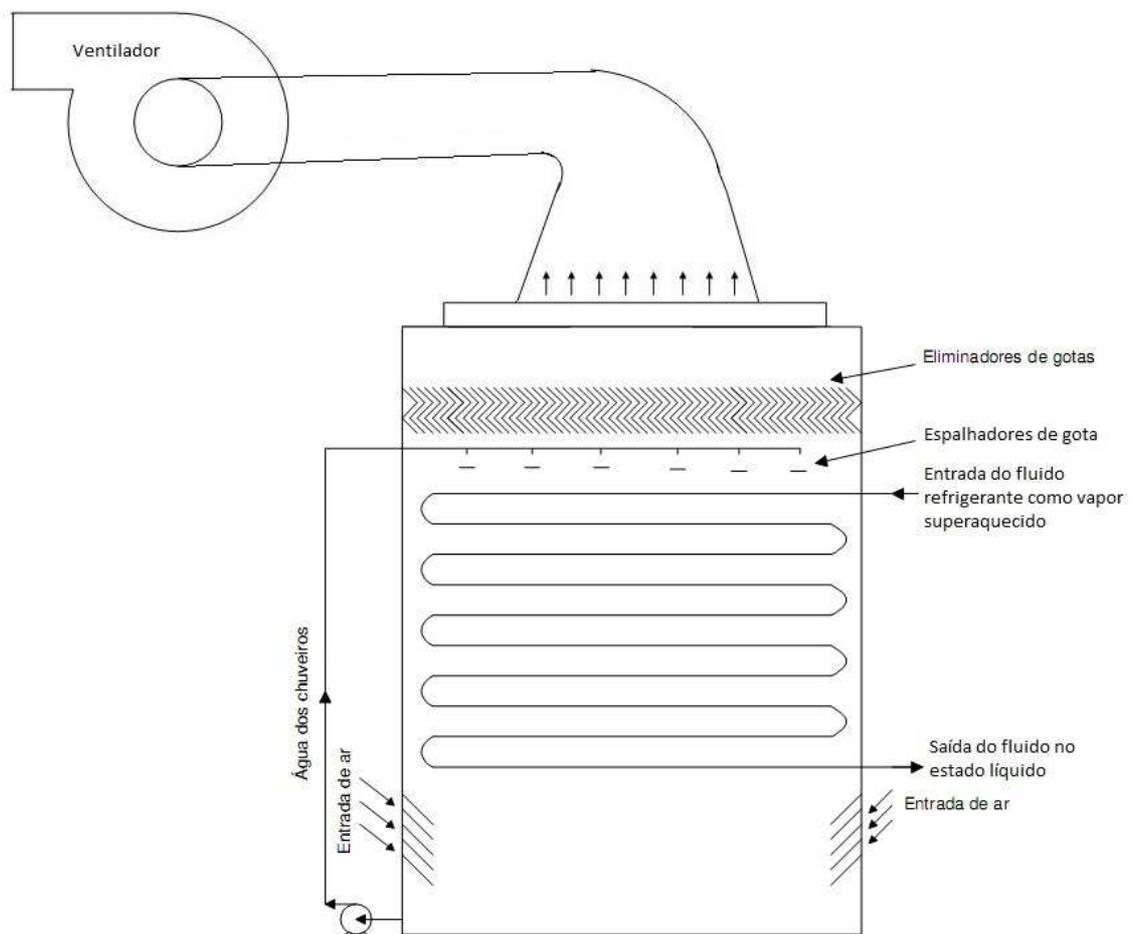


Figura 1 - Desenho esquemático do condensador evaporativo

Transferências de calor e de massa acontecem no condensador simultaneamente devido às três correntes fluidas que interagem entre si. Esse sistema faz com que a energia do fluido refrigerante possa ser transferida para o spray d'água e após para o ar. O fenômeno de evaporação é um processo na rejeição do calor para o ambiente. Essa evaporação faz com que aconteça um aumento gradativo da umidade relativa do ar através equipamento. Na Figura 2, da esquerda, pode-se observar no desenho do tubo, o fluido a condensar em seu interior, onde um filme de água, no exterior, passa pela serpentina. O escoamento do ar em sentido contrário ao da água. A Figura 2, à direita, representa diferentes vazões de água sendo aspergida.

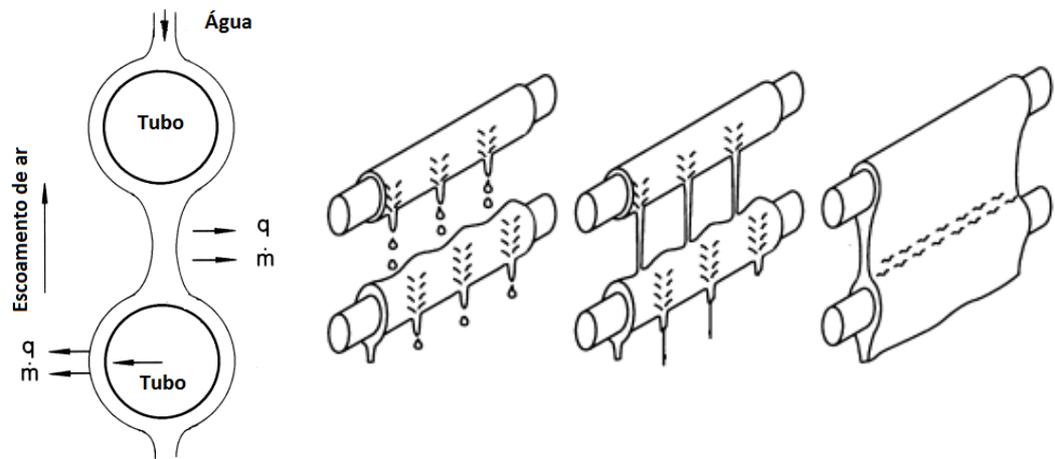


Figura 2. - Representação dos escoamentos de ar e água nos tubos. (Armbruster, 1998)

A transferência de calor precisa vencer a resistência do fluido refrigerante, do tubo e da parede. Os símbolos na figura são: \dot{m} a transferência de massa e \dot{q} , a transferência de calor. Também, há diferentes formas do escoamento d'água passar pelos tubos, dependendo da vazão imposta podem-se formar filmes de espessuras diferentes. Determina-se o coeficiente global de transferência de calor, U , com base no diâmetro externo dos tubos pela associação das resistências (ÖZISIK, 1990, ASHRAE, 2000)

$$U = \frac{1}{\frac{d_{ext}}{d_{int}} \left(\frac{1}{h_{int}} \right) + \frac{d_{ext}}{d_m} \left(\frac{L}{k_T} \right) + \frac{1}{h_{ext}}} \quad (1)$$

onde d_{ext} , d_{int} e d_m são os diâmetros externo, interno e médio do tubo, em metros (m), respectivamente; L é a espessura do tubo (m); k_T é a condutividade térmica do tubo (W/m K); h_{int} é o coeficiente de transferência de calor entre o fluido refrigerante e a superfície interna do tubo ($\text{Wm}^{-2}\text{°C}^{-1}$) e h_{ext} é o coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa dos tubos e a água ($\text{W m}^{-2}\text{°C}^{-1}$).

Pode-se observar na equação (1) que a maior parte dos fatores que influenciam o coeficiente U dependem exclusivamente de sua geometria e do material que foi construído. Apenas h_{int} e h_{ext} que são variáveis dependentes das condições de funcionamento do equipamento. MIZUSHIMA, 1967, ZALEWSKI, 1997, foram alguns dos pesquisadores que equacionaram correlações para esses coeficientes.

Após a determinação do coeficiente global de transferência de calor pode-se calcular a capacidade do condensador evaporativo a partir da equação abaixo:

$$q = UA\Delta T_{LM} \quad (2)$$

onde, A é a área de transferência de calor (m^2) e ΔT_{LM} é a diferença entre a temperatura de condensação do fluido refrigerante à pressão de saída e temperatura da água (°C).

4 BANCADA DE ENSAIO

O condensador evaporativo, localizado no Laboratório de Estudos Térmicos e Aerodinâmicos (LETA), na UFRGS, foi projetado e construído em laboratório baseado na análise de escala com um CE já existente, utilizado em instalações industriais. O fator de escala utilizado

é igual a quatro (WALTHER, 2009). O presente trabalho apresenta a continuação deste estudo onde é feita a consolidação dos dados adquiridos da bancada. O motivo da escolha do R-22 foi sua maior facilidade de trabalho em relação ao R-717, o fato de ele não ser tóxico e não atacar a tubulação de cobre, diferentemente da amônia. Como a tubulação do evaporador é feita de cobre, a utilização do R717 torna-se inviável (ACUNHA JUNIOR, 2010).

A bancada de ensaio se baseia na norma ANSI/ASHRAE 64-1995, específica para testes experimentais em CEs. A norma aponta dois métodos para o cálculo de rejeição do calor do condensador, a instrumentação e o aparato que deve ser utilizado para uma aquisição de dados com boa confiabilidade.

4.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA

Seguindo a norma, o aparato construído se baseia no método “*High-Side Gravity Recirculation System*”, onde o fluido de R22 circula pela tubulação através de um termosifão. A Figura 3 apresenta o desenho esquemático da bancada, com seus componentes.

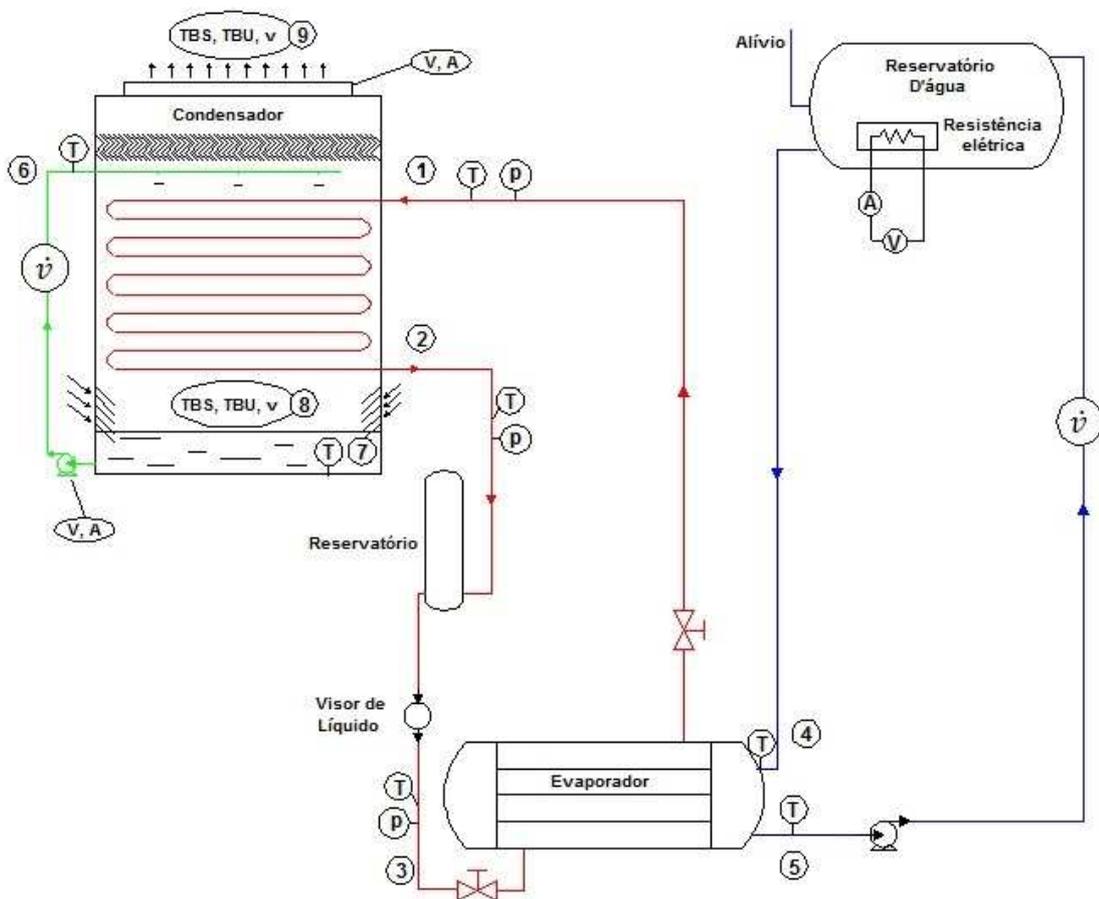


Figura 3 – Desenho esquemático da bancada de teste do condensador evaporativo

O fluido refrigerante circula no sistema devido a diferença de massa específica. A partir do evaporador, onde o R-22 sai superaquecido, o fluido entra no condensador. Um reservatório está conectado no ponto mais próximo possível da saída do fluido refrigerante do condensador. Este vaso de pressão possui a função de agir como um selo líquido do R-22, para garantir o sentido e uma vazão constante para o evaporador. Um visor de líquido se encontra na tubulação entre o reservatório e o evaporador.

No circuito verde, circula a água da bacia para os aspersores através de uma bomba elétrica de 0,12 kW. Utiliza-se um sistema “de by pass” para o controle da vazão no sistema de distribuição d’água em cima da serpentina. Pequenas chapas de cobre são colocadas logo abaixo da saída dos aspersores com o intuito de espalhar a água. Um eliminador de gotas é posicionado acima de todos os elementos do condensador. Este possui a função de impedir o arraste das gotas d’água para fora do condensador.

Água quente circula na tubulação em azul, uma bomba recalca a água para um reservatório, que em seu interior possui uma resistência de 2,7 kW. Este sistema realiza a transferência de calor para o fluido refrigerante.

Tubulações e equipamentos são revestidos com uma manta térmica a fim de isolar termicamente o sistema. Considera-se adiabático as tubulações e superfícies dos equipamentos.

O condensador evaporativo foi construído com perfis de alumínio que asseguram a parte estrutural e suas laterais são cobertas por vidro. Deste modo, é possível a visualização do escoamento da água dentro do condensador. Fotos da bancada de ensaios podem ser visualizadas no apêndice D.

A serpentina foi construída com tubos de cobre que são conectados a um distribuidor na parte superior e um coletor na parte inferior. Os tubos estão dispostos com uma inclinação de 15 graus. Assim, além propiciar uma maior facilidade de montagem, a água que parte dos aspersores fica por maior tempo em contato com a serpentina, aumentando a transferência de calor, tendo em vista, que a água “escorrega” pelos tubos. Na Tabela 1, encontram-se as principais características do condensador evaporativo.

Tabela 1 - Parâmetros do trocador de calor

Diâmetro externo do tubo	6,35 mm
Número de tubos	35 fileiras
Número de passes	6 passes
Área de transferência de calor	2,032 m ²

Um ventilador centrífugo se encontra conectado a placa superior do condensador através de uma tubulação em PVC de 200 mm. O ventilador é acionado por um motor com potência de 2 CV através de um inversor de frequência. Modificou-se o ventilador original, que não possuía potência para a vazão desejada de ar. Com um diâmetro de aspiração de 380 mm, foi necessária a construção de uma transição gradual do escoamento do diâmetro do tubo de PVC para o bocal de aspiração. Anteriormente, não se conseguia atingir altas vazões de ar, pois as restrições de entrada e saída de ar eram muito abruptas fazendo com que o ventilador não atingisse a sua potência máxima. Esta transição, assim como a implantação de uma transição no bocal de descarga, possibilitou um aumento considerável na vazão de ar imposta ao condensador.

4.2 INSTRUMENTAÇÃO

4.2.1 Corrente de ar

As medições de temperatura de bulbo seco, $T_{bs,ent}$, e de bulbo úmido, $T_{bu,ent}$, são feitas através um sistema montado próximo a entrada do ar no condensador. Este equipamento foi construído no próprio laboratório, utilizando-se dois sensores do tipo PT100. Para a medição das condições de saída do ar o sensor Vaisala PTU-303 foi o escolhido, que através de um sensor capacitivo e uma termoresistência combinada em um só instrumento a medição da

pressão absoluta, P_{sai} e das temperaturas, $T_{bs,sai}$ e $T_{bu,sai}$. Com essas três grandezas definidas, a umidade relativa é facilmente calculada.

Medição da vazão de ar, \dot{V}_{ar} , que escoo pela tubulação é medida através de um tubo de Venturi localizado na descarga do ventilador. É considerado um comprimento da tubulação de dez vezes o diâmetro para a localização do Venturi.

Os instrumentos devem calibrados por referências de primeiro ou segundo padrão. Os sensores de temperatura devem possuir: incerteza de $\pm 0,1$ °C e para a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e a água, uma exatidão de $\pm 1\%$ do valor da diferença medida. Para a medição de pressão os instrumentos devem permitir a medição da temperatura de saturação no intervalo de 0.1 °C.

4.2.2 Condensador evaporativo

Determina-se em três pontos da corrente de R-22 o par temperatura, pressão. As três localizações podem ser vistas na Figura 3, nos pontos 1, 2 e 3. Para a monitoração das temperaturas são utilizados termopares tipo J sem encapsulamento, com a junta quente soldada com estanho. Os sensores estão localizados em poços na tubulação, com pasta térmica envolta, para maior exatidão da medição. Os sensores responsáveis pela medição de pressão são transdutores de pressão.

São medidas as temperaturas da bacia, T_7 , e do ponto de entrada para os aspersores, T_6 . É utilizado um termopar encapsulado para a bacia, pois se encontra imerso ao líquido e um termopar tipo J simples, dentro de um poço, para a temperatura de saída da água.

4.2.3 Corrente de água quente

No circuito de água quente são medidas na entrada e na saída do evaporador, respectivamente, nos pontos 4 e 5, $T_{aq,ent}$ e $T_{aq,sai}$, utilizando dois termopares tipo J. A vazão de água, \dot{V}_{aq} , que troca calor no evaporador é medida através de um sistema redundante com dois hidrômetros. A partir da medição de corrente e voltagem adquire-se a potência que é utilizada para cada equipamento elétrico, como: as bombas e a resistência.

4.2.4 Sistema de aquisição de dados

As temperaturas e pressões são lidas por um equipamento Agilent 34970A, Os valores são passados para um computador pelo programa *HP BenchLink Data Logger*, juntamente com o programa *Vaisala M70*, para a aquisição das condições de saída do ar. Para o \dot{V}_{ar} os dados são obtidos através de um manômetro. Todas estas variáveis em conjunto com os valores adquiridos de corrente e tensão e valores dos hidrômetros são salvos em tabelas no programa Excel® e EES.

A calibração dos sensores se encontra no apêndice A.

4.3 INCERTEZAS DE EQUIPAMENTOS E DE MEDIÇÃO

Realizou-se uma análise da propagação de incerteza de medição do calor transferido pelo sistema utilizando a equação proposta por Kline e McClintock (HOLMAN, 1996). Defini-se, então, a incerteza propagação, U_r , como sendo

$$u_r = \left[\sum_{i=1}^j \left(\frac{\partial V}{\partial x_i} u_1 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

onde; x_i é a variável independente que afeta a variável a ser quantificada e u_1 é a incerteza da variável z . A incerteza da grandeza u_r depende do produto $\frac{\partial V}{\partial x_i} u_1$, e não apenas da derivada ou da incerteza do parâmetro. Uma vez executado o cálculo do produto para todos os parâmetros independentes de u_r , os resultados são listados apontando as maiores contribuições para a incerteza final de u_r . Os cálculos de incertezas foram realizados pelo software EES.

Uma tabela com as incertezas de medição de cada equipamento e sensores é encontrada no Apêndice B. Também, utiliza-se o critério de Chauvenet para a realização do descarte de amostras com valores duvidosos, o método está descrito no Apêndice C.

5. METODOLOGIA

A metodologia está baseada em um balanço calorimétrico, onde a taxa de calor entregue ao sistema no reservatório de água (Figura 3) é conservada nas saídas das correntes do condensador evaporativo. Conforme a norma aponta, definiu-se que um dos volumes de controle seria no condensador evaporativo, representado na Figura 4, abaixo.

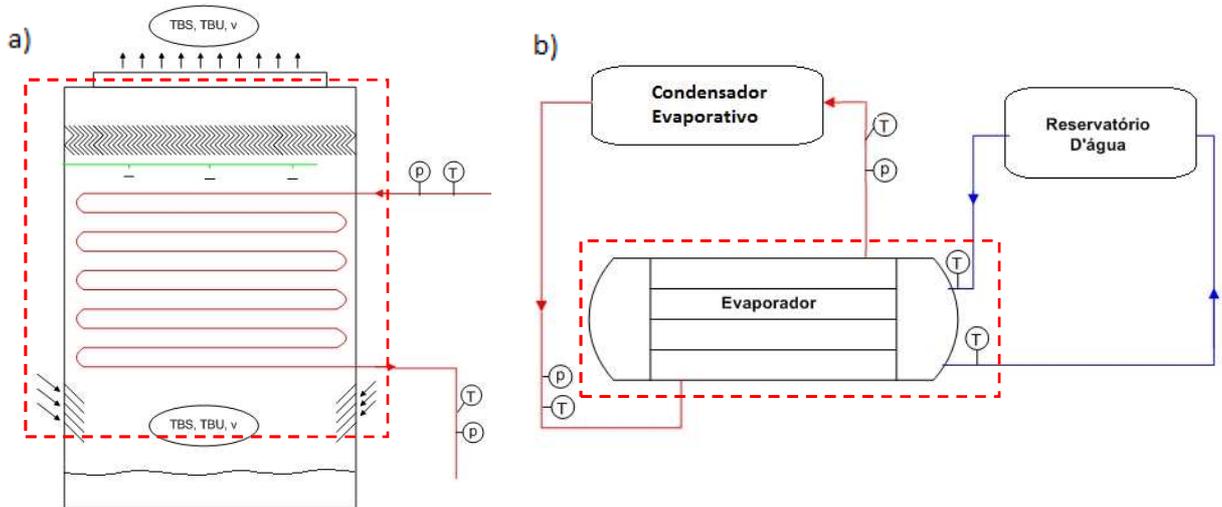


Figura 4 – Identificação dos volumes de controle empregados no balanço calorimétrico

O volume de controle para a realização da comparação, segundo a norma, deve ser as condições de entrada e saída do fluido refrigerante pelo condensador. Não foi possível utilizar o segundo método proposto pela norma pela ausência de um medidor de vazão no R-22.

Determinou-se o outro volume de controle para a realização da comparação. Este volume foi definido no evaporador do sistema, Figura 4b, onde as condições de entrada e saída dos dois fluidos são conhecidas, assim como a vazão mássica da água quente. Neste volume através da diferença de temperatura da água quente e sua vazão mássica é calculado a quantidade de calor que é entregue ao fluido refrigerante.

5.1 BALANÇO CALORIMÉTRICO

A fim de determinar a taxa de transferência de calor do condensador evaporativo, calcula-se o balanço energético do volume de controle da Figura 4a. Calcula-se pela diferença de condição do ar na entrada e na saída do condensador evaporativo. Ou seja, o quanto que o ar recebeu de calor ao passar pelo CE.

$$\dot{q}_{ar_t} = \dot{q}_{ar} - \dot{q}_{m_evap} = \dot{m}_{ar}(h_{ar,sai} - h_{ar,ent}) - \dot{m}_e h_e \quad (4)$$

onde \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar seco que passa através do condensador, em kg/s; $h_{ar,sai}$ e $h_{ar,ent}$ são, respectivamente, a entalpia de saída e entrada do ar, em kJ/kg; \dot{m}_e é a vazão mássica da água de evaporação, em kg/s e h_e é a entalpia da água nos gotejadores, em kJ/kg. O termo $\dot{m}_e h_e$, nesta equação se deve a transferência de calor entregue á água para ocorrer sua evaporação. Com o processo de evaporação o ar aumenta seu conteúdo de umidade. A vazão mássica da água de evaporação pode ser encontrada através da seguinte equação,

$$\dot{m}_e = \dot{v}_{ar} * \rho_{ar}(W_{sai} - W_{ent}) \quad (5)$$

onde \dot{v}_{ar} é a vazão do ar, em m³/s; ρ_{ar} é a massa específica do ar, em kg/m³; W_{sai} e W_{ent} são o conteúdo de umidade do ar na saída e na entrada do condensador, respectivamente. A norma relata que deve ser feita a comparação da equação (4) com a equação (6), onde é calculada a transferência de calor rejeitada pelo condensador.

$$\dot{q}_{condensador} = \dot{m}_r(h_{r,ent} - h_{r,sai}) - \dot{m}_e h_e \quad (6)$$

onde \dot{m}_r é a vazão mássica do R-22, em kg/s; $h_{r,ent}$ e $h_{r,sai}$ são as entalpias de entrada e saída do fluido no condensador, respectivamente. Devido ao fato de não existir medidor de vazão na corrente de R-22, utiliza-se o balanço mássico e térmico tomando como volume de controle a Figura 4b. Determina-se a transferência de calor para o fluido refrigerante através da equação (7).

$$\dot{q}_{\acute{a}gua\ quente} = \dot{m}_{aq}(h_{ent,aq} - h_{sai,aq}) \quad (7)$$

onde, todas as variáveis estão relacionadas à água quente, \dot{m}_{aq} é a vazão mássica, em kg/s; $h_{ent,aq}$ e $h_{sai,aq}$, são a entalpia de entrada e saída do fluido, em kJ/kg, respectivamente. Assume-se que o processo de transferência de calor no evaporador ocorre sem perdas para o ambiente. Ou seja, $\dot{q}_{\acute{a}gua\ quente} = \dot{q}_{R-22}$. A partir desta afirmação, pode-se calcular a vazão do fluido refrigerante através da composição da equação (7) com a (6).

No volume de controle do condensador o \dot{q}_{ar_t} é medido através das grandezas adquiridas no ponto 8 e 9. Já, o $\dot{q}_{condensador}$ é calculado através da taxa de transferência de calor de água quente.

5.2 PROCEDIMENTOS PARA OS ENSAIOS

Para o começo da aquisição de dados é necessário que o sistema se encontre em regime permanente. Depois de atingido este regime é adquirido um conjunto de medidas ao longo de 20 minutos, onde é realizada a média dos valores adquiridos. A taxa de aquisição dos eventos de medição foi de 30 segundos para as principais grandezas de interesse. Com esta taxa é possível a verificação da ocorrência de oscilações e mudanças no sistema. Tensão e corrente

são medidas a cada mudança de condição de operação. O laboratório que o condensador se encontra é climatizado, na tentativa de estabelecer semelhantes condições de entrada do ar. Entretanto, é muito difícil reproduzir as mesmas condições de ensaio de um dia para outro.

Como o sistema de aquecimento da água quente sempre funciona na potência máxima, deve-se aquecer água do reservatório antes de ligar a bomba de circulação. Isto se deve porque quando começa a trocar calor com o evaporador a temperatura d'água sofre uma diminuição no seu retorno e o sistema pode demorar horas para se estabilizar. O sistema se estabiliza na temperatura de saída da água quente ao redor de 50 °C. É importante pois a norma cita que no intervalo de coleta dos dados não podem ocorrer leituras com diferenças maiores que 1 °C para temperaturas, 1,5 % para pressões e 2,5 % para vazões.

Liga-se todo o equipamento, como a resistência e os instrumentos, e espera-se a bancada atingir o regime permanente.

5.3 CASO ESTUDADO

O seguinte caso foi criado com o propósito de conferir a metodologia proposta. Determinou-se a vazão do ventilador de 0,0913 kg/s, frequência de 30 Hz no inversor de frequência, e uma vazão de água de 0,49 m³/h, para os gotejadores. A relação $\frac{\dot{m}_{\text{água}}}{\dot{m}_{\text{ar}}}$ para este ensaio será de 1,48. Um período de duas horas e trinta minutos é necessário para a aquisição dos primeiros dados. Os dados são coletados e tratados a fim de eliminar valores duvidosos e a média das amostras é apresentado como sendo o valor representativo da variável. Abaixo, se encontram os valores obtidos.

Tabela 2 - Grandezas do CE para um ensaio com $\frac{\dot{m}_{\text{água}}}{\dot{m}_{\text{ar}}} = 1,48$. Pontos relacionados à Figura 3

R-22								
P ₁ (bar)		T ₁ (°C)	P ₂ (bar)		T ₂ (°C)	P ₃ (bar)		T ₃ (°C)
11,5		47,68	11,4		27,57	11,46		27,41

Ar				Água Quente		Gotejadores	
T _{bs,ent} (°C)	T _{bu,ent} (°C)	T _{bs,sai} (°C)	T _{bu,sai} (°C)	T ₄ (°C)	T ₅ (°C)	T ₇ (°C)	T ₆ (°C)
21,44	16,59	24,40	22,90	48,95	48,52	25,55	25,59

A numeração dos pontos na tabela está relacionada à Figura 3, que mostra o desenho esquemático da bancada. Pode-se observar que a pressão possui uma variação considerável entre os pontos do ciclo do R-22. Na saída do evaporador, ponto 1, o fluido refrigerante se encontra com 20 °C de superaquecimento. No ponto 2, ele se encontra na região de líquido comprimido, com 0,73 °C de subresfriamento. A umidade relativa na entrada, ponto 8, se encontrava em torno dos 63 %, e no ponto 9, saída do CE, obteve-se 89 %. No circuito da água quente, uma diferença de 0,4 °C é encontrada entre o ponto de entrada e saída do evaporador. Nos pontos 6 e 7, foi verificado o mesmo valor de temperatura para os dois pontos.

Grandezas como, corrente e tensão, também, são medidas nos equipamentos elétricos. No Apêndice E, a tabela relaciona os valores encontrados para os equipamentos. A vazão mássica de água que circulou no evaporador foi em média 1,08 kg/s.

6 RESULTADOS E ANÁLISES

6.1 QUALIDADE DAS MEDIÇÕES

Aplicando-se a metodologia de testes descrita na seção 5.2 e com os instrumentos calibrados, foram realizadas as primeiras seqüências de ensaios. Nelas, o balanço calorimétrico apontava uma significativa diferença entre os valores calculados para as taxas de transferência de calor para os volumes de controle relativos ao evaporador e o condensador, que deveriam ser próximas de zero. A Tabela 3 mostra dois casos onde essa diferença foi observada.

Tabela 3 – Taxas de transferência de calor para os volumes de controle do condensador e do evaporador para vazão de ar de 0,079 kg/s

$\dot{V}_{\text{água}}$ (m ³ /h)	$\dot{Q}_{\text{condensador,t}}$ (kW)	$\dot{Q}_{\text{Evaporador}}$ (kW)
0,49	2,629	4,109
0,39	2,328	4,482

A diferença entre as taxas de transferência de calor medidas para os dois volumes de controle levou a investigar o sistema de medição. Sabe-se que o calor entregue ao sistema, pela água quente, depende exclusivamente da vazão de água que circula pelo evaporador e de sua diferença de temperatura, sendo esta última entre 0,4 a 1 °C. Com esta pequena diferença qualquer erro nas medições pode resultar em valores calculados fora do esperado. Além disso, foi possível observar uma grande variação nos valores adquiridos nos pontos 4 e 5 (Figura 3). Não foi possível determinar se era um comportamento do sistema ou problema na medição, e para isso realizou-se a troca dos termopares que apresentavam a incoerência, assim como sua instalação no sistema de medição (alteração dos canais nos módulos de medição). Em todas as mudanças feitas, sempre dois canais apresentavam a discordância. Na Figura 5 se pode observar este fenômeno.

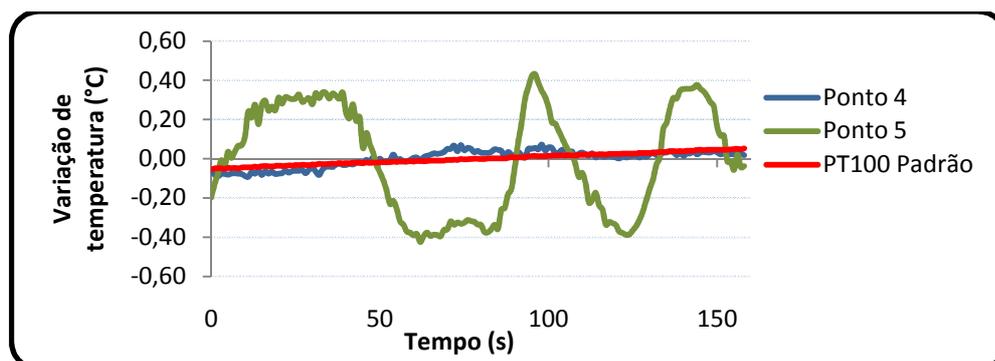


Figura 5 – Ruído de medição dos pontos 4 e 5 referentes à Figura 3

Na imagem adquirida do programa de aquisição, Figura 5, é possível a visualização da curva de três sensores: o PT100, com a curva mais estável; em azul, termopar com curva aceitável de desempenho e, em verde, o termopar que apresentava ruído. Nota-se que o comportamento se assemelha a uma curva senoidal, com uma amplitude de 0,8 °C.

Toda a variação nas medidas ocorreu pela interferência eletromagnética nos sensores e no Agilent. Para eliminar o problema, foi realizado o aterramento elétrico em toda a bancada e no banho de térmico. Após, obtiveram-se valores estáveis para todos os sensores de temperatura.

Na saída do ar do condensador evaporativo (ponto 9 da Figura 3) se encontra outro ponto crítico para a medição, devido ao eliminador de gotas. Para uma alta vazão de ar, não se consegue reter a totalidade de gotas arrastadas pelo escoamento, podendo molhar o sensor de umidade relativa. Este efeito altera a medição do valor da temperatura de bulbo úmido, de tal modo que o cálculo da taxa de transferência de calor rejeitado possa sofrer alterações. Para evitar distorções nas medições modificou-se a posição do sensor e adicionou-se uma barreira adicional para as gotas.

6.2 BALANÇO CALORIMÉTRICO

Utilizando a equação 6 para o cálculo da taxa de transferência de calor entregue ao evaporador e a equação 4 para a taxa de transferência de calor rejeitada pelo condensador para o ar obteve-se os seguintes resultados.

Tabela 4 – Balanço calorimétrico do sistema

Ensaio	$\dot{Q}_{Evaporador}$ (kW)	$\dot{Q}_{ar,t}$ (kW)	Desvio percentual (%)
1	2,119	2,110	0,43
2	2,117	2,049	3,32
3	2,297	2,093	9,75
4	2,207	2,177	1,38

$$\text{Desvios percentual} = (|\dot{Q}_{Evap} - \dot{Q}_{ar,t}|/\dot{Q}_{ar,t}) * 100$$

Os diferentes ensaios de medição apresentaram desvios percentuais bastante variados. Pode-se dizer que o maior desvio encontrado aproximou-se de 10%, em um dos ensaios, e sua interpretação será feita com base nas incertezas de medição, descritas mais adiante nesse trabalho.

Na tabela 5, pode-se observar a magnitude de cada termo na equação (4), assim como a diferença de entalpia nos pontos 8 e 9.

Tabela 5 – Valores medidos e calculados referentes à equação (4)

Ar - Condensador					
$\dot{v}_{\acute{a}gua}$ (m ³ /h)	h_{ent} (kJ/kg)	h_{sai} (kJ/kg)	\dot{Q}_{ar} (kW)	$\dot{Q}_{massa\ evap}$ (kW)	$\dot{Q}_{ar,t}$ (kW)
0,3	51,59	74,91	2,199	0,088	2,111
0,4	53,1	75,74	2,135	0,086	2,049
0,5	44,14	67,28	2,182	0,090	2,093
0,59	43,97	68,07	2,273	0,095	2,177

Estes quatro ensaios foram realizados com um valor de vazão de ar igual a 0,094 kg/s e uma vazão de água aspergida na serpentina entre 0,3 a 0,59 m³/h. Nota-se que a transferência de calor para o ar através da evaporação da água, $\dot{Q}_{massa\ evap}$, é muito menos significativa que o \dot{Q}_{ar} , sendo o primeiro cerca de 20 vezes superior ao segundo. Isto não denota que este termo deva ser desprezado, mas que uma grande variação percentual neste valor não modificará expressivamente o valor de $\dot{Q}_{ar,t}$. As entalpias h_{ent} e h_{sai} diminuem à medida que a vazão de água aspergida aumenta, mas sua diferença se mantém praticamente constante. Posteriormente, pode-se determinar a vazão mássica do R-22, pois a taxa de transferência de calor para o fluido R22 é a mesma medida para o circuito de água quente, como observado na Tabela (6). O aumento da vazão de água nos aspersores gera uma maior diferença da temperatura entre a

entrada e a saída do fluido refrigerante. Isto se deve, principalmente, à diminuição da temperatura de condensação do fluido medido no condensador.

Tabela 6 - Vazão mássica do fluido refrigerante calculada

$\dot{V}_{\text{água}} \text{ (m}^3/\text{h)}$	$\dot{Q}_{R-22} \text{ (kW)}$	$T_3 \text{ (}^\circ\text{C)}$	$T_1 \text{ (}^\circ\text{C)}$	$\dot{m}_{R22} \text{ (kg/s)}$
0,3	2,104	27,72	46,09	0,011096
0,4	2,101	27,73	48,48	0,010989
0,5	2,281	27,12	48,86	0,011463
0,59	2,192	26,67	48,08	0,010906

Pode-se observar que \dot{m}_{R22} é em torno de cem vezes menor que a vazão de água quente, que para este ensaio foi de 1,08 kg/s.

Analisou-se a possibilidade de utilizar a potência dissipada pela resistência no reservatório de água quente como a taxa de transferência de calor entregue para o evaporador. Entretanto, verificaram-se perdas significativas de calor através das tubulações, registros, bomba e reservatório.

6.3 INCERTEZA DE MEDIÇÃO

Realiza-se o cálculo da propagação de erros das grandezas apresentadas na seção anterior empregando-se as incertezas de medição dos sensores utilizados, declaradas no Apêndice B.

Tabela 7 - propagação de erros para as principais grandezas de ensaio

$\dot{Q}_{\text{massa evap}} \text{ (kW)}$	$\dot{Q}_{\text{ar}_t} \text{ (kW)}$	$h_3 \text{ (kJ/kg)}$	$h_1 \text{ (kJ/kg)}$	$\dot{Q}_{\text{Evaporador}} \text{ (kW)}$
0,0883±0,0036	2,110±0,079	198,400±0,418	196,400±0,418	2,119±0,639
0,0858±0,0035	2,049±0,077	209,200±0,418	207,200±0,418	2,117±0,638
0,0898±0,0035	2,093±0,076	211,100±0,418	209,000±0,418	2,297±0,638
0,0942±0,0036	2,177±0,078	207,600±0,418	205,600±0,418	2,207±0,638

Nota-se que a incerteza no cálculo do $\dot{Q}_{\text{Evaporador}}$ é muito grande, chegando perto dos 30 %. Isto se deve a existência de uma pequena diferença de temperatura encontrada entre os pontos 4 e 5, e uma relação $\frac{\dot{m}_{\text{água quente}}}{\dot{m}_{R22}}$ muito grande. Essa pequena diferença de temperatura, pela propagação de erros, transfere as suas respectivas entalpias uma maior incerteza. Esta diferença de entalpia é usada para o cálculo da taxa de transferência de calor para o evaporador, através da equação (7). Ações como a calibração dos sensores e bancada de aquisição por um laboratório de referência para diminuir o nível de incerteza nas medidas são necessárias para uma maior exatidão dos cálculos. Uma redução na $\dot{m}_{\text{água quente}}$ implicaria em um conseqüente aumento na diferença de temperatura no evaporador, contudo o sistema atual de circulação de água quente não permite a obtenção de valores inferiores a 1 kg/s. A incerteza encontrada para a vazão de água quente foi de 1,077±0,021 kg/s. Outras grandezas, como o cálculo da taxa de transferência de calor para o ar, possuem incertezas insignificantes.

6.4 CONDIÇÕES OPERACIONAIS

Realizaram-se diversos ensaios onde foi mantida a vazão de água dos aspersores constante e variou-se a vazão de ar. Na Figura 6, se encontra a condição do ar na saída do

condensador, com dois conjuntos de ensaios com o par $T_{bs,ent}$ e $T_{bu,ent}$ diferentes. Na 1ª amostra, as condições climáticas no laboratório apresentavam uma umidade relativa do ar (UR) de 86%, enquanto na 2ª amostra, uma UR de 63 %. Para o seguinte caso utiliza-se a frequência imposta no inversor de frequência em vez da vazão da corrente de ar, pois a última é diferente para as duas amostras.

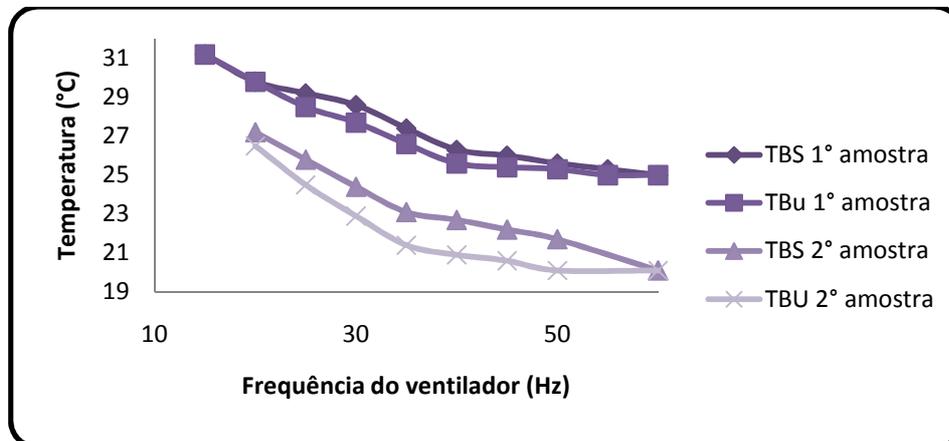


Figura 6 - Condições do ar na saída do condensador

Pode-se observar na figura que para baixas vazões de ar, a $T_{bs,sai}$ e $T_{bu,sai}$ se aproximam, ou seja, o ar no ponto 9 está saturado. Uma maior evaporação de água acontece para uma mesma quantidade de ar. Em face do aumento da vazão de ar, acontece uma redução na UR na saída do condensador até a vazão de ar 0,1602 kg/s, frequência de 50 Hz. Na segunda amostra, a UR na frequência de 40 Hz se encontra em 86 %. Após ultrapassa a vazão de ar 50 Hz, o arraste de gotas pelo ar começa a interferir na medição e $T_{bs,sai}$ e $T_{bu,sai}$ se aproximam, chegando à igualdade.

Obtiveram-se relações $\frac{\dot{m}_{\text{água}}}{\dot{m}_{\text{ar}}}$ menores que o trabalho de WALTHER (2009), isto se deve a troca do ventilador e a instalação das transições dos dutos que aumentaram a vazão de ar máxima. Observou-se que o aumento da vazão de água aspergida na serpentina leva à diminuição da vazão de ar, dado pela perda de carga imposta no condensador. Na análise realizada, verificou-se que para vazões de água acima de 0,5 m³/h há uma considerável perda de carga na corrente de ar (relacionada no gráfico do Apêndice F). No pior caso analisado, com uma vazão de água de 0,78 m³/h e vazão mássica de ar de 0,1836 ks/s, a redução na vazão mássica de ar foi de 5%.

Na Figura 7, encontra-se o calor transferido para o ar em dois ensaios realizados. Com o aumento da vazão de água dos gotejadores, pode-se notar a diminuição da capacidade de transferência de calor para o ar. Salienta-se que a tendência das curvas de vazões são semelhantes.

Isto se deve ao fato de que uma taxa fixa de calor é entregue ao sistema pela resistência elétrica. Assim, frente a maiores frequências do ventilador, encontra-se uma diminuição na taxa de transferência de calor para o ar. A diferença de temperatura entre T_1 e T_2 (Figura 3) é a grandeza que apresenta grande variação quando a relação $\frac{\dot{m}_{\text{água}}}{\dot{m}_{\text{ar}}}$ é modificado, como pode ser observado na Figura do Apêndice G. Nestes ensaios, a relação mássica foi determinada entre 0,55 a 2,05.

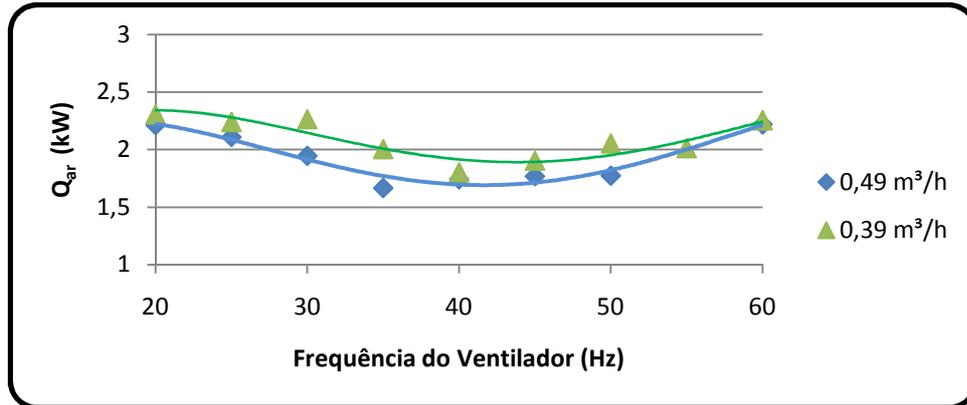


Figura 7 – Quantidade de calor entregue ao ar

7. CONCLUSÕES

O principal objetivo deste trabalho era a identificação e determinação do balanço calorimétrico da bancada experimental. Os ensaios do condensador evaporativo são baseados na norma ANSI/ASHRAE 64-1995 onde, na configuração atual, não se possui um medidor de vazão para o fluido refrigerante. Os ensaios mostraram que os dados retirados da bancada foram consistentes. A taxa de transferência de calor que é entregue ao sistema aproxima-se à taxa que é rejeitada do mesmo sistema. Contudo, a análise de propagação de erros de medição (Kline e McClintock) mostrou que a taxa de transferência de calor transferida da água quente para o fluido refrigerante no evaporador apresenta uma grande incerteza de medição, de até 30%. Isto ocorre devido à pequena diferença de temperatura entre os pontos de entrada e saída da água quente do evaporador.

Para a continuação da análise da bancada sugere-se prosseguir o estudo da variação de grandezas de entrada de forma a investigar seu impacto em grandezas de saída de forma proposital a fim da obtenção da influência de cada parâmetro no funcionamento do condensador evaporativo, através de uma análise estatística pelo método do Projeto de Experimentos. Também, pode ser realizada a identificação das regiões de transferência de calor (dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento) do condensador evaporativo.

8. REFERÊNCIAS

ACUNHA JUNIOR., I. C., Transferência de Calor e Massa de um Condensador Evaporativo, Tese de Qualificação de Doutorado, UFRGS, 2010.

ANSI/ASHRAE 64-1995, “Methods of Testing Remote Mechanical-Draft Evaporative Refrigerant Condensers” American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers - Atlanta, 1995. < www.ashrae.org >

ARMBRUSTER R., MITROVIC J., Evaporative Cooling of a falling water film on horizontal tubes. Experimental Thermal and Fluid Science. 1998.

ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, GA, 2000.

BRAGA W., Procedimento para Calibração de Sensores de Temperatura, Trabalho de Conclusão de Curso, Engenharia Mecânica, UFRGS

CENTENO, F. R., “Análise teórico experimental do desempenho de condensadores evaporativos”, Monografia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2005.

DELMÉE, G. J. Manual de Medição de Vazão. Ed. Edgard Blücher Ltda. São Paulo, 1983. 1º Ed.

DONNI, R. G., “Estudo comparativo entre trocadores de calor convencionais e trocadores de calor evaporativos.” MERCOFRIO2006 – V Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do MERCOSUL. 2006.

GOODMAN, W. The evaporative condenser, Heating Piping and Air Conditioning 10 (1938) 165–328.

HOLMAN, J.P., 1994, Experimental Methods for Engineers, McGraw-Hill, New York, 6 ed.

HWANG, Y. et al., An experimental evaluation of a residential-sized evaporatively cooled condenser. International Journal of Refrigeration. 2000.

MIZUSHINA, T., Ito, R., MIYASHITA, H., Experimental study of an evaporative cooler, International Chemical Engineering, v. 4, p. 727-732, 1967.

NAKALSKI, A. T., Modelos Matemáticos para o Aprimoramento do Desempenho Térmico de Condensadores Evaporativos, Dissertação de Mestrado, UFRGS, 2007.

NASR, M.M., HASSAN M.S. Experimental and Theoretical Investigation of an innovative Evaporative Condenser for residential refrigerator. Renewable Energy. 2009.

ÖZISIK, N. M., Transferência de calor: um texto básico, Rio de Janeiro: Guanabara – Koogan, 1990, 661 p.

PARKER, R. O., TREYBAL, R. E., The Heat, Mass transfer characteristics of evaporative coolers, Chemical Engineering Progress Symposium Series, v. 57,p.138-149, 1961.

STOECKER, W. F., JABARDO, J. M. S., Refrigeração Industrial, 2a edição, São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda, 2002, 371 p.

WALTHER, F., Construção e Análise Experimental de um Evaporador Condensativo em Escala Reduzida. Trabalho de Conclusão de Curso, Engenharia Mecânica, UFRGS. 2009.

ZALEWSKI, W., GRYGLASZEWSKI, P. A., Mathematical model of heat and mass transfer process in evaporative fluid coolers, Chemical Engineering and Processing, v. 36, p. 271-280, 1997

APÊNDICES

APÊNDICE A – Calibração dos sensores

A.1 – Calibração dos sensores de temperatura

Os sensores foram calibrados através do método do banho isotérmico. Foi adquirida pelo laboratório uma termoresistência de platina, de classe A, com quatro fios e com rastreabilidade de calibração. Decidiu-se por este modelo porque, além de prevenir que a resistência do fio ou qualquer ruído influencie na exatidão, apresenta um comportamento muito estável, possuindo uma curva bastante linear.

O método de calibração consiste em um reservatório termicamente isolado contendo em seu interior um fluido de trabalho, neste caso água, resistências para aquecimento e um dispositivo capaz de fazer uma circulação forçada deste fluido de modo a obter temperaturas uniformes em seu interior (Braga, 1999). Posicionam-se os sensores a uma profundidade mínima de 200 mm dentro do fluido.

Os sensores utilizados na bancada são de dois modelos: PT100 genéricos e fios de compensação tipo J. O último, sua utilização em vez do termopar tipo J se deve pois o fio de compensação apresenta a mesma incerteza do termopar na faixa de operação da bancada, abaixo dos 100 °C.

A.2 – Calibração do tubo de Venturi

A calibração do tubo de Venturi, utilizado para o cálculo da vazão do escoamento de ar, segue o modelo descrito por Delméé, 1983. Utiliza-se um tubo de pitot para medir as velocidades do escoamento. Realiza-se medições em algumas posições radiais da seção transversal. Assim, se compara os resultados com o valor medido no manômetro do tubo de Venturi e encontra-se a curva de calibração do equipamento.

APÊNDICE B – Incerteza de medição

Tabela B.1 – Incerteza dos instrumentos de medição.

Grandezas	Instrumento	Fabricante/Modelo	Incerteza
$T_{bu,sai}, T_{bs,sai}$	PT 100	Vaisala PTU-303	$\pm 0,1$ °C (a 20 °C)
UR_{ent}, UR_{sai}	Sensor HUMICAP 180	Vaisala PTU-303	$\pm 1\%$ (de 0 a 90%) $\pm 1,7\%$ (de 90 a 100%)
P_{ent}, P_{sai}	Sensor BOROCAP	Vaisala PTU-303	± 0.45 hPa
$T_{bu,ent}, T_{bs,ent}$	PT 100	-	$\pm 0,1$ °C (a 20 °C)
$T_{r,ent}, T_{r,sai}, T_r,$ $T_{aq,ent}, T_{aq,sai}, T_b, T_c$	Termopar Tipo J	-	± 0.1 °C
$P_{r,ent}, P_{r,sai}, P_r$	Transdutor de Pressão	Full Gauge SB69	$\pm 1\%$
$\dot{V}_{H_2O,gotejadores}$	Flow Meter	Rosemount 8732	$\pm 0.5\%$
$\dot{V}_{\acute{a}gua quente}$	Hidrômetro	LAO	$\pm 2\%$
$\Delta P_{venturi}$	Manômetro	Dwyer	$\pm 3\%$

APÊNDICE C – Critério de Chauvenet

Utiliza-se o critério de Chauvenet para eliminar valores duvidosos. Este método fornece uma base consistente para a tomada de decisão de excluir ou não um dado suspeito de um conjunto de valores medidos, especifica que um valor medido pode ser rejeitado se a

probabilidade de obter o desvio em relação à média é menor que $1/2n$ (Moore e McCabe, 1999).

O procedimento para descartar os valores inconsistentes é realizado da seguinte forma. Primeiramente, realiza-se a média das amostras e o desvio padrão do conjunto de dados. Após, o desvio das amostras,

$$d_i = x_i - x_m$$

onde o x_i é o valor da grandeza e x_m o valor médio. O desvio da amostra é comparado com o desvio padrão, conforme os valores da Tabela A.1.

Tabela A.1 – Critério de Chauvenet (Holman,1994)

Número de Medições (n)	Relação entre o máximo desvio aceitável e o desvio padrão (d_i / σ)
3	1,38
5	1,65
6	1,73
10	1,96
15	2,13
25	2,33
50	2,57

O valor encontrado deve ser menor que o valor que o máximo desvio encontrado na tabela. Se a amostra tiver valor maior deve ser feito o descarte desta medição.

APÊNDICE D – Fotos da bancada



Condensador Evaporativo



Bancada de ensaio



Bocal de descarga do ventilador



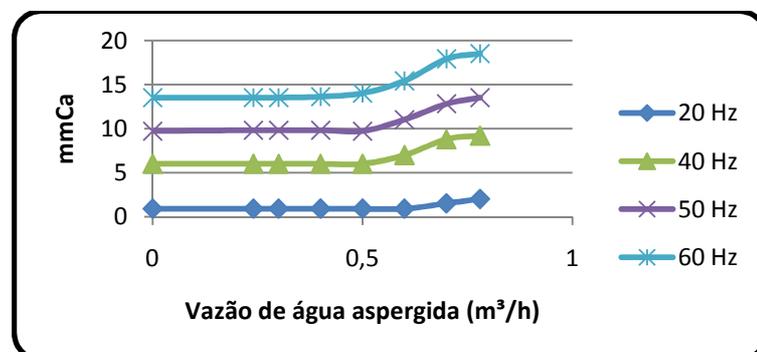
Transição no bocal de aspiração do ventilador

APÊNDICE E – Potência dos equipamentos

Tabela E.1 – Dados de equipamentos elétricos

	Corrente (A)	Tensão (V)	Potência (kW)
Resistência	12,5	205	2,56
Bomba	11,6	115	1,3

APÊNDICE F – Perda de carga no condensador evaporativo



APÊNDICE G – Diferença de temperatura entre os pontos 1 e 2, relativos a Figura 3

