

**UniRV – UNIVERSIDADE DE RIO VERDE
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM EVAPORADOR
FROST-FREE**

MARLON HENRIQUE BORTOLI

Orientador: Prof.Me. PAULO HENRIQUE NEVES PIMENTA

**Trabalho apresentado à Faculdade de
Engenharia Mecânica da UniRV –
Universidade de Rio Verde – Como parte das
exigências para obtenção da nota da disciplina
Trabalho Conclusão de Curso I I.**

RIO VERDE- GO

2015

[Digite texto]

**UniRV – UNIVERSIDADE DE RIO VERDE
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM EVAPORADOR
FROST-FREE**

MARLON HENRIQUE BORTOLI

Orientador: Prof. Me. PAULO HENRIQUE NEVES PIMENTA

**Trabalho apresentado à Faculdade de
Engenharia Mecânica da UniRV –
Universidade de Rio Verde – Como parte das
exigências para obtenção da nota da disciplina
Trabalho Conclusão de Curso II.**

RIO VERDE- GO

2015

[Digite texto]

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM EVAPORADOR
FROST-FREE**

MARLON HENRIQUE BORTOLI

Esta monografia foi julgada adequada para a obtenção da nota da disciplina Trabalho
Conclusão II do Curso de Engenharia Mecânica.

Prof.Me.Paulo Henrique Neves Pimenta

Orientador

Prof. Diogo Batista Fernandes

Examinador

Prof. Anderson Inácio Junqueira Júnior

Examinador

Prof. Dr. Warley Augusto Pereira

Diretor da Faculdade de Engenharia Mecânica

RIO VERDE-GO

2015

DEDICATÓRIA

Dedico o presente trabalho primeiramente a Deus, por ter me dado forças para chegar até aqui e ao qual, devo a minha vida. A meus pais Ademir Bortoli e Maria Carmen Frigo Bortoli, a minha irmã Pâmela Regina Bortoli e toda a minha família e amigos por terem me apoiado em todas as etapas da minha vida e por sempre estarem ao meu lado nos momentos bons e nos momentos difíceis em que precisei de apoio e paciência.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por me proporcionar a conclusão de mais esta etapa da minha vida.

A todos os professores e colaboradores da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade de Rio Verde, que transmitiram seus conhecimentos e experiências ao longo dos cinco anos de graduação e são responsáveis diretos pelo profissional que serei.

Ao meu professor e orientador Paulo Henrique Neves Pimenta, pelo tempo dedicado à orientação deste trabalho e pelas palavras de incentivo e por todo conhecimento a mim passado

A cada um de meus amigos e colegas de graduação, cujos nomes não citarei por risco de cometer algum esquecimento, o que seria imperdoável. “O verdadeiro amigo é aquele que fica quando todos se vão”.

Aos meus pais Ademir Bortoli e Maria Carmen Frigo Bortoli, a minha irmã Pâmela Regina Bortoli, a minha namorada Julia Emylle de Macedo Silva e toda a minha família que estiveram ao meu lado, não permitindo, em nenhum instante, que baixasse minha cabeça quando os problemas apareciam, sempre compreendendo a minha falta de tempo e, as vezes, minha falta de paciência para com eles. A vocês, o meu muito obrigado!

A todos aqueles que de alguma forma contribuíram ou torceram pela concretização deste trabalho.

Obrigado!

RESUMO

BORTOLI, M. H. **Avaliação experimental do desempenho de um evaporador frost-free.** 2015 Monografia¹ (Graduação em Engenharia Mecânica) – UNIRV – Universidade de Rio Verde, Rio Verde, 2015.

Evaporador é um tipo de trocador de calor utilizado em sistemas de refrigeração no qual o líquido é vaporizado com o objetivo de remover calor de um espaço ou produto. Dentre os vários tipos de evaporadores, o tipo standard tem sido objeto de estudo de inúmeras pesquisas que visam melhorar o desempenho de refrigeradores domésticos frost-free, presentes em grande parte das residências. Desse modo, o presente trabalho tem por objetivo analisar experimentalmente o desempenho de evaporadores no-frost tipo standard utilizados em refrigeradores frost-free, no qual será avaliado a influência de variáveis independentes (velocidade do ar, pressão de evaporação, temperatura do fluido, taxa de transferência de calor específico, dentre outras) no desempenho desses equipamentos. Pretende-se também construir uma bancada destinada a avaliação deste equipamento, onde serão feitos dois testes alterando-se a vazão do ar que passa pelo evaporador. Através dos testes realizados e dos dados retirados obtivemos que a pressão do fluido refrigerante na entrada e na saída do evaporador sofrem uma perda em média de 19,6 kPa. A temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador se elevou em média 3,48 °C, com o aumento da vazão de ar. A temperatura do ar na saída do túnel de vento teve um aumento significativo da temperatura de 2,65 °C, com o aumento da vazão do ar. A taxa de transferência de calor específico no evaporador variou-se em média 3,20 kJ/kg com a alteração da vazão do ar.

PALAVRAS-CHAVE

Evaporador, eficiência, troca de calor, túnel de vento

¹**Orientador:** Prof. Ms. Paulo Henrique Neves Pimenta. Banca: Professor: Diogo Batista Fernandes. Professor: Anderson Inácio Junqueira Júnior.

ABSTRACT

BORTOLI, M. H. Performance of the experimental evaluation of a frost-free evaporator.
2015 Monograph (Graduate in Mechanical Engineering) - UNIRV - University of Rio Verde,
Rio Verde, 2015.

Evaporator is a type of heat exchanger used in cooling systems in which liquid is sprayed in order to remove heat from one space or product. Among the various types of evaporators, the standard type has been extensive research object of study to improve the performance of domestic refrigerators frost-free, present in most homes. Thus, this study aims to experimentally analyze the performance of evaporators no- frost standard type used in frost-free refrigerators, which will be evaluated the influence of independent variables (air speed, evaporation pressure, fluid temperature, specific heat transfer rate, among other) he performance of such equipment. It also intends to build a workbench designed to evaluate this equipment, which will be done two tests by changing the flow of air passing through the evaporator. Through tests and the obtained data from the pressure of the refrigerant at the evaporator inlet and out suffer a loss of average of 19,6 kPa. The temperature of the refrigerant at the evaporator outlet and amounted on average 3,48 °C, with increasing air flow. The temperature of the outlet air of the wind tunnel had a significant temperature increase of 2,65 °C, with increasing air flow. The specific heat transfer rate in the evaporator ranged on average 3,20 kJ/kg to change the flow of air.

KEY WORDS

Evaporator, efficiency, heat exchange, wind tunnel

Orientador: Prof. Ms. Paulo Henrique Neves Pimenta. Banca: Professor: Diogo Batista Fernandes. Professor: Anderson Inácio Junqueira Júnior.

[Digite texto]

LISTA DE FIGURA

Figura 1- Diagrama de Mollier (p x h).	19
Figura 2- Ciclo ideal de compressão a vapor.	20
Figura 3- Ciclo de compressão de vapor ideal no diagrama de Mollier.	21
Figura 4- Ciclo ideal de compressão de vapor, diagrama T x s.	21
Figura 5- Ciclo real de compressão de vapor, diagrama T x s.	22
Figura 6 -Diferenças entre os ciclos ideal e real de refrigeração por compressão de vapor no diagrama P x h (Mollier).	22
Figura 7-Manômetro de baixa pressão.	24
Figura 8- Sensor de temperatura DS18B2.	25
Figura 9- Sensor de umidade relativa e temperatura DHT22 e um transistor.	25
Figura 10 - Medidor de velocidade do ar anemômetro.	25
Figura 11 - Arduino UNO.	26
Figura 12 – Compressor.	26
Figura 13 - Evaporador.	27
Figura 14- Condensador.	27
Figura 15 - Coolers.	28
Figura 16 - Túnel de vento.	28
Figura 17- Sensor de temperatura instalado no evaporador.	30
Figura 18 - Sensor de temperatura e umidade relativa instalado no túnel de vento.	30
Figura 19- Manômetros instalado na entrada e na saída do evaporador.	30
Figura 20- Pressões na entrada e na saída do evaporador variando de acordo com o tempo com vazão de ar no evaporador de 0,0168 m ³ /s.	31
Figura 21- Pressões na entrada e na saída do evaporador variando de acordo com o tempo com vazão de ar no evaporador de 0,0168 m ³ /s.	32
Figura 22- Temperatura do fluido refrigerante na entrada e na saída do evaporador com uma vazão de ar de 0,0168 m ³ /s.	33
Figura 23- Temperatura do fluido refrigerante na entrada e na saída do evaporador com uma vazão de ar de 0,0273 m ³ /s.	34
Figura 24- Temperatura na entrada e na saída do túnel de vento com uma vazão de ar de 0,0168 m ³ /s	35

Figura 25- Temperatura na entrada e na saída do túnel de vento com uma vazão de ar de 0,0273 m ³ /s.....	36
Figura 26- Umidade relativa do ar na entrada e saída do túnel de vento com uma vazão de ar de 0,0168 m ³ /s.....	37
Figura 27- Umidade relativa do ar na entrada e saída do túnel de vento com uma vazão de ar de 0,0273 m ³ /s.....	38
Figura 28- Comparação da taxa de transferência de calor entre os dois testes realizados.	40

LISTA DE SIGLAS E ABREVIACÕES

Re_{Dc} - Número de Reynolds com base no diâmetro externo (incluem colar).

$h_{c,o}$ - Coeficiente de transferência de calor sensível, (W/m^2K)

$h_{d,o}$ - Coeficiente de transferência de massa, (Kg/m^2K)

$C_{p,a}$ - Calor específico do ar úmido a pressão constante, (J/KgK)

j_h - j -fator Chilton-Colburn da transferência de calor.

j_m - j -fator Chilton-Colburn da transferência de massa.

F - fator de atrito (-)

j - Colburn j -fator (-)

UA - Coeficiente global de transferência de calor (W/K)

COP - Coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração

F_x - Parâmetro de distribuição de fase

F_{air} - Parâmetro de distribuição de fluxo de ar

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	11
1.1. Objetivos	12
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1. Revisão de literatura	13
2.2. Generalidade sobre evaporadores	18
2.3. Ciclo teórico de refrigeração	19
2.4. Ciclo real de refrigeração	22
3. MATERIAIS E MÉTODOS	24
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	31
5. CONCLUSÃO.....	41
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	42

1. INTRODUÇÃO

Segundo França (2014), em meados do século XIX o homem descobriu a propriedade criogênica de gases: a capacidade de retirar calor de um sistema quando submetido à expansão. Começou então a produzir gelo, industrialmente, em grande escala. Desencadeando a atividade comercial de conservação de alimentos em grande escala.

Um sistema de refrigeração é composto em geral por: compressores, condensadores, dispositivos de expansão e evaporadores, que são dispositivos que permitem a troca de calor de um ambiente refrigerado e o fluido refrigerante que circula no interior da serpentina do evaporador. Tais dispositivos possuem uma vasta gama de aplicações, como: em sistemas de refrigeração de ar, processos para resfriar líquidos e sólidos, em residências e em uma infinidade de indústrias, constatando sua real e efetiva aplicabilidade.

Num ciclo de refrigeração o fluido refrigerante sofre um processo de compressão, do qual sai com pressão e temperatura elevada na forma de vapor, em seguida passa por um processo de condensação, no qual perde calor até a fase de líquido sub-resfriado. Ao sair do condensador o fluido refrigerante passa por uma válvula de expansão ou um capilar, reduzindo bruscamente sua perda de temperatura antes de entrar no evaporador. Na entrada do evaporador o refrigerante é uma mistura de líquido e vapor à baixa pressão e temperatura. Ao escoar pelo evaporador, o refrigerante retira calor do ambiente refrigerado à medida que o líquido se transforma em vapor (calor latente de evaporação).

Os evaporadores são basicamente feitos de cobre, alumínio ou latão, que são materiais que possuem boa condutividade térmica. Podem ser de tubos lisos ou com aletas internas e externas, o que aumenta a área de troca de calor e a capacidade de refrigeração do dispositivo. Os três tipos mais comuns de evaporadores são: (i) os de placa (ou roll-bond); (ii) os tubos lisos; (iii) e os de tubos aletados.

Na atualidade, a questão energética é um dos mais graves problemas ambientais e econômicos da atualidade. Tal problema está diretamente relacionado com a baixa eficiência energética dos sistemas térmicos em operação. De acordo com estatísticas do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (Eletrobrás, 2000), cerca de 11% do consumo brasileiro de energia elétrica vem da refrigeração. Com isso a inovação de projetos de

sistemas de refrigeração vem aumentando progressivamente na tentativa de aproximar ao máximo o desempenho real desses sistemas do desempenho ideal, o que significaria uma grande redução no consumo energético do planeta.

Os vários estudos realizados sobre evaporadores, geralmente, objetivam: (i) o levantamento de parâmetros de operação desses trocadores de calor, tais como: coeficientes de transferência de calor, queda de pressão e capacidade de resfriamento; (ii) o desenvolvimento de novos evaporadores, adaptados ao uso de refrigerantes alternativos; (iii) o desenvolvimento e caracterização do desempenho de novos tipos geométricos de aletas e promotores de turbulência para intensificação da transferência de calor (DEITOS 2012).

Assim, a motivação do presente trabalho é a análise experimental de um dos componentes do ciclo de refrigeração: os evaporadores de tubos aletados do tipo standard, comumente utilizados em refrigeradores domésticos.

1.1. Objetivos

O objetivo é avaliar experimentalmente o desempenho e obter parâmetros de operação de um evaporador de tubo aletado do tipo standard utilizados em refrigeradores frost-free. Pretende-se avaliar a influência de variáveis independentes, vazão de ar que passa pelo evaporador, pressão de evaporação, perda de pressão, taxa de transferência de calor, umidade relativa do ar, temperatura do fluido refrigerante e a capacidade de resfriamento do ar, no desempenho desses equipamentos. Pretende-se também construir uma bancada destinada a avaliação deste equipamento.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão revisados os principais tipos e diversas maneiras de como pode, e deve funcionar um ciclo de refrigeração com ênfase em evaporador tubo aletado no-frost assim como os métodos disponíveis na literatura para análise de desempenho dos evaporadores através de vários métodos.

2.1.Revisão de literatura

Dias e Seixlack. (2004), analisaram o desempenho de evaporadores de expansão seca de serpentina de tubos aletados, operando com refrigerantes CFC-12 e HFC-134^a, largamente usados em aplicações de refrigeração e condicionamento de ar. Será realizada uma simulação do escoamento ao longo da serpentina usando as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e de conservação da energia, as quais são escritas na forma unidimensional e resolvidas pelo método de volumes finitos. Através dos testes foi obtido que para um mesmo comprimento total da serpentina, com o refrigerante HFC-134a, houve um pequeno aumento da taxa de desumidificação do ar e da capacidade de refrigeração do evaporador, uma redução da vazão em massa de refrigerante requerida e praticamente a mesma temperatura de saída de ar para os ambos refrigerantes. Com isso, se o fluxo de massa do fluido refrigerante é requerido para uma serpentina usando o HFC-134^a, para o CFC-12 será necessário uma maior quantidade de fluido refrigerante.

Melo, *et al.* (2008) apresentou um estudo envolvendo a taxa de ar superficial geométrica em um terminal hidráulico de evaporadores de tubos aletados “no-frost” com performance comercial. Foi especialmente construído um túnel de vento calorímetro para ser usado em experimentos, para a obtenção de dados de transferência de calor e pressão de gota, em fatores de Colburn j e fatores de atrito Darcy f . Foram feitos testes em oito diferentes tipos de evaporadores distintos, geometricamente caracterizados pelo o número de tubos em linha. Foi elaborado um semi-experimento em correlação para j e f propostas de termos em número de Reynolds do lado do ar. Foi apresentado o desempenho de evaporadores com respeito a

específicos critérios como o bombeamento forçado de ar e a função de transferência de calor com a mesma capacidade de volume em cada evaporador.

Melo, *et al.* (2008), constataram que o desempenho dos evaporadores com baixo comprimento (menos tubos por linha), diminui a área de transferência de calor, mas a perda na transferência de calor foi muito baixa em comparação com os evaporadores com maior área de transferência de calor, com isso os últimos tubos da linha contribuem menos efetivamente para a transferência de calor. Além disso, a análise indica claramente que podem ser alcançados menores custos com a utilização de evaporadores com maior desempenho.

Byun, *et al.* (2006), criaram um estudo discutindo os efeitos do tipo de troca de calor, do refrigerante, a configuração do tubo internamente e a geometria das aletas, sobre o desempenho do evaporador através da adaptação de correlações utilizadas no EVSIM, um modelo de análise numérica baseada no método de tubo a tubo. Os tipos de trocadores de calor considerados são de fluxo contracorrente e de fluxo de correntes paralelas. Os refrigerantes considerados para o teste numérico como fluido de trabalho são o R-134a, R-410a e R-22. As geometrias de aletas utilizadas são aletas onduladas, barbatanas de placa e as aletas de fenda, e serão utilizados dois tipos de permutadores de calor no interior dos tubos que são os tubos lisos e os tubos de micro-aletas.

Através desse estudo, os resultados mostraram que a taxa de transferência de calor no trocador de calor com fluxo contracorrente é 3% maior do que a do tipo de fluxo corrente paralela com o refrigerante R-22. A taxa de transferência total de calor do evaporador usando o refrigerante R-410a é mais elevada do que as que utilizam o R-22 e R-134a, enquanto que a queda de pressão total do R-410a é mais baixa do que os do R-22 e R-134a. A taxa de transferência de calor do evaporador utilizando tubos melhorados é duas vezes mais elevada do que utilizando tubos lisos, mas a queda de pressão no tubo melhorado é 45% a 50% mais elevada do que a dos tubos lisos. O desempenho do evaporador de aletas dentadas é superior ao de aletas de placa em 54% (Byun, *et al.* 2006).

Domanski, *et al.* (2005), apresentaram uma avaliação comparável de fluidos refrigerantes R600a, R290, R134a, R22, R410a, e R32 em um evaporador de tubo de aletas otimizadas, e analisaram o impacto dos efeitos do evaporador no coeficiente de desempenho do sistema (COP), que diferem substancialmente em temperaturas críticas e outras propriedades termodinâmicas. No processo, de 4500 modelos de circuitos foram gerados e avaliados para cada refrigerante. Os resultados da otimização de evaporação obtidos foram incorporados em uma análise convencional do ciclo de compressão de vapor. Os refrigerantes de alta pressão fornecem capacidades mais elevadas para o evaporador do que os refrigerantes

de baixa pressão. Para uma média de temperatura de saturação na saída do evaporador de 7,0 °C, e utilizando como referência R22, R32, R410a e R290, tinha uma maior capacidade de refrigeração 14,5%, 10,7%, e 6,0%, enquanto o R134a e R690a tinham uma capacidade inferior de 5,2% e 9,5%, respectivamente. As simulações teóricas do ciclo subsequentes com o mesmo 7,0 °C de temperatura de saturação do evaporador mostrou que os COPs dos refrigerantes estudados para ser na ordem das suas temperaturas críticas, isto é, os refrigerantes de baixa pressão tiveram as melhores COP. No entanto, para as simulações do ciclo, incluindo efeitos do evaporador, o refrigerante realizou dentro de uma banda de aproximadamente 2% da linha de base COP do R22 para as duas temperaturas de condensação utilizadas. A exceção foi do R290, cujo COP foi melhor do que a do R22 em cerca de 3%, devido a um conjunto de propriedades termofísicas favoráveis.

Jeong, *et al.* (2005), desenvolveram um estudo que tem como objetivo investigar novos fatores, como: tipos de barbatana e fabricação de tipos de tubo que afetam o contato e a condutividade térmica, e para encontrar uma correlação entre a condutância térmica de contato e os fatores de eficiência em trocadores de calor tubos aletados com 7 milímetros de diâmetro. As condutâncias e contatos térmicos nos 22 trocadores de calor com tubo de 7 milímetros de diâmetro foram investigados através do método experimental-numérico. Um esquema numérico foi utilizado para calcular a condutância e contato térmico e a porção de resistências térmicas, utilizando os dados experimentais. Como resultado, o contato e a condutância térmica foram avaliados quantitativamente em uma nova correlação incluindo a influência de novos fatores, tais como, os tipos e estilos de aleta de tubo fabricados e desenvolvidos no permutador de calor com aletas e tubos de 7 milímetros de diâmetro.

Consequentemente foi revelado que os fatores obtidos têm um grande efeito sobre a resistência térmica de contato em tubos aletados com trocador de calor utilizando tubo de 7 milímetros de diâmetro. Assim, os contatos térmicos e condutância aumentam com o aumento do coeficiente de expansão do tubo e o número de aleta, e a condutância térmica de contato no caso da largura da aleta fenda seja maior do que a da aleta fenda normal e que, no caso de chapa de tubos aletados é o maior de todos os tipos de barbatana. Além disso, a condutância e contato térmico usando um tubo soldado é maior do que com o tubo desenhado, e que no caso sem revestimento que absorve água é maior do que com o revestimento que absorve água. Estes comportamentos relacionam-se estreitamente com a pressão de contato. As porções da resistência térmica de contato são cerca de 15% à 25% nos casos de o permutador de calor tubos aletados com tubos de 7 mm de diâmetro, e isso implica que as resistências térmicas de

contato não podem ser ignoradas no processo de concepção de trocadores de calor tubos aletados (Jeong, *et al.* 2005).

Kaern, *et al.*, (2012), realizaram um estudo sobre a má distribuição do fluxo de ar em evaporadores de tubos aletados de ar condicionados residenciais através de investigações por simulação numérica. Em particular, os evaporadores entrelaçados e o evaporador dividido em fase são comparados em condições de má distribuição do fluxo. As fontes consideradas de má distribuição são a distribuição de líquido / vapor e a distribuição do fluxo de ar. Além disso, a compensação da má distribuição do fluxo de controle de superaquecimento do canal individual é estudada para cada tipo de evaporador.

Conclui-se que em condições de fluxo uniforme, é sempre melhor colocar as regiões superaquecidas com baixo valor do UA (coeficiente global de transferência de calor) na primeira linha do tubo das bobinas, em que o potencial de condução térmica é mais elevado como foi feito no evaporador de divisão de fase. O evaporador entrelaçado só é melhor do que o evaporador de divisão de fases no F_x (parâmetro de distribuição de fase) < 0,55 ou F_{air} (parâmetro de distribuição de fluxo de ar) < 0,55, porque compensa a má distribuição do fluxo de design. Mostra-se que o evaporador entrelaçado é melhor do que o evaporador de divisão de fase em relação à má distribuição do fluxo de ar. No entanto, se o superaquecimento dos canais individuais é controlado, o evaporador de divisão de fases consegue o melhor desempenho, ou seja, um aumento de 7% no valor do UA global e 1,6-2,4% em comparação com o COP do evaporador entrelaçado sem compensação (KAERN, *et al* 2012).

Knabben, *et al.* (2011), analisaram e formularam um estudo do fluxo de ar nos processos de geada e degelo em evaporadores de tubos aletados de frigoríficos e congeladores. Experiências de crescimento de geada foram realizadas utilizando uma instalação de ensaio construída para o efeito. Constituído por um armário refrigerado colocado dentro de uma câmara climatizada e um circuito de refrigeração de compressão de vapor que controla tanto a temperatura de evaporação e sobreaquecimento do evaporador. Um primeiro princípio do modelo de simulação bidimensional foi apresentado para prever o evaporador de bloqueio ao longo do tempo, e também o calor e as taxas de transferência de massa. Um modelo matemático foi apresentado para prever o acréscimo da geada em bobinas de evaporador com distribuição desigual de geada. Nove testes experimentais transitórios foram realizados e utilizados para validar o modelo numérico, com as previsões do modelo para a queda de pressão e massa da geada caindo dentro de uma faixa de erro de $\pm 10\%$. Uma avaliação do impacto de vários parâmetros de projeto sobre o desempenho de evaporadores

para aparelhos de refrigeração para uso doméstico, como o espaçamento entre as aletas e estratégia de descongelamento foi realizado numericamente (KNABBEN, *et al.* 2011).

Observou-se que o aumento súbito do número de aletas entre as linhas 4 a 5 induz um bloqueio local do evaporador. Um mapeamento numérico da distribuição de massa gelo sobre a serpentina do evaporador foi também realizada. Verificou-se que uma eficiência de descongelação perto da unidade seria alcançada se o processo de descongelação fosse levado a cabo pela ação simultânea de dois aquecedores, um W-175 para as primeiras seis linhas e um W-60 durante as últimas quatro linhas. Foram também removidas 25 aletas da linha 5 do evaporador, e observou-se que após 4h a percentagem da área de fluxo livre na linha 5 aumentou de 6% (original) para 15% com uma pequena penalização para a capacidade de refrigeração de (-2,5%).

Piucco, *et al.* (2005), avaliou o desempenho do sistema de distribuição de ar de um refrigerador no-frost de 430 litros, colocado no interior de uma câmara climatizada, mantida a 32 °C. O evaporador foi acoplado a um aparelho experimental, também conhecido por calorímetro, através do qual as condições de operação do sistema podiam ser alteradas, controladas e medidas. Vários testes foram realizados para explorar a eficiência do refrigerador e do sistema operacional. O efeito geométrico do permutador de calor também foi analisado por meio de testes de evaporadores semelhantes com diferentes arranjos de fluxo.

Mostrou-se que a capacidade de refrigeração do sistema aumenta com o aumento do fluxo de massa de refrigerante, com o aumento da rotação do ventilador e com o aumento da vazão de ar. Mostrou-se também que o grau de superaquecimento na saída do evaporador é inversamente proporcional ao aumento do fluxo de massa de refrigerante e diretamente proporcional aos aumentos da rotação do ventilador e com o aumento da vazão de ar (PIUCCO, *et al.* 2005).

Dois protótipos de evaporadores, um em contracorrente e outro em corrente paralela, foram desenvolvidos e testados para comparação com o evaporador standard. Notou-se que o desempenho térmico dos três evaporadores era o mesmo para graus de superaquecimento inferiores a 5 °C. Para um grau de superaquecimento de 10 °C, o arranjo em contracorrente apresentou o melhor desempenho térmico, seguido do arranjo em corrente paralela e da configuração standard. Dos três evaporadores testados o standard foi o que apresentou a maior perda de carga no lado do ar, especialmente em baixos números de Reynolds. Em termos de perda de carga os arranjos em contracorrente e em corrente-paralela forneceram resultados similares (PIUCCO, *et al.* 2005).

Pirompugd, *et al.* (2005), propõe um novo método de redução para calcular as características de transferência de calor e massa dos permutadores de calor tubo aletado ondulado, em condições de desumidificação. Para a retirada dos dados a serem analisados foi construído um túnel de vento de circuito fechado em que o ar é circulado por um ventilador centrífugo de velocidade variável.

Foram obtidos os seguintes resultados: as performances de transferência de calor e massa mostram influência apreciável de espaçamento entre as aletas na primeira linha de tubos. Ambos os desempenhos de transferência de calor e massa aumentam quando o espaçamento entre as aletas é reduzido. No entanto, a diferença torna-se menos perceptível quando $Re_{D_c} > 3000$. Para a primeira linha de tubos, a altura maior de onda mostra muito maior diferença com o espaçamento entre as aletas. No entanto, o efeito das condições de entrada e parâmetros geométricos sobre o desempenho de transferência calor e massa torna-se menos significativa com o aumento do número de linhas de tubos. Os resultados dos testes mostram que a analogia de transferência de calor e massa é aproximadamente aplicável (as proporções de $h_{c,o}/h_{d,o}C_{p,a}$ na gama de 0,6-1,1, e é insensível a mudança de espaçamento entre as aletas). As correlações são propostas para descrever as características de transferência de calor e massa. Estas correlações podem descrever 94,19% dos fatores j_h dentro de 15% e 83,72% dos fatores j_m dentro de 15%. Correspondentemente, 93,02% das proporções de $h_{c,o}/h_{d,o}C_{p,a}$ são previstos por uma correlação proposta dentro de 15% (PIROMPUGD, *et al.* 2005).

2.2. Generalidade sobre evaporadores

O processo de refrigeração é um dos processos mais utilizados no mundo onde esta presente em praticamente em todos os lugares, como em nossas casas na geladeira e em sistema de climatização como o ar condicionado. O sistema de refrigeração necessita de uma quantidade significativa de energia elétrica para sua operação através de motores a indução (DEITOS, 2012).

O evaporador é um trocador de calor que tem como objetivo fazer a vaporização do fluido refrigerante, trocando calor com o espaço que está a sua volta. A eficiência do evaporador depende de dois fatores principais, que são considerados no momento em que será feito o projeto do sistema: possuir superfície de contato com o ambiente onde será feita a troca de calor suficiente para absorver a carga térmica necessária, sem ter uma diferença muito

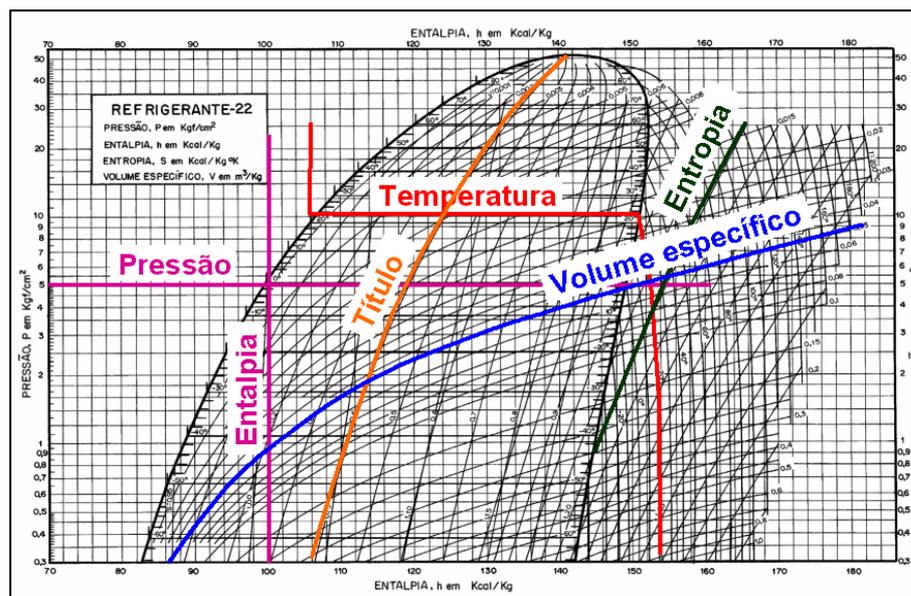
significativa de temperatura entre o refrigerante e a substância a resfriar, geralmente ar; apresentar uma quantidade de fluido refrigerante necessária para evitar a queda de pressão excessiva entre a entrada e a saída do evaporador (DEITOS, 2012).

Os evaporadores que possuem a superfície aletada possuem uma maior transferência de calor e são utilizados na maioria das vezes para o resfriamento de ar. As aletas têm como função o aumento da área de contato, para obter uma transferência de calor mais eficiente com o ar (BUENO, 2004).

Os espaçamentos entre as aletas e o formato das aletas dependem principalmente da aplicação do evaporador. A dimensão do tubo determina a dimensão da aleta e o espaço entre as aletas, que deve manter na faixa de 39 a 550 aletas por metro, dependendo principalmente, da temperatura de operação, sendo, por exemplo, para evaporadores de ar condicionado que têm um maior número de aletas por metro devido à temperatura de trabalho ser mais elevada, já no caso de um freezer onde a temperatura de trabalho é negativa e tem a probabilidade de formação de gelo tem-se menos aletas por metro para não obstruir a passagem do ar entre as aletas devido a criação de gelo (BUENO,2004).

2.3. Ciclo teórico de refrigeração

Os ciclos de refrigeração são ciclos termodinâmicos, que utilizam fluido refrigerante como fluido de trabalho. Para análise de tais ciclos, o diagrama de Mollier de P versus h , mostrado na Figura 1, é de fundamental importância.

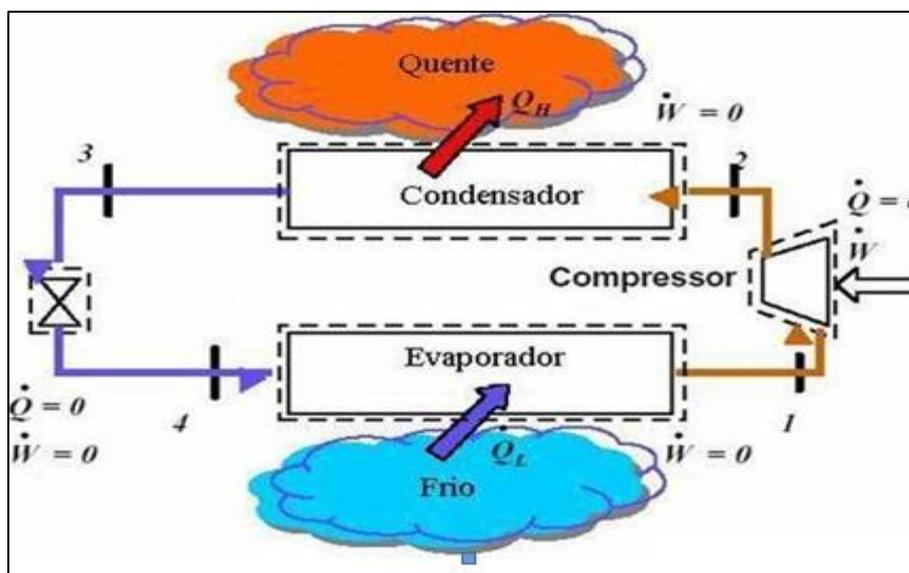


Fonte: (FRANÇA, 2005).

Figura 1- Diagrama de Mollier ($P \times h$)

Nota-se, que no diagrama de Mollier, a região de líquido comprimido está à esquerda de região de líquido saturado, $x = 0$. Quando $0 < x < 1$, o refrigerante encontra-se na região de saturação. A região de vapor superaquecido está à direita da região de vapor saturado, $x = 1$, quando é 100% de vapor a pressão e temperatura de saturação.

Os ciclos por compressão a vapor, mostrados esquematicamente na Figura 2 são os mais utilizados em equipamentos frigoríficos. Todo ciclo térmico real é comparado ao ciclo de Carnot, pois o ciclo de Carnot é o que mais obtém rendimento térmico possível, pode também ser definido outro ciclo, chamado ciclo teórico de refrigeração, devido aos seus processos ser bem parecidos como ciclo real de refrigeração (GUIMARÃES, 2011).



Fonte: (LITZINGER, 2004).

Figura 2- Ciclo ideal de compressão a vapor.

Os processos termodinâmicos que por sua vez faz parte do ciclo teórico serão analisados a seguir (GUIMARÃES, 2011):

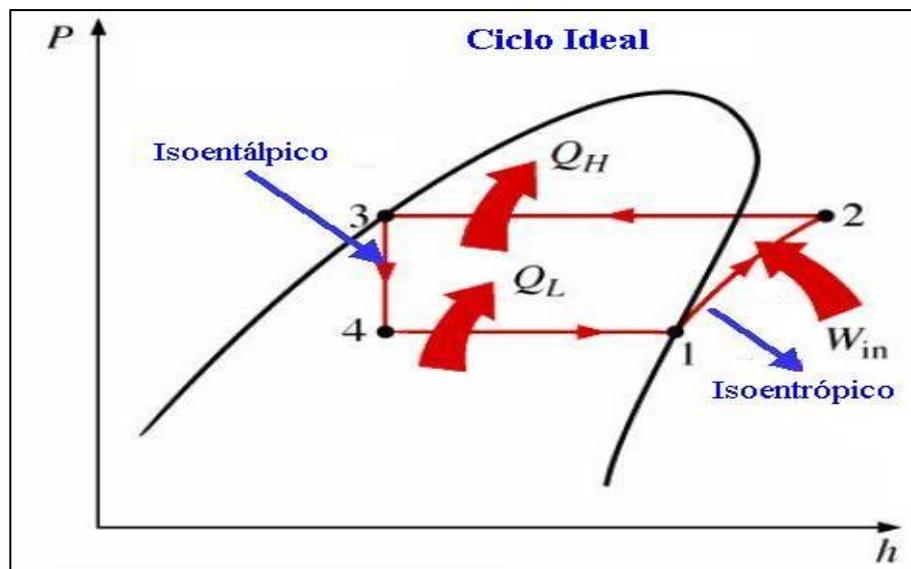
Processo 1→2: no compressor ocorre um processo de compressão adiabática e reversível (isentrópica), $\dot{Q} = 0$. Ao passar pelo evaporador o fluido encontra-se a baixa pressão e deixando o evaporador e entra no compressor na fase de vapor saturado, $x = 1$. No compressor o fluido é comprimido até atingir a pressão de condensação, ao sair do compressor está com vapor superaquecido com uma temperatura maior que a temperatura de condensação.

Processo 2→3: no condensador ocorre um processo de rejeição de calor do refrigerante para o ambiente com pressão constante. Neste processo o fluido é resfriado na

temperatura de superaquecimento até a temperatura de condensação, logo em seguida o fluido é condensado até tornar-se líquido saturado, $x = 0$.

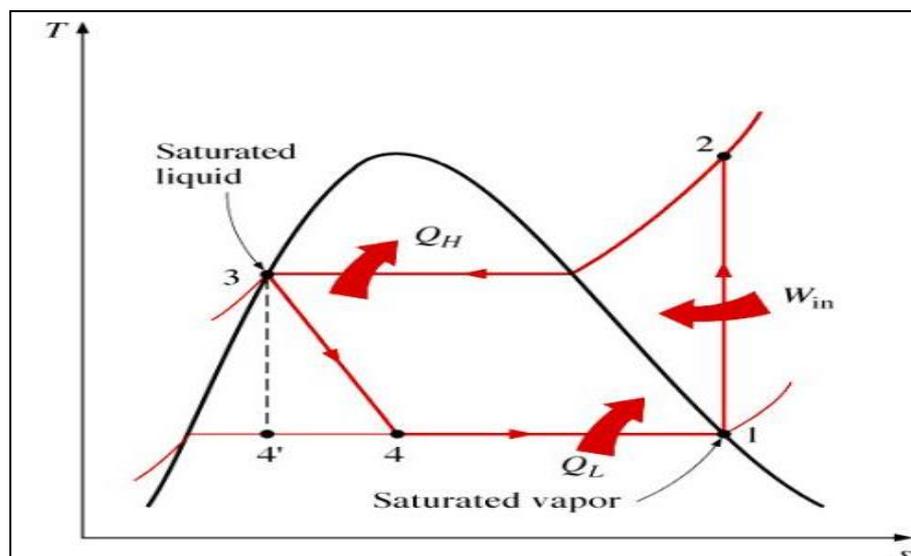
Processo 3→4: no dispositivo de expansão ocorre uma expansão adiabática e irreversível desde a pressão de condensação até a pressão de vaporização. A expansão adiabática é considerada como um processo isoentálpico.

Processo 4→1: no evaporador ocorre o processo de transferência de calor a pressão constante. O fluido adentra o evaporador na fase de saturação, $0 < x < 1$, deixando-o como vapor saturado, $x = 1$.



Fonte: (LITZINGER, 2004).

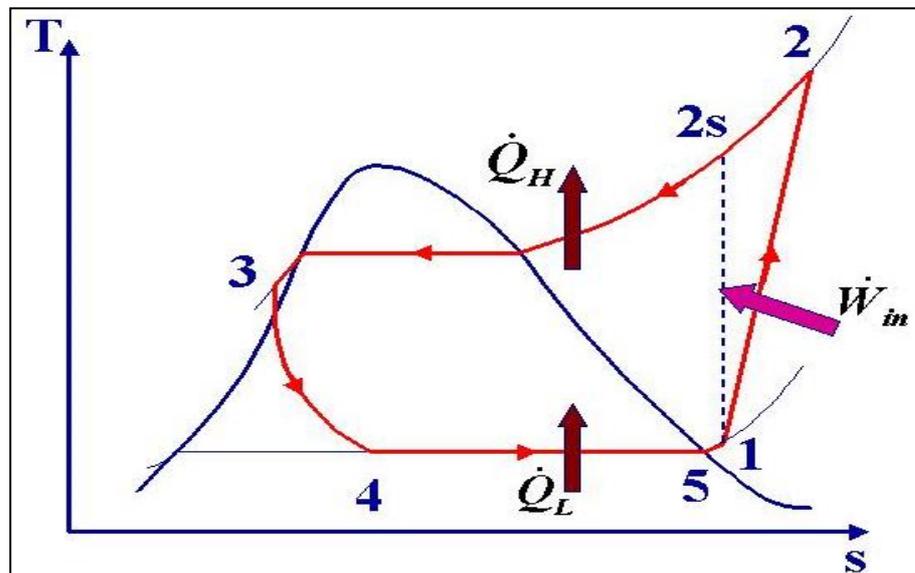
Figura 3- Ciclo de compressão de vapor ideal no diagrama de Mollier.



Fonte: (FRANÇA, 2005).

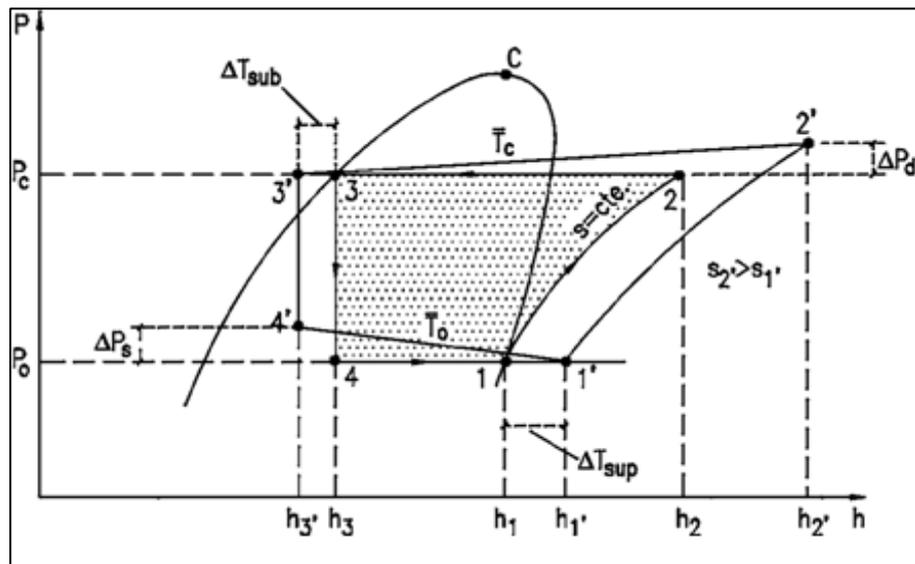
Figura 4- Ciclo ideal de compressão de vapor, diagrama T x s.

2.4.Ciclo real de refrigeração



Fonte: (FRANÇA, 2005).

Figura 5- Ciclo real de compressão de vapor, diagrama T x s.



Fonte: (FRANÇA, 2005).

Figura 6 - Diferenças entre o ciclo ideal e o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor no diagrama P x h (Mollier).

As principais diferenças entre o ciclo real e o teórico é a queda de pressão nas linhas de descarga do fluido refrigerante, de sucção no condensador e no evaporador, subresfriamento do fluido refrigerante na saída do condensador, o superaquecimento na sucção do compressor com a finalidade de evitar a entrada de líquido (obrigatório em compressores alternativos) e quanto ao processo de isoentrópico do ciclo ideal. Devido a estas diferenças, a

temperatura de saída do fluido refrigerante do compressor pode ser muito elevada, tornando-se um problema com relação à lubrificação dos cabeçotes usados em compressores frigoríficos, obrigando a ser realizado um resfriamento forçado do cabeçote do compressor (normalmente com R-2 e R-717). Surgiram então, muitos outros problemas e diferenças entre o ciclo ideal e real de ordem técnica dependendo do sistema e das características de operação. (MARTINELLI, 2014).

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Para análise do comportamento do evaporador, uma bancada de refrigeração com um túnel de vento foi construída tendo como base em MDF e madeira, o túnel de vento feito com acrílico e chapa de aço para a base do evaporador. O aparato experimental possui seis pontos de medição de temperaturas, dois pontos de medição de umidade relativa do ar e quatro pontos de medição de pressão interna do fluido refrigerante.

Foram utilizados os seguintes materiais para a obtenção dos dados: quatro manômetros, seis sensores de temperatura, dois sensores de umidade relativa do ar, um medidor de velocidade do ar e um arduino UNO para fazer as leituras dos sensores. Tais equipamentos podem ser visualizados nas Figuras. 7, 8, 9, 10 e 11.



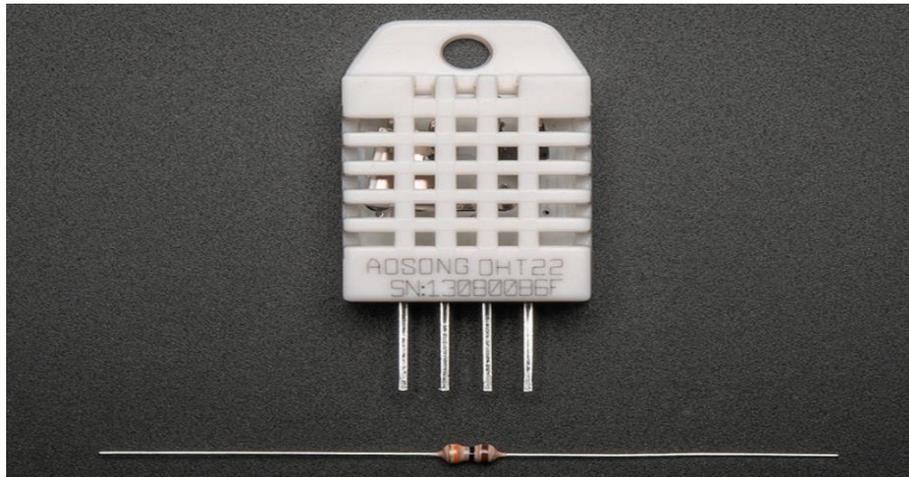
Fonte: Próprio autor.

Figura 7-Manômetro de baixa pressão.



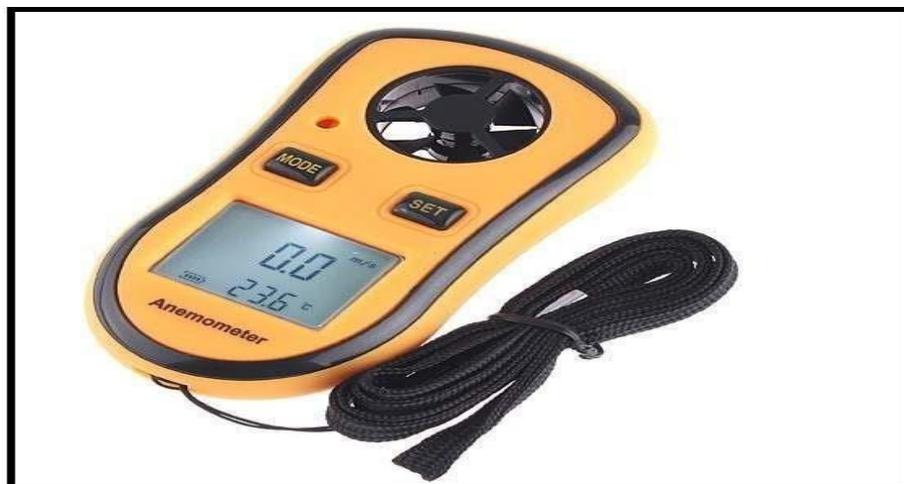
Fonte: Próprio autor.

Figura 8- Sensor de temperatura DS18B2.



Fonte: Próprio autor.

Figura 9- Sensor de umidade relativa e temperatura DHT22 e um transistor.



Fonte: Próprio autor.

Figura 10 - Medidor de velocidade do ar anemômetro.



Fonte: Próprio autor.

Figura 11 - Arduino UNO.

Foram usados os seguintes componentes para o funcionamento do ciclo de refrigeração: um compressor, um evaporador, um condensador e quatro coolers para a circulação do ar dentro do túnel de vento, mostrado respectivamente nas Figuras. 12, 13, 14 e 15.

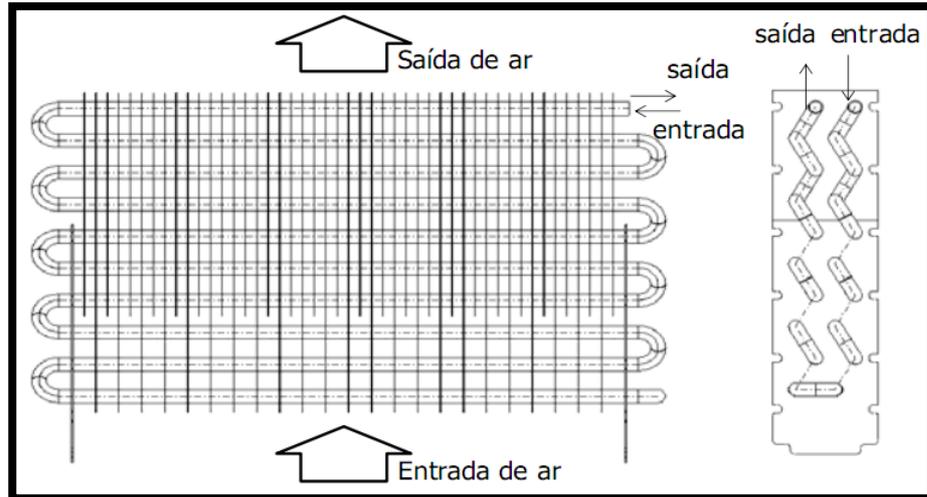


Fonte: Próprio autor.

Figura 12 – Compressor.

Características do compressor:

- Modelo: TSA1374YGS
- Fluido refrigerante: R-134a, R-401a, R401B
- Potência do compressor (HP): 1/5
- Capacidade de refrigeração (BTU/h): 680
- Deslocamento (cm³): 5,65
- Relação de eficiência energética (BTU/h): 4,89



Fonte: (MELO, et al. 2006).

Figura 13 - Evaporador.

Características do evaporador:

- Tipo: (Standard)
- Diâmetro do tubo: 0.00794 m
- Fila de tubos: 2
- Número de aletas: 24 (grande)
- Número de aletas: 23 (pequena)
- Área de fase: 0.02083 m^2
- Fator de aletamento: 5.263



Fonte: Próprio autor.

Figura 14- Condensador.



Fonte: Próprio autor.
Figura 15 - Coolers.



Fonte: Próprio autor.
Figura 16 - Túnel de vento.

Para obtenção dos resultados, será analisado o desempenho de um evaporador de tubo aletado tipo standard, através de uma bancada com um túnel de vento, construída especialmente para este fim. As propriedades medidas e analisadas serão: temperaturas, pressões do refrigerante, umidade relativa do ar e a velocidade do ar dentro do túnel de vento, por meio de termopares, manômetros, sensores de umidade e anemômetros instalados ao longo do ciclo.

Os sensores de temperatura e de umidade relativa do ar enviarão um sinal para um arduino no qual será utilizado um programa para converter essas temperaturas e umidades em um gráfico escalonado ao longo do tempo de funcionamento.

Os dados para análise serão retirados observando as temperaturas do ar na entrada e na saída do túnel de vento, as temperaturas do fluido refrigerante na entrada e na saída do

evaporador, as pressões do fluido refrigerante na entrada e na saída do evaporador, as umidades relativas do ar na entrada e na saída do túnel de vento e a velocidade ao longo do túnel de vento.

Para a análise de desempenho do evaporador serão feitas algumas variações da temperatura de entrada do ar no túnel de vento, variação de umidade relativa do ar na entrada do túnel de vento e a variação de velocidade do ar dentro do túnel de vento.

A circulação de ar dentro do túnel de vento será feita através de quatro coolers com rotação controlada por uma unidade controladora de cooler.

Os resultados serão expressos através de gráfico e tabelas mostrando as diferenças entre as variáveis obtidas.

Serão feitas análises e a discussão dos resultados obtidos através de dois testes realizados em uma bancada de refrigeração com um túnel de vento, para realizar a análise do desempenho no funcionamento controlado de um evaporador tipo tubo aletado frost-free.

Os sensores de temperatura DS18B20 foram instalados na entrada e na saída do evaporador como mostrado na Figura 17, para obtermos a temperatura do fluido refrigerante. Os sensores de temperatura e umidade relativa DHT22 foram instalados dentro do túnel de ar antes e depois do evaporador como mostrado na Figura 18, esses sensores enviam os dados para um arduino UNO, que através de algoritmos criados e pela utilização de três bibliotecas (One Wire, Dallas Temperatura e DHT-sensor-library-master) condicionam os dados e os transmitem para um supervisor. Esses dados são atualizados de três em três segundos. Foram instalados também dois manômetros de baixa pressão como mostrado na Figura 19 para realizar o acompanhamento da pressão do fluido refrigerante na entrada e na saída do evaporador.

As entalpias necessárias para obter-se a transferência de calor específico do fluido refrigerante utilizado nos testes foram obtidas por um programa de termodinâmica Computer-Aided Thermodynamic Tables 3.



Fonte: Próprio autor.

Figura 17- Sensor de temperatura instalado no evaporador.



Fonte: Próprio autor.

Figura 18 - Sensor de temperatura e umidade relativa instalado no túnel de vento.



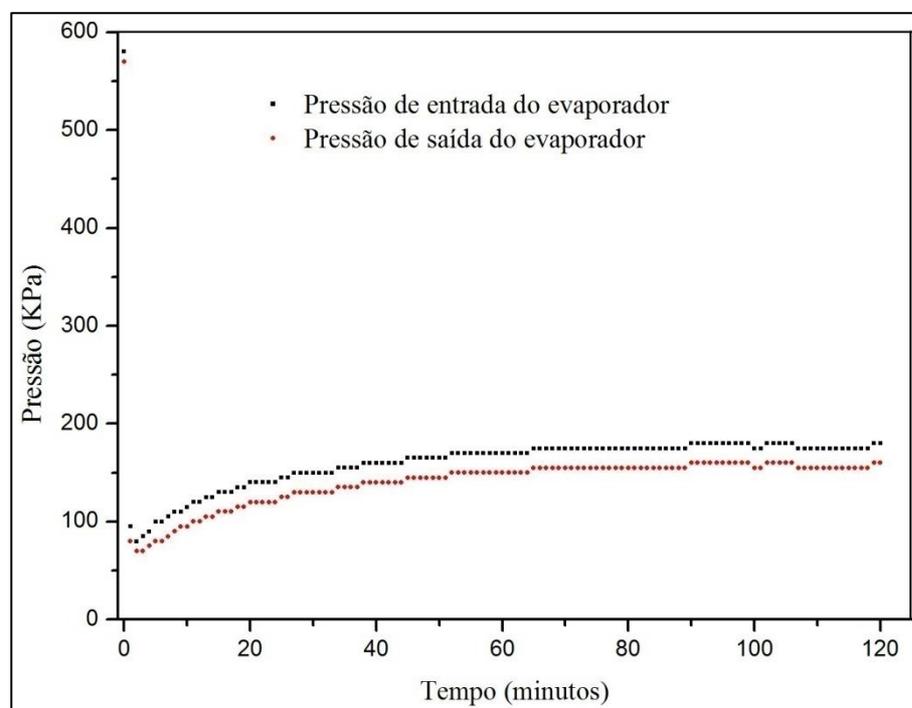
Fonte: Próprio autor.

Figura 19- Manômetros instalados na entrada e na saída do evaporador.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Foram realizados dois testes com o monitoramento das pressões, das temperaturas e da umidade relativa do ar por um período de duas horas por teste. Nos dois testes realizados, foi alterada a vazão de ar que passa pelo evaporador. No primeiro teste a vazão de ar foi de $0,0168 \text{ m}^3/\text{s}$ no segundo teste foi de $0,0273 \text{ m}^3/\text{s}$. A vazão de ar foi controlada por uma unidade de controle de cooler. Os dois testes foram realizados utilizando o fluido refrigerante R 134 a.

No primeiro teste utilizou-se uma vazão de ar de $0,0168 \text{ m}^3/\text{s}$. A temperatura ambiente manteve-se em torno de 24°C e uma umidade relativa de 31%. Observam-se na Figura 20 os resultados obtidos para a pressão.

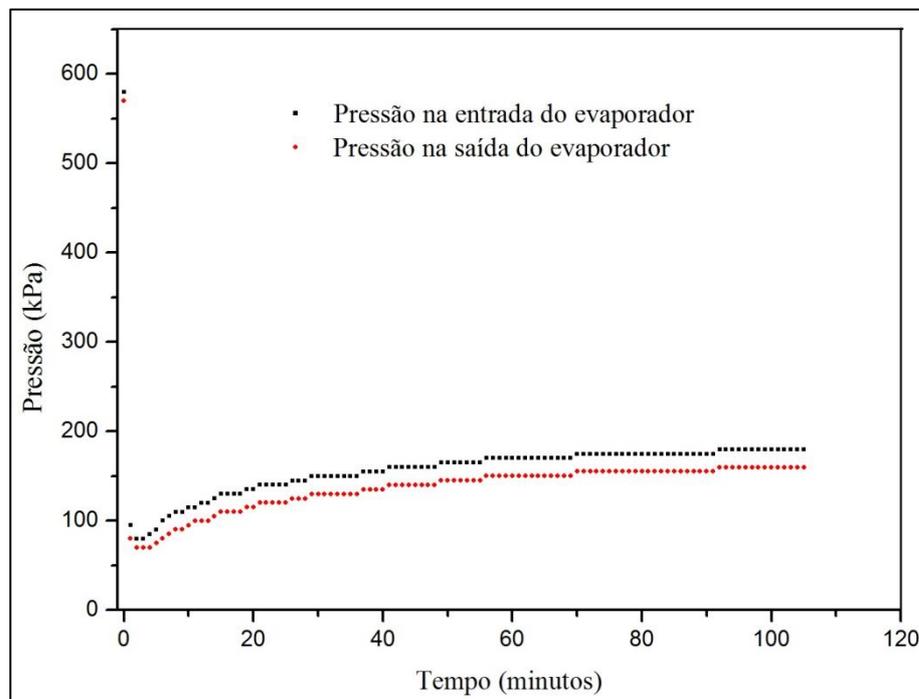


Fonte: Próprio autor.

Figura 20- Pressões na entrada e na saída do evaporador variando de acordo com o tempo com vazão de ar no evaporador de $0,0168 \text{ m}^3/\text{s}$.

Observa-se na Figura 20 que a maior pressão no sistema é de 180 kPa na entrada do evaporador e de 160 kPa na saída do evaporador, com uma média de perda de pressão de 19,67 kPa. Essa perda de pressão é em função dos efeitos que ocorrem no interior do tubo como, por exemplo, o atrito do fluido com a parede do tubo, os manômetros instalados no sistema, a velocidade de escoamento e as propriedades do fluido refrigerante. Observou-se também que a pressão do fluido refrigerante comporta-se em regime transiente durante aproximadamente 52 minutos, referente ao início de funcionamento, considerando que a partir desse momento a pressão se comporta em regime permanente, tendo uma variação mínima de pressão com a variação do tempo.

No segundo teste utilizou-se uma vazão de ar de $0,0273 \text{ m}^3/\text{s}$. A temperatura ambiente manteve-se em torno de $25 \text{ }^\circ\text{C}$ e uma umidade relativa ambiente em torno de 20%. Conseqüentemente, devido à vazão de ar que passa pelo evaporador ser maior do que a do primeiro teste, a temperatura de saída do fluido refrigerante aumentou, com isso houve o aumento da temperatura de trabalho do compressor vindo a desarmar-se por alta temperatura, devido o compressor possuir um termostato regulado pra desarmar ao atingir a temperatura de $90 \text{ }^\circ\text{C}$, evitando assim, danos em seus componentes internos por alta temperatura. O compressor desarmou após 1 hora e 45 minutos do início do teste. Observa-se na Figura 21 os resultados obtidos para a pressão.

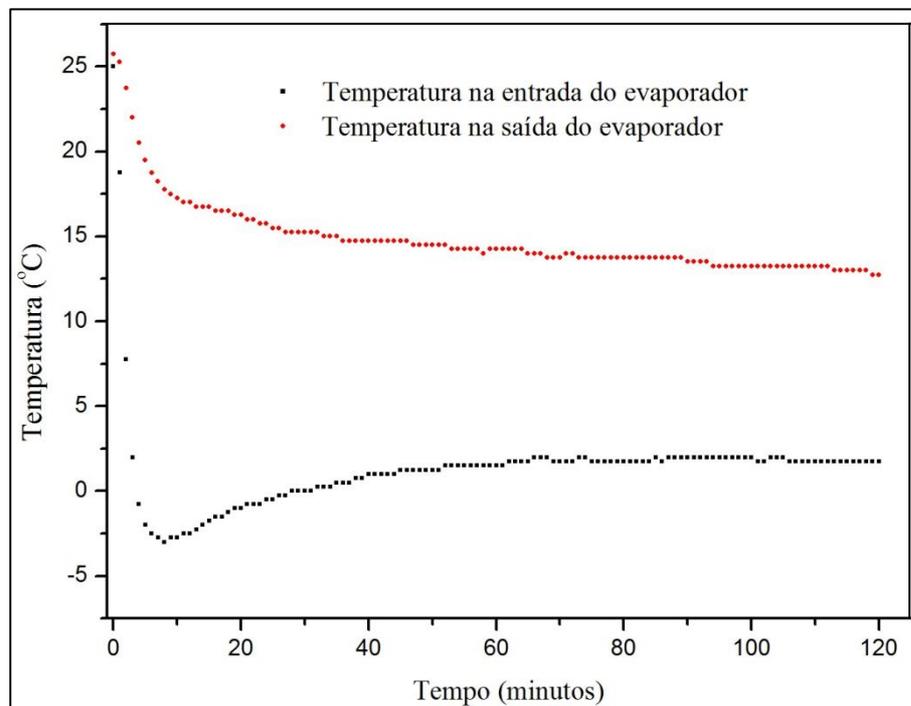


Fonte: Próprio autor

Figura 21- Pressões na entrada e na saída do evaporador variando de acordo com o tempo e com a vazão de ar no evaporador de $0,0168 \text{ m}^3/\text{s}$.

Observa-se na Figura 21 que a maior pressão no sistema é de 180 kPa na entrada do evaporador e de 160 kPa na saída do evaporador, com uma média de perda de carga de 19,53 kPa. Observou-se também que a pressão do fluido refrigerante, tem comportamento transiente aproximadamente durante os 56 minutos iniciais de funcionamento e considera-se que após os 56 minutos de funcionamento o fluido refrigerante tem comportamento permanente, com pressão de 170 KPa na entrada e de 150 kPa na saída do evaporador, sofrendo uma variação mínima de pressão com relação ao tempo.

Na figura 22 apresenta-se as variações de temperatura na saída e na entrada do evaporador com uma vazão de ar de 0,0168 m³/s.



Fonte: Próprio autor.

Figura 22- Temperatura do fluido refrigerante na entrada e na saída do evaporador com uma vazão de ar de 0,0168 m³/s.

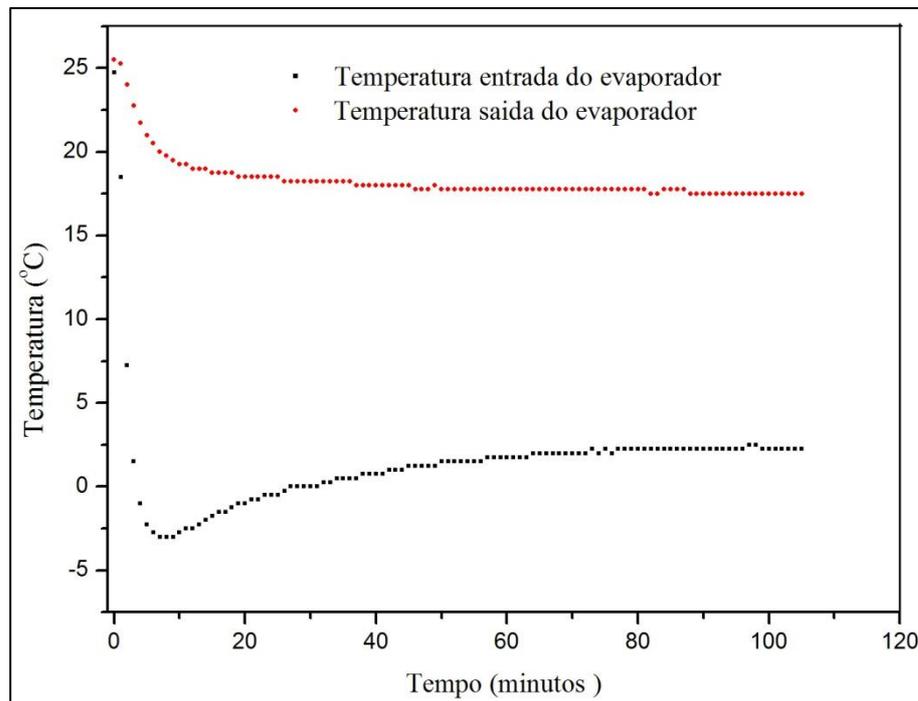
Na Figura 22, nota-se que a temperatura mínima do fluido refrigerante na entrada do evaporador foi de -3 °C, após 8 minutos de funcionamento do ciclo, vindo a aumentar gradativamente até atingir 1°C, após 40 minutos de funcionamento do ciclo, devido o aumento gradativo da pressão do fluido. A partir desse instante a temperatura tem comportamento próximo do regime permanente.

Destaca-se que na saída do evaporador, o fluido refrigerante tem uma queda de temperatura constante, variando com menor intensidade após 40 minutos de funcionamento

do ciclo, mesmo com o aumento de temperatura na entrada do evaporador, chegando a uma temperatura mínima de 12,75 °C, aos 119 minutos de funcionamento do ciclo.

O fluido refrigerante ao passar pelo evaporador teve um aumento de temperatura da entrada para a saída de em média de 13,55 °C, durante 120 minutos de duração do teste.

Na figura 23 apresenta-se a variação da temperatura do fluido refrigerante na entrada e na saída do evaporador com uma vazão de ar de 0,0273 m³/s em função do tempo de operação.



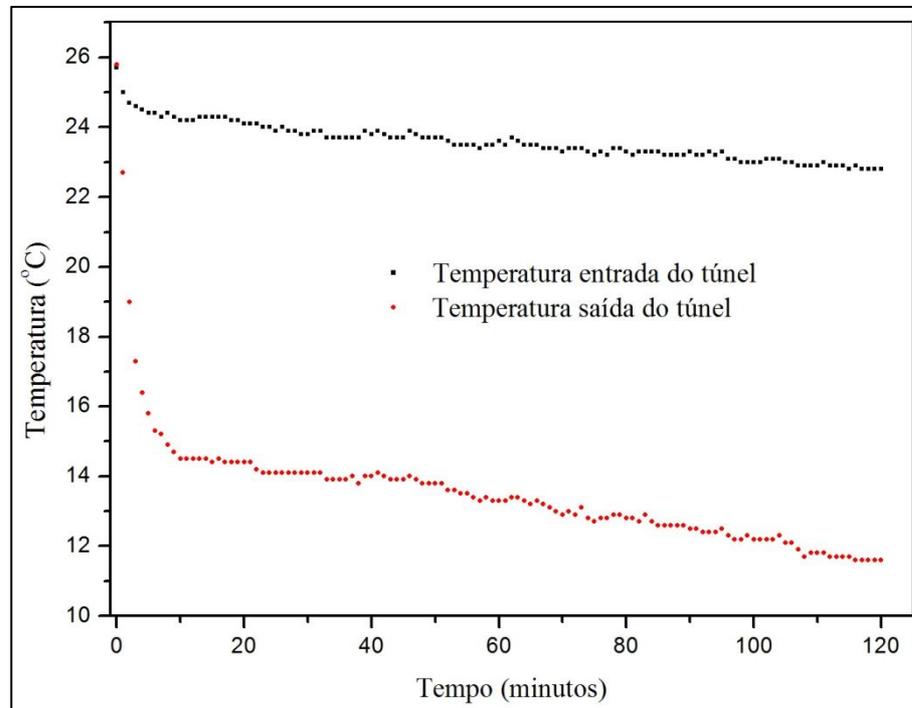
Fonte: Próprio autor.

Figura 23- Temperatura do fluido refrigerante na entrada e na saída do evaporador com uma vazão de ar de 0,0273 m³/s.

Na Figura 23 nota-se que em comparação com o teste anterior, os pontos e as variações de temperatura são praticamente iguais, tendo como principal variação a elevação da temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador, sendo a menor temperatura atingida 17,5 °C, após 105 minutos em funcionamento, no instante em que o compressor desarmou por alta temperatura. A menor temperatura na entrada do evaporador foi igual a do teste anterior -3 °C, após o mesmo tempo de 8 minutos de funcionamento do ciclo. Porém, obteve-se uma maior variação.

O fluido refrigerante teve um aumento de temperatura da entrada para a saída do evaporador em média de 16,97 °C, durante os 105 minutos de duração do teste.

Na Figura 24, apresenta-se a variação das temperaturas na entrada e na saída do túnel de vento com uma vazão de ar de $0,0168 \text{ m}^3/\text{s}$.



Fonte: Próprio autor.

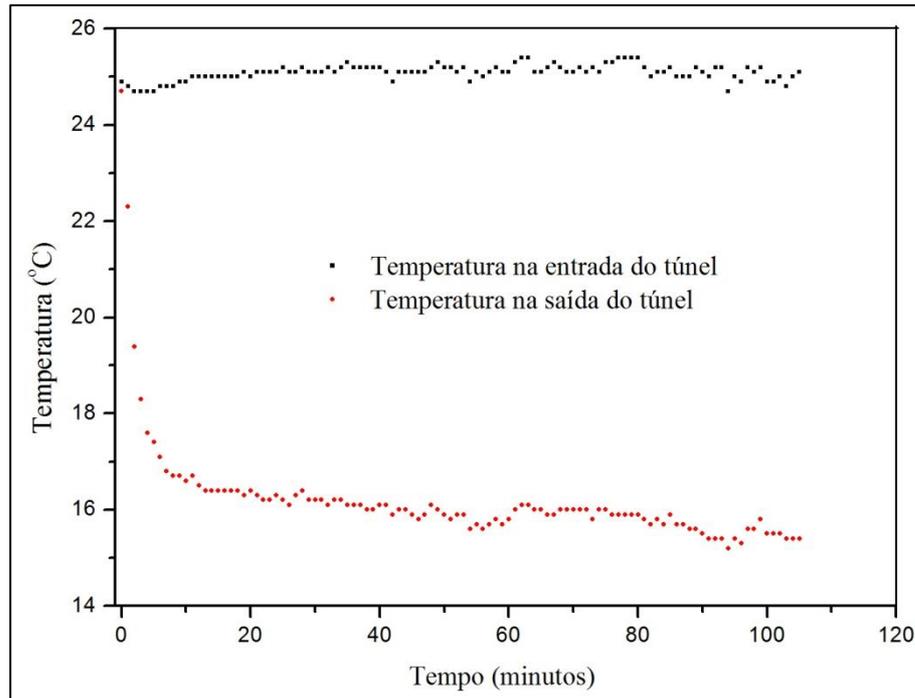
Figura 24- Temperatura na entrada e na saída do túnel de vento com uma vazão de ar de $0,0168 \text{ m}^3/\text{s}$.

Nota-se na Figura 24, que a temperatura de entrada de ar no túnel de vento se mantém praticamente constante com uma pequena diminuição de temperatura em relação ao tempo, devido às condições do ambiente não serem totalmente controladas, pois a temperatura ambiente diminuiu-se, chegando a menor temperatura de $22,8 \text{ }^\circ\text{C}$, aos 117 minutos de funcionamento do ciclo.

Na saída do evaporador a temperatura começa a se estabilizar aos 10 minutos de funcionamento, tendo maior variação do que na entrada de acordo com o tempo chegando à menor temperatura de $11,6 \text{ }^\circ\text{C}$, aos 116 minutos de funcionamento do ciclo.

Com isso o sistema de refrigeração teve uma capacidade de reduzir a temperatura do ar que passa pelo evaporador no interior do túnel de vento, em média de $10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Na Figura 25, apresenta-se as variações das temperaturas de entrada e de saída do ar no túnel de vento a uma vazão de ar de $0,0273 \text{ m}^3/\text{s}$ em função do tempo de funcionamento.



Fonte: Próprio autor.

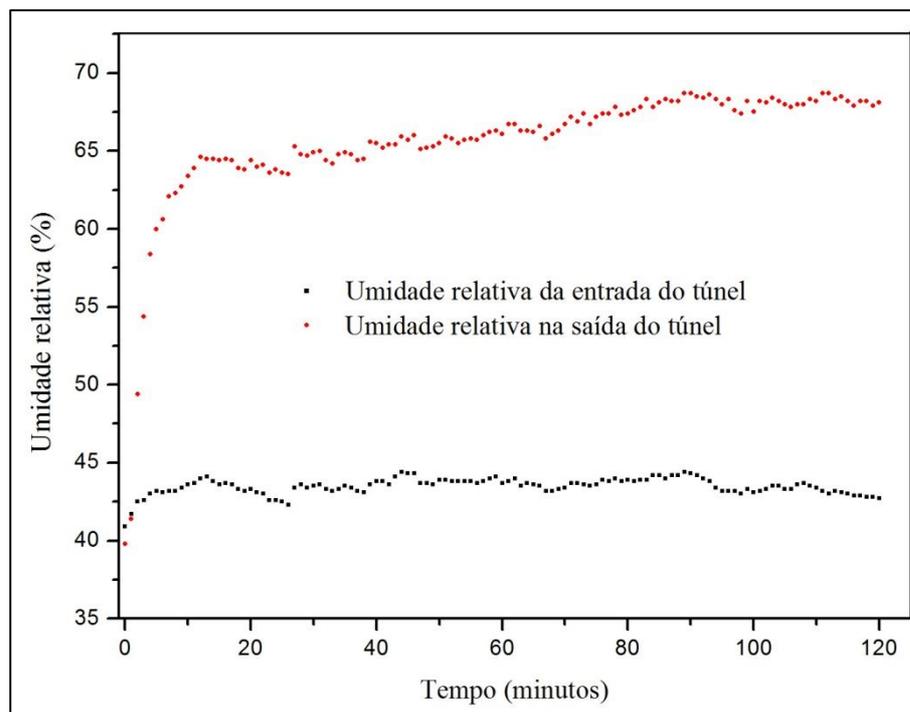
Figura 25- Temperatura na entrada e na saída do túnel de vento com uma vazão de ar de 0,0273 m³/s.

Na Figura 25, nota-se que na entrada de ar do túnel de vento as temperaturas se mantêm constantes a uma variação de aproximadamente ± 7 °C, com a menor temperatura de 24,7° C.

Na saída do túnel de vento a temperatura chega a um período de menor variação aos 7 minutos de funcionamento do ciclo, com uma tendência de diminuir com o tempo, mas ela sofre variações em média de $\pm 1,5$ °C, chegando à menor temperatura de 15,2 °C, no tempo de 94 minutos.

O evaporador teve uma capacidade de diminuir a temperatura do ar que passa por ele dentro do túnel de vento em média de 8,89 °C.

Na Figura 26, apresenta-se as variações da umidade relativa do ar na entrada e na saída do túnel de vento em função do tempo de funcionamento para uma vazão de ar de 0,0168 m³/s.



Fonte: Próprio autor.

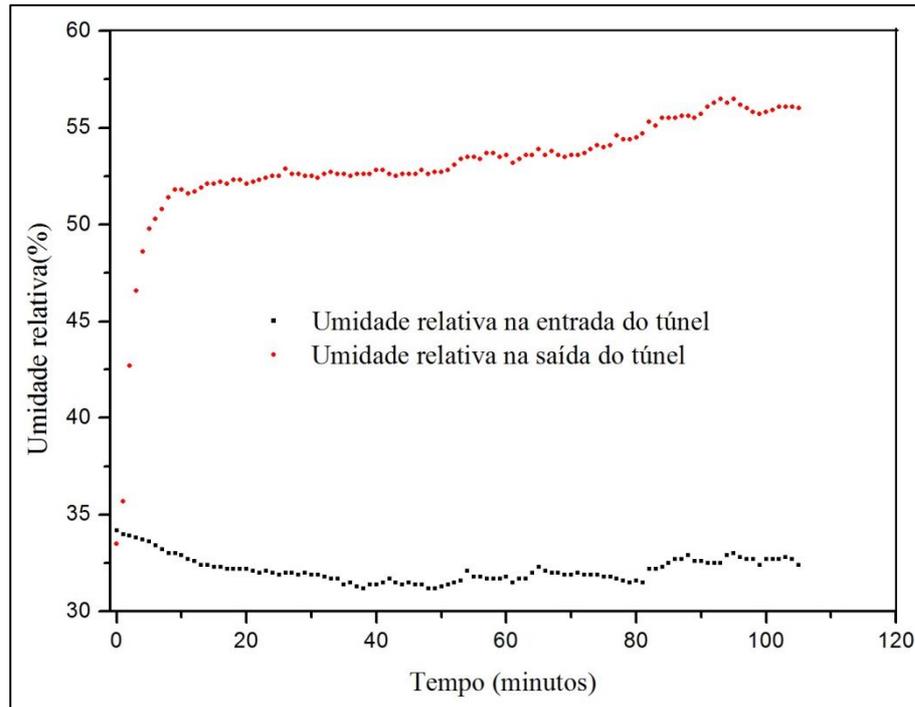
Figura 26- Umidade relativa do ar na entrada e saída do túnel de vento com uma vazão de ar de $0,0168 \text{ m}^3/\text{s}$.

Na Figura 26, observa-se que a umidade relativa na entrada do túnel de vento é praticamente constante do início de funcionamento do ciclo até o final, variando em média de 2%.

Na saída do túnel de vento a umidade relativa teve uma taxa de variação de 24,8 % do início de funcionamento do ciclo até os primeiros 12 minutos, a partir desse instante a taxa de variação diminuiu para 4,1% em constante aumento durante os 108 minutos de funcionamento restante, com a maior umidade relativa registrada de 68,7% aos 111 minutos de funcionamento do ciclo. Esse aumento se deve à diminuição da temperatura do ar na saída do túnel de vento.

Durante os 120 minutos do teste obteve-se um aumento da umidade relativa do ar na saída do túnel de vento em média de 22,01%.

Na Figura 27, apresenta-se as variações da umidade relativa do ar na entrada e na saída do túnel de vento em função do tempo de funcionamento para uma vazão de ar de $0,0273 \text{ m}^3/\text{s}$.



Fonte: Próprio autor.

Figura 27- Umidade relativa do ar na entrada e saída do túnel de vento com uma vazão de ar de $0,0273 \text{ m}^3/\text{s}$.

Nota-se na Figura 27, que na entrada do túnel de vento nos primeiros 38 minutos de funcionamento a umidade relativa teve uma queda praticamente constante, variando 3%, após este período teve uma variação de 1,8% até o final do teste aos 105 minutos.

Na saída do túnel de vento, a umidade relativa teve um aumento, com variação de 17,9% nos primeiros 8 minutos de funcionamento, após este período a umidade relativa veio a variar 5,1%, normalmente em constante aumento, até o final do teste aos 105 minutos, atingindo a maior porcentagem com 55,7% de umidade relativa.

A umidade relativa na saída do túnel teve um aumento em média de 20,83% em relação à umidade de entrada do ar no túnel de vento, durante os 105 minutos do teste realizado.

Para obter-se a taxa de transferência de calor específica no evaporador foi utilizada a equação da primeira lei da termodinâmica, dada por:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (1)$$

Onde:

\dot{Q} , será a taxa de transferência de calor do volume de controle, \dot{W} é a potência realizada pelo volume de controle, \dot{m}_e , é o fluxo de massa entrando no volume de controle, \dot{m}_s é o fluxo de massa saindo do volume de controle, h_e é a entalpia do fluido que entra no volume de controle, h_s é a entalpia do fluido que sai do volume de controle, V_e é a velocidade de entrada do fluido no volume de controle, V_s é a velocidade de saída do fluido do volume de controle, g é a aceleração da gravidade, Z_e é a elevação acima de um ponto de referência na entrada do volume de controle, Z_s é a elevação acima de um ponto de referência na saída do volume de controle.

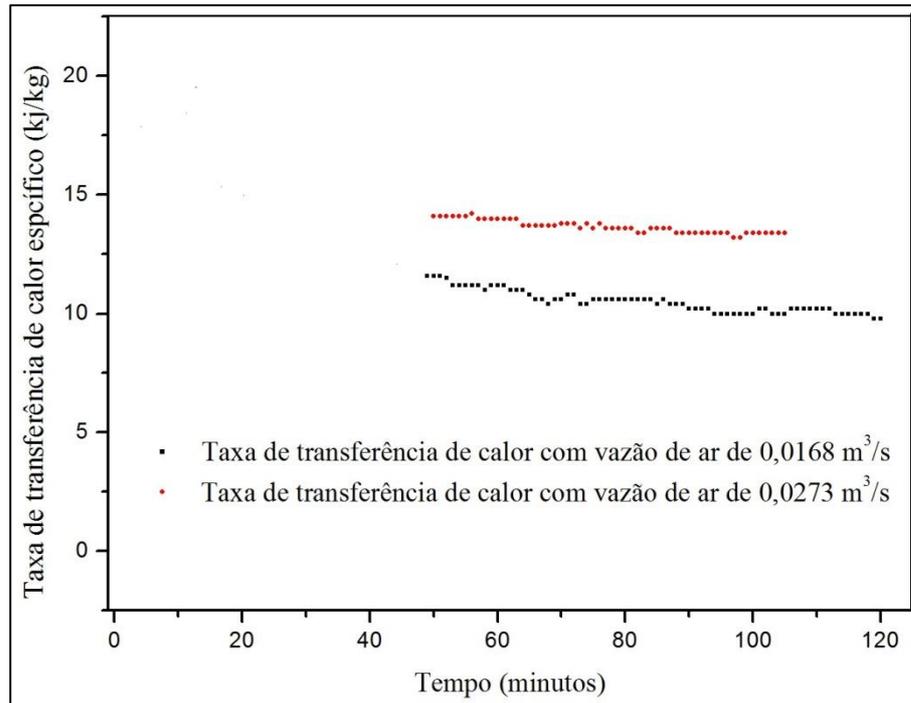
Onde dessas variáveis faremos as seguintes considerações:

- O volume de controle é considerado operando em regime permanente.
- O evaporador não realiza trabalho $\dot{W}=0$.
- Variação de energia cinética e potencial desprezíveis.

Como a vazão em massa de refrigerante na entrada do evaporador é a mesma da saída, a equação da primeira lei se reduz a:

$$q = h_e - h_s \quad (2)$$

Utilizando-se a equação 2, obtém-se a transferência de calor por unidade de massa de refrigerante que escoou pelo evaporador. Na figura 28, apresenta-se o comportamento do evaporador em termo de tais dados ao longo do tempo de operação, para vazões de 0,0168 m³/s .



Fonte: Próprio autor.

Figura 28- Comparação da taxa de transferência de calor entre os dois testes realizados.

Na simplificação da equação da primeira lei da termodinâmica foi adotado que o evaporador opera em regime permanente, e, portanto, tal equação tem uma boa aproximação apenas a partir de 54 minutos de operação. Nota-se na figura 28, que a taxa de transferência de calor específica com vazão de 0,0273 m³/s de ar é maior em média 3,20 kJ/kg do que com a vazão de 0,0168 m³/s de ar, em razão do aumento da vazão do ar que passa pelo evaporador.

As duas taxas de transferência de calor sofrem uma mínima variação de acordo com o tempo, com tendência de diminuir em relação ao tempo de funcionamento do ciclo de refrigeração.

5. CONCLUSÃO

Através dos testes realizados e dos dados retirados concluiu-se que:

- A perda de pressão do fluido refrigerante na entrada e na saída do evaporador é praticamente constante com alteração da vazão do ar, com uma variação em média de 19,6 kPa, não tendo variações significativas com alteração da vazão do ar.
- A temperatura do fluido refrigerante na entrada do evaporador não sofreu variação significativa com alteração da vazão de ar, no entanto, a temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador se elevou em 3,48 °C com o aumento da vazão de ar.
- A temperatura do ar na entrada do túnel de vento não sofreu variações significativas com a alteração da vazão do ar, a temperatura variava conforme a temperatura ambiente, na saída de ar no túnel de vento teve um aumento significativo da temperatura de 2,65 °C, com o aumento da vazão do ar de 0,0168 m³/s para 0,0273 m³/s.
- A umidade relativa do ar na entrada e na saída do túnel de vento sofreu influência do ambiente, pois no momento em que foram feitos os testes as umidades relativas estavam diferentes, no teste com a vazão de ar 0,0273 m³/s, a umidade relativa estava em média 32%, no teste com vazão de ar 0,0168 $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$, a umidade estava em média 43%, na saída do túnel de vento as umidades relativas variaram em média 53% e 65% respectivamente.
- A taxa de transferência de calor específico no evaporador variou-se em média 3,20 kJ/kg com a alteração da vazão do ar, tendo uma variação mínima em relação ao tempo de funcionamento após o sistema ter entrado no regime permanente, sendo a maior taxa de transferência de calor específico com a maior vazão de ar.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BUENO, S. S. **Modelagem de escoamento ao longo de evaporadores de serpentinas com tubos aletados**. Universidade Estadual Paulista. Dissertação de Mestrado, 2004.

BYUN, Ju-suk et al. **Análise numérica do desempenho de evaporação em um trocador de calor tubo aletado**. Universidade Yonsei, centro de tecnologias e ensaios mecânicos da Coreia. 2006

DEITOS, Daniel. **Estudo experimental do desempenho de uma nova geometria de tubos para evaporadores de túneis de congelamento**. Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, São Leopoldo, 2012.

DIAS, João Paulo; SEIXLACK, André Luiz. **Análise do desempenho de evaporadores de serpentina com tubos aletados operando com os refrigerantes CFC-12 e HFC-134 a**. UNESP - Universidade Estadual Paulista, departamento de Engenharia Mecânica. 2004

DOMANSKI, Piotr A et al. **O desempenho de um evaporador por tubo de aletas otimizada para diferentes fluidos refrigerantes e o seu efeito sobre a eficiência do sistema**. Instituto nacional de normas e tecnologia de Gaithersburg USA. 2005

FRANÇA, Fernando. **Controle térmico de ambiente**. Universidade estadual de Campinas- Unicamp. Campinas, São Paulo, 2005.

GUIMARÃES, Luiz Gustavo Monteiro. **Modelagem e construção de um protótipo de refrigeração por absorção de vapor de baixa potência operando com água-brometo de lítio e utilizando fontes térmicas de baixa pressão**. São João Del Rei, 2011. Programa de pós-graduação em engenharia mecânica.

JEONG, Jin et al. **Um estudo sobre a condutância térmica e contato em trocadores de calor tubos aletados, com tubos de 7 mm de diâmetro**. Universidade de kyunghee. Departamento de engenharia mecânica, Coreia. 2005

KAERN, Martin Ryhl et al. **Comparação de tubos aletados de evaporadores entrelaçadas e evaporadores de divisão em termos de má distribuição e compensação do fluxo**. Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Técnica da Dinamarca. 2012

KNABBEN, Fernando T et al. **Estudo In-situ de processos de geada e degelo em evaporadores tubos aletados de aparelhos de refrigeração para uso doméstico.** Universidade Federal de Santa Catarina Laboratórios para Tecnologias Emergentes em Refrigeração e Termofísica, Florianópolis-SC, Brasil. 2011

LITZINGER, T. A. **A review of experimental studies of knock chemistry in engines.** Progress in Energy and Combustion Science, 2004.

MARTINELLI, Luiz Carlos, (2011), Refrigeração e ar condicionado. Universidade federal do Pará- UFPA. Belém, Pará, (2014).

MELO, Cláudio at al. **Estudo de air-side na transferência de calor e pressão de gota e as características de evaporadores de tubos aletados “no-frost”.** Universidade federal de Santa Catarina, instituto nacional de ciências e tecnologia de refrigeração e termoplásticos. 2008

PIROMPUGD, Worachest et al. **Características de transferência de calor e massa simultâneas para trocadores de calor tubo aletado ondulado em condições de desumidificação.** Universidade de tecnologia de Thonburi, Bangmod, Bangkok, Tailândia. 2005

PIUCCO, Robson Olímpio et al. **Avaliação in-locco do desempenho de sistemas de distribuição de ar de refrigeradores no-frost.** Universidade Federal de Santa Catarina departamento de Engenharia Mecânica, Florianópolis-SC, Brasil. 2005.