

# Desenvolvimento de uma bancada didática de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor<sup>1</sup>

## *Development of a vapor compression refrigeration cycle didactic bench*

Cristiano Lucas Carlesso<sup>2</sup>  
 Elienai Josias Brum Dutra<sup>3</sup>  
 Josimar Souza Rosa<sup>4</sup>

### Resumo

Atualmente, muitas atividades da vida humana dependem do uso de equipamentos que operam com base nos princípios da refrigeração. Em certos casos, pode-se até dizer que a própria sobrevivência humana depende de um processo de refrigeração. Assim, torna-se cada vez mais relevante, que os profissionais atuantes nessa área possuam formação para compreensão, manutenção e desenvolvimento desse tipo de sistema. O estudo apresentado neste trabalho surgiu da necessidade de estudar experimentalmente conceitos que envolvem transferência de calor, ciclos de refrigeração e termodinâmica. Nesse contexto, o objetivo geral foi construir e avaliar uma bancada de refrigeração por compressão de vapor, procurando criar experiências as quais professores possam utilizar em aulas de disciplinas envolvidas. Inicialmente, a construção da bancada foi realizada, usando dispositivos comerciais, observando a premissa de um equipamento compacto. Após a construção, duas condições de ensaios foram realizadas: na primeira, a velocidade do ar no evaporador e no condensador foi 1,80 m/s; na segunda, a velocidade do ar no condensador foi 1,94 m/s enquanto, no evaporador foi 0,71 m/s. Como resultado dessa alteração paramétrica, houve queda no valor do coeficiente de *performance* do ciclo. De forma geral, a bancada mostrou-se útil e adequada para demonstrar, de forma didática, o funcionamento do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

**Palavras-chave:** Didática. Termodinâmica. Refrigeração.

### Abstract

*Currently, many human life activities depend on the use of equipment that operates based on the cooling principles. In some cases, it can even be said that human survival itself depends on a cooling process. Thus, it becomes increasingly relevant, that professionals working in this area have training to understand, maintain and develop this type of system. The study presented in this work emerged from the need to study concepts involving heat transfer, cooling cycles and thermodynamics experimentally. In this context, the general objective was to build and evaluate a vapor compression cycle bench, seeking to create experiences that professors can use in classes on the subject. Initially, the construction of the bench was carried out, using commercial devices, observing the premise of compact equipment. After construction, two test conditions were performed: in the first, the air velocity in the evaporator and condenser was 1.80 m/s; in the second, the air velocity in the condenser was 1.94 m/s, while in the evaporator, it was 0.71 m/s. As a result of this parametric change, there was a drop in the value of the energy efficiency ratio of the cycle. In general, the bench proved to be useful and adequate to demonstrate, didactically, the operation of the vapor compression cycle.*

**Keywords:** Didactic. Thermodynamic. Cooling.

<sup>1</sup> Trabalho de conclusão de curso de Engenharia Mecânica, Universidade Feevale, Novo Hamburgo, RS, Brasil.

<sup>2</sup> Engenheiro mecânico pela Universidade Feevale. <https://orcid.org/0000-0001-7378-2793>. E-mail: carlesso@hotmail.com

<sup>3</sup> Engenheiro mecânico pela Universidade Feevale. Técnico em Mecânica pela Fundação Escola Técnica Liberato Salzano Vieira da Cunha (FETLSVC), Novo Hamburgo. <https://orcid.org/0000-0003-4154-5237>. E-mail: elienai@feevale.br

<sup>4</sup> Doutor em Engenharia pelo Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica (PROMEC) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, RS, mestre em Engenharia Mecânica pela Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS), São Leopoldo, RS. Professor do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Feevale. <https://orcid.org/0000-0002-9663-6438>. E-mail: js-rosa@hotmail.com

## 1 Introdução

O desenvolvimento na área de refrigeração permitiu à humanidade criar condições de conforto térmico necessárias para a realização produtiva de suas atividades e para sobrevivência em climas adversos. Diversas tecnologias vêm sendo empregadas e aprimoradas, na área de refrigeração pelos engenheiros, nas últimas décadas, sendo fundamental que os profissionais estejam habilitados e conheçam a operação e características desses sistemas, em especial os engenheiros mecânicos, familiarizando-se com eles, desde a sua formação, durante a graduação.

Atualmente, o aumento significativo da população e a elevação da produção de bens de consumo, fizeram com que as áreas da engenharia voltassem seus esforços para temas como eficiência energética e uso racional da energia, possibilitando também colaboração com a preservação dos recursos naturais. Nesse contexto, o estudo dos diversos tipos de sistemas térmicos, tornou-se relevante, devido à preocupação crescente com o consumo de energia, sendo necessário realizar a análise do funcionamento de cada tipo de sistema e detalhar as particularidades existentes em sua operação.

Na refrigeração, além da preocupação com os impactos ambientais dos fluidos refrigerantes, um tema que vem incentivando a realização de pesquisas é a melhoria no desempenho dos componentes principais de um sistema por compressão de vapor, que são: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. O desempenho do ciclo está diretamente ligado ao consumo de energia elétrica que, atualmente, representa um dos maiores custos na produção da indústria (BUENO, 2004). Apesar da existência de diversos tipos de sistemas de refrigeração, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são os mais utilizados no mundo todo, podendo ser aplicados na maioria das necessidades, principalmente em função da sua simplicidade construtiva e operacional.

Segundo Mendes (2014), a identificação das etapas do processo e a quantificação do consumo de energia, em cada uma delas, ajuda na elaboração de um diagnóstico e mapeamento eficiente de energia. Monitorar cada variável do equipamento, de forma específica, permite uma melhor orientação das ações de melhorias de racionalização da operação de cada uma delas.

Dessa forma, dada a relevância do tema estudado, é fundamental que os futuros profissionais, habilitados a trabalhar com a área de refrigeração, possuam pleno domínio sobre o funcionamento dos ciclos, seus componentes, e compreendam como os parâmetros de operação afetam seu desempenho.

Para isso, torna-se, cada vez mais necessário o desenvolvimento de sistemas didáticos e métodos de ensino experimentais.

Uma bancada didática de um ciclo de refrigeração por compressão real, como a elaborada neste trabalho, tem como objetivo demonstrar as diferenças e semelhanças entre os conceitos teóricos e a prática, analisando aspectos termodinâmicos experimentais e comparando seus resultados com aqueles obtidos em sala de aula, na teoria, como por exemplo, em um ciclo ideal. Esse tipo de demonstração facilita o entendimento dos futuros engenheiros acerca do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, seus componentes e aspectos operacionais. Sub-resfriamento e superaquecimento, juntamente com as quedas de pressões que o fluido refrigerante sofre ao passar pelo condensador, evaporador e tubulações frigoríferas são alguns fenômenos que podem ser obtidos ou visualizados, através de demonstrações com a bancada desenvolvida.

## 2 Fundamentação teórica

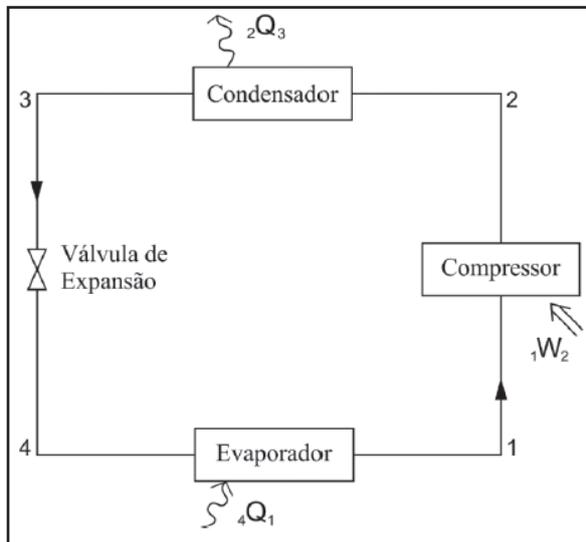
A refrigeração é um processo de remoção do calor de um determinado meio e a manutenção dessa condição, por meios mecânicos ou naturais. Existem diversas aplicações da refrigeração, dentre elas, destacam-se a conservação de alimentos e o conforto térmico (SILVA, 2004). De acordo com Hermes (2006), qualquer fenômeno físico ou químico de natureza endotérmica (que absorve calor) pode ser aproveitado para geração de frio. Para que esse fenômeno seja aplicado de forma útil e prática na refrigeração, uma das exigências é que seja executado de forma cíclica e contínua, ou seja, o refrigerante começa em algum estado termodinâmico, passa por uma série de transformações, inclusive a etapa, onde absorve calor, e volta ao estado inicial para recomençar o ciclo novamente. Segundo Machado (2006), um ciclo no qual é realizada transferência de calor de compartimentos de baixa temperatura para outros a temperaturas maiores, chama-se ciclo de refrigeração. Equipamentos que produzem refrigeração chamam-se refrigeradores. Existem diversos tipos de ciclos aplicados na refrigeração, alguns para estudo teórico e outros que modelam a operação real de forma muito aproximada. Serão apresentados, a seguir, o ciclo de Carnot e o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.

### 2.1 O ciclo de Carnot

Para Çengel e Boles (2013), a máquina teórica que opera, segundo o ciclo de Carnot, chama-se máquina de Carnot. O ciclo de Carnot é composto por quatro processos reversíveis, sendo dois isotérmicos e dois

adiabáticos. Podem ser executados por um sistema fechado ou por um sistema com escoamento em regime permanente. A figura 1 mostra uma representação dos componentes que compõem o ciclo de Carnot.

Figura 1 - Ciclo frigorífico de Carnot



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jabardo (2002).

Entre os estados 1 e 2 ocorre a compressão adiabática e reversível; entre os estados 2 e 3 há a rejeição de calor a temperatura constante; entre os estados 3 e 4 ocorre a expansão adiabática e reversível; e, finalmente, entre os estados 4 e 1, há a remoção isotérmica de calor de um ambiente a baixa temperatura (STOECKER; JABARDO, 2002). A aplicação prática dos processos termodinâmicos que compõem o ciclo de Carnot não é possível, por serem processos idealizados e por limitações operacionais de equipamentos. Por isso, para modelar um ciclo real, a forma mais adequada é utilizando o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor, que é considerado um caso particular do ciclo de Carnot.

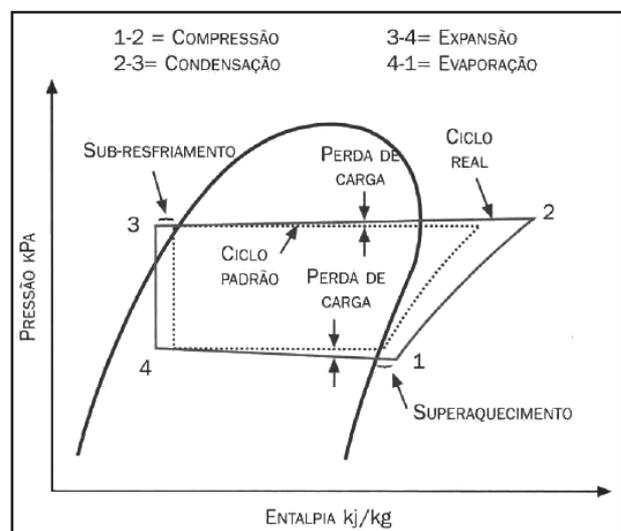
## 2.2 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

No ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o trabalho fornecido para o compressor é utilizado para elevar a pressão e a temperatura do fluido refrigerante que entra no compressor, já no estado gasoso. O vapor segue, sob alta pressão e temperatura, até o condensador, onde rejeita calor para o meio, assim condensando o fluido refrigerante. O líquido condensado segue em direção a um dispositivo de expansão, há a mudança de estado de líquido, a alta pressão (em um processo isoentálpico) para uma mistura de líquido mais vapor, a baixa pressão e temperatura. O

fluido refrigerante então retira calor do ambiente ou sistema a ser refrigerado, utilizando esse calor para se vaporizar, seguindo em direção ao compressor, onde completa o ciclo (TASSINI, 2012).

O ciclo real de refrigeração difere do ciclo ideal, devido à presença de irreversibilidades que ocorrem nos componentes. Duas formas comuns de irreversibilidades são: atrito no escoamento do refrigerante e transferência de calor entre o refrigerante e o ambiente, em todos os componentes. O processo de compressão real difere substancialmente da compressão isoentrópica assumida no ciclo ideal. Cada irreversibilidade no sistema requer trabalho adicional no compressor, diminuindo a eficiência do ciclo (MACHADO, 2006). Na figura 2, é mostrada uma representação do ciclo de refrigeração por compressão de vapor em um diagrama de pressão e entalpia. O ciclo demonstrado em linhas tracejadas é o ideal de refrigeração por compressão de vapor, que é um caso particular do ciclo de Carnot. Já o ciclo em linhas vermelhas, representa o real de refrigeração por compressão de vapor. As diferenças entre eles são as irreversibilidades, citadas anteriormente.

Figura 2 - Representação do ciclo real em comparação ao ciclo ideal



Fonte: Adaptado de Machado (2006).

Segundo Venturini *et al.* (2012), as principais diferenças entre o ciclo real e o ciclo ideal são: a queda de pressão nas linhas, tanto no condensador como no evaporador, devido a perdas de carga; e o processo de compressão, que, no ciclo real, não é isentrópico.

## 2.3 Superaquecimento e sub-resfriamento

Segundo Dossat (2004), os efeitos do superaquecimento são associados a queda de pressão nas

tubulações frigoríficas, condensador e evaporador, resultante do escoamento de refrigerante. O superaquecimento consiste na diferença entre a temperatura de sucção ( $T_s$ ) e a temperatura de evaporação saturada ( $T_e$ ). A seguir, a equação 1 mostra como obter o valor do superaquecimento.

$$S_A = T_s - T_e \quad (1)$$

Os valores recomendados para o superaquecimento, para sistemas de refrigeração, que operam com fluidos refrigerantes, segundo Bitzer (2005a), são entre 8 a 20 °C.

Em função do resultado, obtido pela equação 1, pode-se avaliar o comportamento do sistema de refrigeração. O superaquecimento muito baixo pode resultar em retorno de líquido ao compressor, causando a quebra mecânica prematura do componente, devido à diluição do óleo no fluido, ocasionando falha nos mancais, travamento das bielas no virabrequim, travamento dos anéis nos pistões, travamento dos pistões nos cilindros, quebra das bielas e pistões, entre outras anomalias. Entretanto, um superaquecimento muito alto resultará em altas temperaturas de descarga, o que poderá causar a carbonização do óleo, danos aos anéis dos pistões, paredes de cilindros e camisas. Portanto, na sucção do compressor, tem-se o superaquecimento total, onde recomenda-se que o valor esteja no mínimo em 8 °C, para evitar retorno de líquido, o que poderia provocar quebra mecânica do compressor e, um máximo de 20 °C, para evitar baixo rendimento frigorífico, em função do aumento da potência consumida pelo compressor, elevadas temperaturas de descarga e carbonização de óleo (BITZER, 2005b).

Segundo Matos (2009), no ciclo saturado simples, admite-se que o líquido refrigerante chega ao dispositivo medidor no estado de líquido saturado. Em termos práticos, isso dificilmente ocorre, pois o líquido “quente” que deixa o condensador tende a perder calor e se tornar sub-resfriado. A equação 2 representa esse processo.

$$S_R = T_c - T_l \quad (2)$$

O sub-resfriamento ( $S_R$ ) consiste na diferença entre a temperatura de condensação saturada ( $T_c$ ) e a temperatura na linha de líquido ( $T_l$ ) (MATOS, 2009). De acordo com as boas práticas de refrigeração, é geralmente desejável um sub-resfriamento natural do líquido (proveniente do condensador) variando de 3 °C a 5 °C (BITZER, 2005b).

O sub-resfriamento é necessário para evitar a possibilidade do fluido refrigerante chegar no evaporador já no estado gasoso, o que reduziria a sua capacidade de absorver calor. Com um sub-resfriamento

incorreto, a válvula de expansão pode apresentar dificuldade em ajustar o fluxo de fluido, resultando em operação não satisfatória do sistema.

#### 2.4 Coeficiente de performance (COP)

Segundo Stoecker (1995), a eficiência de ciclos é definida como a relação entre a energia útil, que é o objetivo do ciclo, e a energia que deve ser paga para a obtenção do efeito desejado. No caso dos ciclos frigoríficos, o objetivo é produzir um efeito de refrigeração, ao passo que o trabalho líquido representa a quantidade que deve ser paga para atingir o objetivo. Assim, o coeficiente de performance (COP) ideal é dado pela equação 3.

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (3)$$

$T_C$  é a temperatura da fonte fria, e  $T_H$  a temperatura da fonte quente. Segundo Machado (2006), a finalidade de um sistema de refrigeração é transferir calor de um reservatório de baixa temperatura para um de alta temperatura, realizando o menor trabalho possível sobre o sistema e, por isso, para o cálculo real do COP, se usa a equação 4, que se baseia nos calores rejeitados e absorvidos nos reservatórios de alta e de baixa pressão.

$$COP_{REAL} = \frac{Q_C}{W_{liq,ent}} = \frac{Q_C}{Q_H - Q_C} \quad (4)$$

Na equação 4, o COP é a razão entre o calor extraído do reservatório de baixa temperatura ( $Q_C$ ) e o trabalho líquido ( $W_{liq,ent}$ ). Nesta pesquisa,  $Q_C$  foi calculado com base nos parâmetros do ar que passa pelo evaporador, ou seja, o calor efetivamente removido do ambiente, enquanto  $W_{liq,ent}$  foi medido. Uma regra prática diz que o COP melhora de 2 a 4% para cada 1 °C de elevação de temperatura de evaporação ou para cada 1 °C de diminuição da temperatura de condensação (DOSSAT, 2004).

Para um ciclo de refrigeração de Carnot (desempenho máximo possível), o COP é calculado pela equação 3, enquanto o COP real é calculado pela equação 4. Com base nesses dois valores diferentes, é possível determinar a eficiência de 2° Lei, como mostra a equação 5, relacionando o  $COP_{REAL}$  com o  $COP_{CARNOT}$ . Para um determinado refrigerador, operando entre duas fontes de temperaturas fixas (ÇENGEL; BOLES, 2013).

$$\eta_{2^\circ} = \frac{COP_{REAL}}{COP_{CARNOT}} \quad (5)$$

### 3 Desenvolvimento da bancada

#### 3.1 Apresentação e listagem de materiais

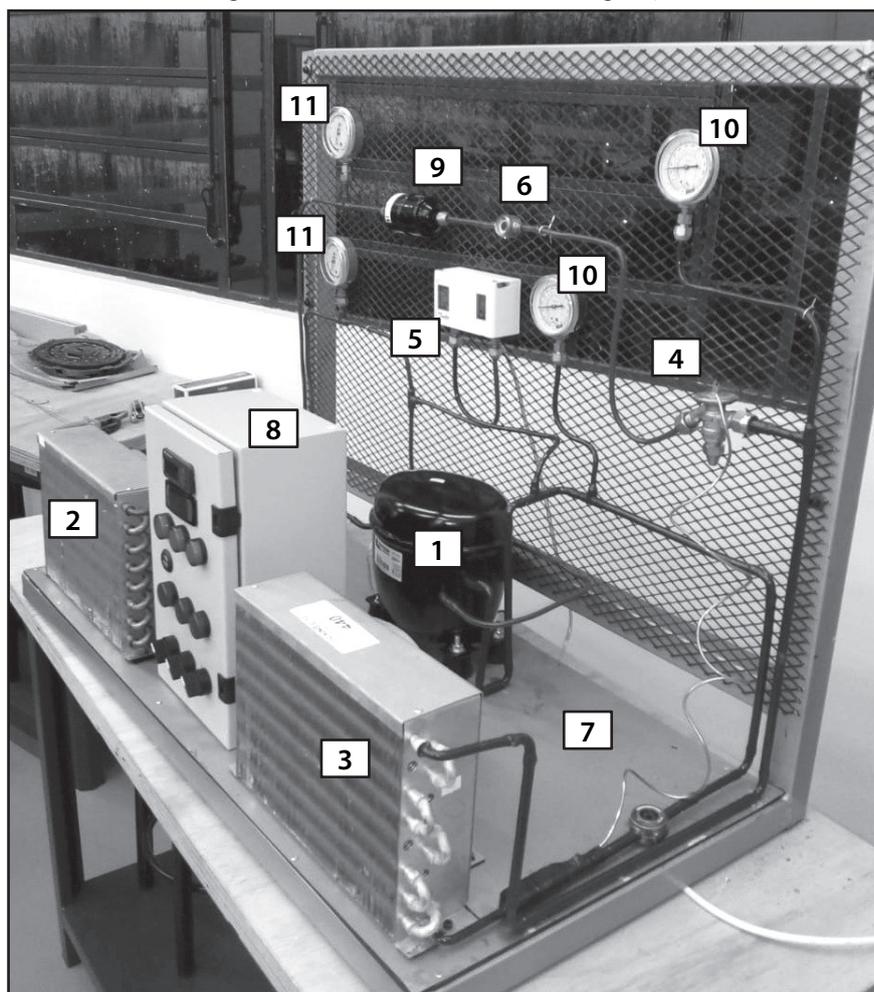
Considera-se que o ensino de refrigeração é relevante e necessário para a sociedade, em função da extensa aplicação desse processo, seja para conservação de produtos, alimentos ou para o controle de temperatura em ambientes. Nos sistemas de refrigeração comerciais e industriais, é imprescindível acompanhar os erros e saber saná-los corretamente. O sistema didático, desenvolvido neste trabalho, tem objetivo de auxiliar na visualização do funcionamento de diversos componentes, além de desenvolver habilidade para reconhecimento de defeitos e suas causas simuladas no equipamento. Na bancada, encontra-se um sistema de refrigeração completo para simular condições reais de operação e seus defeitos elétricos e mecânicos, em um sistema que opera com uma câmara fria, uma válvula de expansão termostática ajustável e usa, o ambiente da

sala em que está alocado, como câmara quente.

A bancada didática de refrigeração foi construída, buscando a obtenção de uma forma compacta que comportasse, em sua estrutura, todos componentes do sistema de refrigeração, bem como os componentes elétricos e eletrônicos responsáveis pelo acionamento e medição das condições do sistema. O projeto deveria permitir que os alunos operassem e observassem, através da instrumentação instalada, o comportamento do ciclo. Além disso, os dados coletados experimentalmente na bancada deveriam permitir uma análise de comparação entre modelos teóricos de coeficiente de desempenho de Carnot e o real. A figura 3 mostra uma imagem geral da bancada de refrigeração construída e um número de identificação de seus componentes, de acordo com a listagem de materiais do quadro 1. Já a função de cada componente, existente na bancada de refrigeração, é mostrada no quadro 2.

Um esquemático da bancada é mostrado na figura 4

Figura 3 - Bancada didática de refrigeração



Fonte: Os autores (2020).

Quadro 1 - Lista de materiais utilizados

Item	Descrição do material	Quantidade	Unidade
01	Compressor Hermético ¼ HP (R134a)	01	pç.
02	Condensador 1/3 HP	01	pç.
03	Evaporador ¼ HP	01	pç.
04	Válvula de expansão termostática 5TR	01	pç.
05	Microventilador 220 V	02	pç.
06	Visor de líquido ¼”	01	pç.
07	Visor de líquido 3/8 “	01	pç.
08	Quadro de comando elétrico (completo)	01	pç.
09	Filtro secador de linha ¼”	01	pç.
10	Manômetro de baixa pressão R134a	02	pç.
11	Manômetro de alta pressão R134a	02	pç.
12	Curvas e conexões de cobre	15	pç.
13	Tubulações de cobre 3/8”	06	m
14	Tubulações de cobre ¼”	06	m
15	Pressostato mecânico KP15 (Alta/Baixa)	01	pç.
16	Conexões e suportes	15	pç.
17	Fluido R134a	01	kg

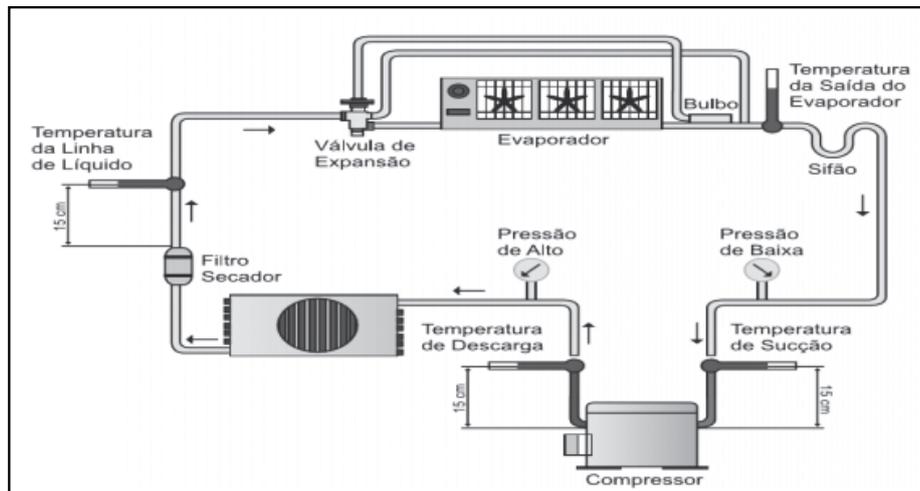
Fonte: Os autores (2020).

Quadro 2 - Função dos componentes

Componentes	Função	Local de instalação
Visor de líquido	Indica a presença de vapor não condensado, antes do dispositivo de expansão	Linha de líquido
Filtro secador	Remove umidade e material particulado do sistema	Linha de líquido
Pressostato Alta/baixa	Dispositivo de segurança que tem por função desarmar o compressor, quando esse é submetido a uma pressão fora do recomendado para trabalho	Linha de descarga e linha de sucção do compressor
Compressor	Responsável por promover o fluxo de fluido refrigerante por todo sistema	Normalmente próximo ao condensador
Evaporador	Estes são componentes que possuem a função de absorver calor do ambiente interno	Antes da linha de sucção do compressor
Condensador	O condensador tem a função de rejeitar o calor, absorvido no evaporador e o calor gerado pelo processo de compressão do compressor.	Após linha de descarga do compressor
Válvula de expansão termostática	O dispositivo de expansão é responsável por restringir o a passagem do fluido refrigerante, reduzindo assim a pressão que vem do condensador, em estado líquido, para o evaporador.	Próximo ao evaporador
Manômetro de alta Pressão	Indica as pressões de alta de trabalho do sistema	Linha de líquido e descarga do compressor
Manômetro baixa Pressão	Indica as pressões de baixa de trabalho do sistema	Linha de sucção do compressor

Fonte: Os autores (2020).

Figura 4 – Esquema frigorígeno com indicações de manômetros e termômetros



Fonte: Os autores (2020).

Para as tomadas de pressão e temperatura nos lados de alta e de baixa pressão do sistema, foram utilizados manômetros específicos para essa aplicação, do tipo analógico, fixados diretamente nas tubulações, por meio de conexões padronizadas de sistema de refrigeração. Para medir a temperatura de retorno e insuflamento do condensador e evaporador e as temperaturas da linha de líquido e sucção do circuito, foram utilizados dois controladores de temperaturas com sensores tipo NTC. As funções de controle de temperatura não foram usadas, servindo esses dispositivos, apenas como indicadores de temperatura.

### 3.2 Preparação da bancada para os ensaios

Antes de iniciar o processo de análise do sistema, foi necessário realizar a carga do sistema com o fluido refrigerante R134a. Para isso, inicialmente foi executada a desidratação do circuito de refrigeração, através do processo de vácuo, visando remover gases não condensáveis e a umidade que poderia estar dentro das tubulações e componentes do sistema. Foi utilizada uma bomba de vácuo com capacidade volumétrica máxima de 12 CFM (*cubic feet per minute*). Junto à bomba de vácuo, foi instalado manômetro, instrumento capaz de medir pressões menores que a atmosférica. Bitzer (2005b) cita que, para um bom vácuo, é necessário atingir um valor abaixo de 500 micrometros e, no caso da bancada didática, o valor atingido nesse processo foi de 450 micrometros. Logo após a realização do vácuo, fez-se o carregamento do fluido refrigerante por meio de um kit *manifold* analógico, sendo carregados 560 gramas de fluido refrigerante R134a.

### 3.3 Procedimento para obtenção de resultados

A instrumentação utilizada possibilitou o acesso a informações das variáveis de processo, como pressão e temperatura, necessárias para análise da operação. A partir desses dados, calculou-se o superaquecimento útil, o sub-resfriamento e o coeficiente de *performance* útil do sistema ( $COP$ ), analisando o  $COP_{CARNOT}$  e o  $COP_{REAL}$ .

Para avaliar o superaquecimento útil, na saída do evaporador, foi necessário seguir os passos abaixo:

- 1º passo: medir a temperatura de sucção, na entrada do compressor;
- 2º passo: medir a pressão na saída do evaporador (pressão de baixa);
- 3º passo: verificar a temperatura de saturação, correspondente à pressão de baixa;
- 4º passo: subtrair a temperatura de saturação da temperatura, medida na linha de sucção. Essa diferença é o superaquecimento do evaporador;

Para o sub-resfriamento útil, na saída do condensador, foi necessário seguir os passos abaixo:

- 1º passo: medir a temperatura na linha de líquido, antes da válvula de expansão;
- 2º passo: medir a pressão de saída do condensador (pressão de alta);
- 3º passo: verificar a temperatura de saturação correspondente à pressão de alta;
- 4º passo: subtrair a temperatura de saturação da temperatura medida na linha de líquido. Essa diferença é o sub-resfriamento do condensador.

Para a análise do *COP* do sistema, foram inicialmente calculados o calor absorvido no evaporador ( $Q_C$ ), o calor rejeitado no condensador ( $Q_H$ ) e o trabalho consumido pelo compressor ( $W_{liq,ent}$ ). Com essas informações, foram realizados os cálculos do coeficiente de *performance* máximo e real da bancada de refrigeração por compressão a vapor.

#### 4 Ensaios realizados e seus resultados

Duas condições de funcionamento distintas foram executadas para avaliar o funcionamento da bancada, sendo que a diferença entre elas foi a velocidade de operação do microventilador do

evaporador. Os dados coletados e os resultados dos cálculos serão apresentados a seguir.

##### 4.1 Primeira condição de ensaio

A aquisição dos dados para análise foi realizada no dia 17 de outubro de 2019 na oficina tecnológica da Universidade Feevale (RS). O equipamento foi posto em funcionamento com uma condição de temperatura externa de 23 °C, operando com velocidade do ar no condensador e no evaporador iguais a 1,80 m/s. O quadro 3 apresenta os dados obtidos, durante o funcionamento, nessa primeira condição de ensaio do equipamento.

Quadro 3 - Dados da primeira condição de ensaio

	Evaporador	Condensador	Unidade
Temperatura de entrada	23	23	°C
Temperatura de saída	19,2 ( $T_C$ )	31,5 ( $T_H$ )	°C
Temperatura na sucção	20,5	-	°C
Temperatura de evaporação saturada	4,2	-	°C
Temperatura na linha de líquido	-	30,7	°C
Temperatura de condensação saturada	-	43,3	°C
Velocidade do ar	1,80	1,80	m/s
Vazão volumétrica	0,055	0,055	m <sup>3</sup> /s
Tensão compressor		221	V
Corrente compressor		1,78	A
Área do trocador de calor		0,031	m <sup>2</sup>
Massa específica	1,192	1,144	kg/m <sup>3</sup>
Vazão mássica - $\dot{m}$	0,066	0,063	kg/s
Constante do gás ideal ar - R		0,287	kJ/kgK
Calor específico à pressão constante do ar - $c_p$		1,0045	kJ/kgK
Pressão atmosférica		100	kPa
Áreas (trocador de calor)			
Total		58000	mm <sup>2</sup>
Tubos		23200	mm <sup>2</sup>
Aletas		4000	mm <sup>2</sup>
Passagem		30800	mm <sup>2</sup>

Fonte: Os autores (2020).

O objetivo da coleta dos dados foi avaliar o comportamento do superaquecimento, sub-resfriamento, coeficiente de *performance* do sistema e os calores absorvidos no evaporador e rejeitados no condensador, além de realizar um comparativo entre o  $COP_{CARNOT}$  e o  $COP_{REAL}$ . Para isso, foram medidas as áreas dos trocadores de calor, visando identificar a área efetiva de passagem do fluxo de ar, coletadas as temperaturas de

funcionamento do sistema, os dados do fluido, envolvido no processo, como o ar, pressão atmosférica e as temperaturas, tanto a de entrada e saída de ar em cada trocador de calor (condensador e evaporador) e também as temperaturas de saturação de evaporação e condensação do sistema. Com esses valores coletados, pode-se calcular o calor absorvido na fonte fria ( $Q_C$ ), equação 6, e o calor liberado na fonte quente ( $Q_H$ ), equação 7.

$$Q_C = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{EE} - T_{SE}) = 0,066 \cdot 1,0045 \cdot (23 - 19,2) = 0,252 \text{ kW} \quad (6)$$

$$Q_H = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{EC} - T_{SC}) = 0,063 \cdot 1,0045 \cdot (31,5 - 23) = 0,541 \text{ kW} \quad (7)$$

O  $COP_{REAL}$  pode ser determinado, através das relações entre o calor absorvido na fonte fria e o liberado na fonte quente com o trabalho do compressor realizado, conforme indicado na fundamentação teórica pela equação 4. Esse cálculo é mostrado na equação 8.

$$COP_{Real} = \frac{0,252}{0,541} = 0,641 \quad (8)$$

O cálculo do coeficiente de *performance* da máquina de Carnot é mostrado na equação 9, com base na equação 4, é:

$$COP_{Carnot} = \frac{(273 + 19,2)}{(31,5 + 273) - (273 + 19,2)} = 23,7 \quad (9)$$

O coeficiente de *performance* de Carnot é um valor ideal, que desconsidera as irreversibilidades do sistema, não sendo um valor possível ser atingido em um ciclo real. Nota-se que o valor obtido para  $COP_{REAL}$  é muito inferior ao valor do  $COP_{CARNOT}$ , resultado das diferenças entre os ciclos reais e ideais. Também foi calculado o superaquecimento do sistema, como mostra a equação 10, usando como base a equação 1.

$$SA = 20,5 - 4,2 = 16,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10)$$

Bitzer (2005b) recomenda que o superaquecimento total na sucção do compressor esteja entre 8 a 20  $^\circ\text{C}$ , isto é, o valor obtido é adequado.

Ainda, neste ensaio, foi calculado o sub-resfriamento. Logo após a condensação, o líquido resultante é resfriado de modo a que sua temperatura seja reduzida abaixo da temperatura de saturação, chamamos isso de sub-resfriado. Consequentemente, um líquido a qualquer temperatura, abaixo da temperatura de saturação, é chamado de líquido sub-resfriado (DOSSAT, 2004). O cálculo do sub-resfriamento, realizado conforme indicou a equação 2 da fundamentação teórica, é mostrado na equação 11.

$$SR = 43,3 - 30,7 = 12,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11)$$

O resultado obtido ultrapassou o desejável que é um sub-resfriamento natural do líquido, proveniente do condensador, variando de 3 a 6  $^\circ\text{C}$  para evitar perdas de rendimento do sistema frigorífico, através da presença indesejável de *flash gás* (evaporação instantânea

do líquido) na linha de líquido, sendo assim, a ação de modulação da válvula ficará comprometida com a presença do vapor refrigerante.

A explicação para o resultado obtido é que a câmara da fonte fria estava aberta e, conseqüentemente, o ar resfriado não retorna ao evaporador para novo processo de resfriamento. Por esse motivo, o evaporador acabava absorvendo calor a uma temperatura elevada, fazendo com que o trabalho e a rejeição de calor no condensador aumentassem.

Para comparação da eficiência da 2<sup>o</sup> lei da termodinâmica, foi calculado a razão entre o  $COP_{REAL}$  e o  $COP_{CARNOT}$  e, nesse resultado, foi obtido um valor de 12% de eficiência da bancada de refrigeração.

#### 4.2 Segunda condição de ensaio

Para a segunda condição de ensaio, foram realizados os mesmos cálculos da primeira condição, entretanto foram alterados os parâmetros de funcionamento do sistema, como mostra o quadro 4:

Nessa nova condição de teste, foi alterada a velocidade do microventilador do evaporador e, com essa mudança, ocorreu a variação das temperaturas de saída do evaporador e condensador, bem como as temperaturas de saturação do sistema. A consequência desse efeito foi a diminuição da vazão de ar, que passa pelo evaporador, com o fluido refrigerante, absorvendo uma quantidade menor de calor. Os cálculos do calor absorvido ( $Q_C$ ) e do calor rejeitado ( $Q_H$ ) são mostrados nas equações 12 e 13.

$$Q_C = \dot{m}.c_p.(T_{EE} - T_{SE}) = 0,025.1,0045.(20 - 11,5) = 0,213 \text{ kW} \quad (12)$$

$$Q_H = \dot{m}.c_p.(T_{EC} - T_{SC}) = 0,071.1,0045.(31 - 23) = 0,571 \text{ kW} \quad (13)$$

Os cálculos do  $COP_{REAL}$  e o do  $COP_{CARNOT}$  são mostrados nas equações 14 e 15,

$$COP_{REAL} = \frac{0,213}{0,571 - 0,213} = 0,594 \quad (14)$$

$$COP_{Carnot} = \frac{(273 + 11,5)}{(31 + 273) - (273 + 11,5)} = 14,6 \quad (15)$$

Quadro 4 - Dados da segunda condição de ensaio

	Evaporador	Condensador	Unidade
Temperatura de entrada	20,0	23,0	°C
Temperatura de saída	11,5 ( $T_C$ )	31 ( $T_H$ )	°C
Temperatura na sucção	12,5	-	°C
Temperatura de evaporação saturada	1,4	-	°C
Temperatura na linha de líquido	-	33,3	°C
Temperatura de condensação saturada	-	39,3	°C
Velocidade do ar	0,71	1,94	m/s
Vazão volumétrica	0,021	0,062	m <sup>3</sup> /s
Tensão compressor		219	V
Corrente compressor		0,99	A
Área do trocador de calor		0,031	m <sup>2</sup>
Massa específica	1,210	1,150	kg/m <sup>3</sup>
Vazão mássica - $m$	0,025	0,071	kg/s
Constante do gás ideal ar - R		0,287	kJ/kgK
Calor específico à pressão constante do ar - $c_p$		1,0045	kJ/kgK
Pressão atmosférica		100	kPa

Fonte: Os autores (2020).

Observou-se que pelo fato de o ensaio ter sido realizado em uma nova configuração (variação da velocidade do microventilador do evaporador) levou a uma melhora no superaquecimento e no sub-resfriamento do sistema, sendo esses valores mais próximo de valores ideais, conforme relatados fundamentação teórica. Entretanto, tanto o  $COP_{REAL}$  quanto o  $COP_{CARNOT}$  tiveram seus valores reduzidos em relação à condição de teste anterior. A eficiência de 2° lei da termodinâmica ficou em 2,7%, para a primeira condição, e 4,07%, na segundo condição, demonstrando uma melhoria nesse parâmetro, que é relevante, por demonstrar o desempenho real com relação ao máximo teórico.

Embora o rendimento da bancada de refrigeração seja relativamente baixo, pode-se trabalhar em diversos fatores para elevar esse resultado. Observa-se que no ensaio, a diferença de temperatura entre a entrada e saída de ar no evaporador ficou em 3,8 °C, já no ensaio 2, essa diferença aumentou para 8,5 °C. Esse rendimento é considerado adequado, quando a diferença entre a temperatura de entrada e a temperatura de saída na unidade evaporadora se encontra, próxima a 10 °C. Quando essa diferença é menor, há um consumo maior de energia, sugerindo que haja uma configuração errada da válvula de expansão ou, até mesmo, uma certa condição errada de carga de fluido refrigerante no sistema.

## 5 Conclusões

Este trabalho teve como objetivo geral a construção de uma bancada de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, para fins didáticos, que possibilitasse a realização de testes e comparação das análises teóricas com os dados reais do ciclo, obtidos por instrumentação. Após a construção, foram realizados ensaios para coleta de dados, e calculados os coeficientes de *performance*, bem como os superaquecimento e sub-resfriamento, parâmetros importantes na operação desse ciclo e, portanto, da mesma forma no aprendizado dos futuros profissionais. Algumas conclusões do trabalho são:

- Quanto à construção da bancada, os componentes selecionados mostraram-se adequados, ficando evidenciado pelo bom funcionamento, durante os ensaios;
- Quanto aos ensaios, notou-se que o método adotado permitiu a coleta de dados suficiente para avaliar os principais parâmetros de operação;
- Quanto aos valores obtidos, através da instrumentação e os valores calculados, eles mostraram-se coerentes com os aspectos teóricos, o que é relevante do ponto de vista didático.

Com o desenvolvimento deste trabalho, é possível afirmar que os objetivos propostos foram alcançados, onde foi possível desenvolver uma bancada,

contemplado todos os aspectos de projeto e construção de um equipamento de porte educacional, que atende às necessidades propostas por uma instituição de ensino, podendo ser realizados testes de funcionamento, alterando as condições de operação do equipamento.

Como indicações de futuros trabalhos, ainda nesta bancada, sugere-se o incremento das alternativas de modos de funcionamento, permitindo maior variação dos parâmetros e visualização mais ampla de faixas de operação, por parte dos estudantes. A atuação direta por parte do operador em dispositivos, como a válvula de expansão ou ainda, em parâmetros, como a velocidade do compressor e a velocidade dos microventiladores contribuiriam para essa melhoria. Sugere-se também, avaliar a possibilidade do uso de outros fluidos refrigerantes na bancada, visando comparar os efeitos no sistema. Uma terceira sugestão para trabalhos futuros, mas não relacionada com a bancada já construída, seria construir uma nova bancada com outros tipos de ciclo de refrigeração.

#### Referências

- BITZER. **Boletim de engenharia n° 20**: definição do superaquecimento e subresfriamento. São Paulo, 2005a.
- BITZER. **Boletim de engenharia n° 21**: medição e regulação do superaquecimento e subresfriamento. São Paulo, 2005b.
- BUENO, S. **Modelagem do escoamento ao longo de evaporadores de serpentina com tubos aletados**. São Paulo: UNESP, 2004.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: McGraw - Hill, 2013.
- DOSSAT, R. J. **Manual de refrigeração**: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções. São Paulo: Hemus, 2004.
- HERMES, C. J. L. **Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos**. 2006. 297 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.
- MACHADO, S. R. **Apostila de refrigeração**. Porto Alegre: SENAI Visconde de Mauá, 2006.
- MATOS, R. S. **Apostila de refrigeração e climatização**. Curitiba: Universidade Federal do Paraná, 2009.
- MENDES, J. E. A. **Eficiência energética aplicada na indústria de bebidas em sistemas de refrigeração e ar comprimido**: estudo de casos. 2014. 141 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia, Guaratinguetá, 2014.
- SILVA, J. G. **Introdução à tecnologia da refrigeração e da climatização**. São Paulo: Artliber, 2004.
- STOECKER, W. F. **Industrial Refrigeration Handbook**. New York: McGraw Hill, 1995.
- STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Blücher, 2002.
- TASSINI, J. O. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial**: estudo de caso. 2012. 113 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012.
- VENTURINI, O. *et al.* **Eficiência energética: fundamentos e aplicações**. Campinas: Elektro/ Universidade Federal de Itajubá: Excen: Fupai, 2012. 315 p. Disponível em: [https://www.elektro.com.br/Media/Default/DocGalleries/Eficientização Energética/Livro\\_Eficiencia\\_Ene](https://www.elektro.com.br/Media/Default/DocGalleries/Eficientização_Energética/Livro_Eficiencia_Ene). Acesso em: 28 fev. 2019.

