



## DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ANÁLISE DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Lucas Patel <sup>1</sup>

Luan de Campos Corrêa <sup>2</sup>

Richard de Medeiros Castro <sup>3</sup>

Fabio Peruch <sup>4</sup>

Douglas de Medeiros Deolindo <sup>5</sup>

**Resumo:** Os sistemas de refrigeração são dispositivos essenciais na vida das pessoas, tanto para o conforto térmico, processamento e conservação de alimentos, processos químicos e industriais, entre outros. Este trabalho tem por finalidade desenvolver uma bancada didática que exemplifica um ciclo de refrigeração por compressão de vapor para a Faculdade SATC com o intuito de conciliar teoria e prática. Para a construção da bancada utilizou-se um compressor alternativo do tipo pistão, por ser compacto e de uso comum em sistemas de refrigeração comercial e doméstico, dois trocadores de calor um para fazer às trocas térmicas a alta temperatura e outro a baixa temperatura. Como dispositivo de expansão do fluido de trabalho optou-se pelo tubo capilar e por uma válvula de agulha ambos na entrada do evaporador trabalhando em paralelo, já o fluido de trabalho escolhido conforme os parâmetros do compressor foi o R22. A bancada foi instrumentada para os devidos ensaios de validação com oito medidores mecânicos de pressão (manômetros convencionais) e com oito sensores de temperatura que foram conectados a uma placa de aquisição de sinal, e por fim o sinal foi tratado no *software* LabVIEW. Através das medições realizadas, é possível calcular valores importantes referentes ao ciclo, como capacidade de refrigeração e coeficiente de desempenho. Para comparar os resultados obtidos experimentalmente nos ensaios, foi utilizado o *software* EES.

**Palavras-chave:** Bancada didática. Ciclo de refrigeração.

### 1 INTRODUÇÃO

Teoria e prática se completam, quando esta ideologia não é respeitada a teoria torna-se monótona e a prática obsoleta, pois não há um complemento entre o processo ensinar e aprender (FREIRE, 1996). Nas instituições de nível superior é comum o uso de bancadas e equipamentos didáticos que possam articular teoria e

---

<sup>1</sup> Graduando em Engenharia Mecânica UniSATC. E-mail: lucas\_patel@hotmail.com

<sup>2</sup> Prof. UniSATC. E-mail: luan.correa@satc.edu.br

<sup>3</sup> Prof. UniSATC. E-mail: richard.castro@satc.edu.br

<sup>4</sup> Prof. UniSATC. E-mail: fabio.peruch@satc.edu.br

<sup>5</sup> Prof. UniSATC. E-mail: douglas.deolindo@satc.edu.br



prática. Estes dispositivos são de fundamental importância no ambiente acadêmico, pois com a prática o aluno tem a possibilidade de construir seu próprio conhecimento de uma forma mais concisa e coerente.

Os sistemas de refrigeração são dispositivos essenciais na vida das pessoas, tanto no setor industrial quanto no doméstico, são aplicados nos mais variados setores, desde o conforto térmico até o armazenamento de condimentos que necessitam de temperatura controlada. De acordo com Corrêa (2013), naturalmente existe uma tendência da energia térmica fluir de uma fonte quente para uma fonte fria em busca do equilíbrio térmico, logo para que a transferência de calor ocorra no sentido contrário é necessário a utilização de um ciclo de refrigeração, neste ciclo o fluido de trabalho é comprimido pelo compressor que por sua vez adiciona energia ao ciclo termodinâmico, sendo que o mesmo é alimentado por uma tensão elétrica.

Com a finalidade de construir uma ponte de ligação entre o conhecimento teórico e prático, avaliou-se a necessidade de existir nos laboratórios da faculdade SATC uma bancada de refrigeração didática, de modo que os alunos do curso de Engenharia Mecânica possam utilizá-la como uma extensão do ensino ministrado teoricamente em sala de aula. Com isso espera-se que o aluno compreenda os ciclos termodinâmicos e os processos envolvidos em uma bancada de refrigeração, bem como se familiarizem com os componentes básicos que compõem um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

De maneira geral algumas instituições acadêmicas optam por desenvolver seus próprios equipamentos. Visto que na faculdade SATC a disciplina de refrigeração e a disciplina de termodinâmica não dispõem desse recurso como complemento de estudo teórico realizado em sala de aula, optou-se por desenvolver neste trabalho o projeto de uma bancada de refrigeração didática e instrumentá-la para que o aluno compare o ciclo de refrigeração real com o teórico mediante a análise de dados extraídos da bancada em regime permanente. O equipamento será objeto de estudo e implementos posteriores a fim de se obter uma melhor compreensão dos sistemas de refrigeração, bem como estimular a pesquisa acadêmica sobre os processos termo físicos que ocorrem durante o ciclo de refrigeração em regime permanente.



## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste tópico será abordada a fundamentação teórica necessária para a compreensão dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor, bem como a abordagem de componentes básicos necessários para o seu funcionamento.

### 2.1 REFRIGERAÇÃO

Conforme Stoecker e Jabardo (2002), refrigeração é a capacidade de retirar calor de uma fonte de baixa temperatura e transferir este calor para uma região de temperatura mais alta, de modo que este processo só é possível mediante a adição de trabalho em dispositivos especiais, tais dispositivos são os refrigeradores.

Os sistemas de refrigeração também podem ser definidos como um processo no qual o fluido refrigerante percorre um circuito continuamente, mudando de estado físico durante o processo, onde o mesmo absorve calor quando evapora e rejeita o calor ao condensar (CRESTANI; VALLÉRIUS, 2013).

Já Hewitt (2002) descreve que, o calor jamais fluirá por si próprio do corpo mais frio para o mais quente, o que reforça a ideia de que é necessária a adição de trabalho no sistema para que o calor flua do corpo frio para o corpo quente.

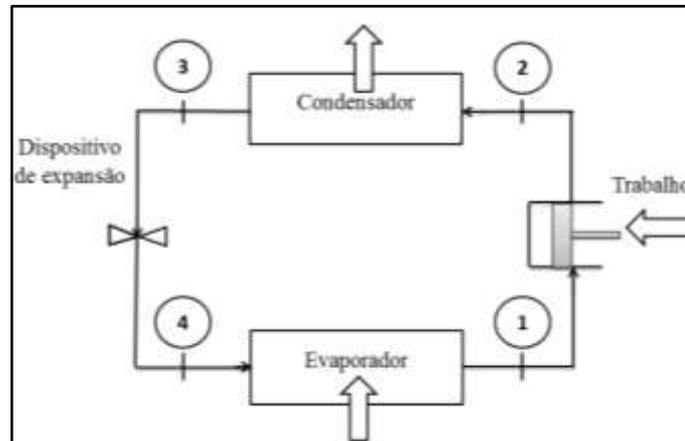
Semelhantemente, Wylen e Sonntag (2013) definem um sistema de refrigeração como um circuito no qual um fluido refrigerante circula mudando de fase quando ocorre a transferência de calor para o ambiente.

### 2.2 CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR

Uma das principais dificuldades de realizar na prática o ciclo de refrigeração de Carnot é o fato do fluido refrigerante ser comprimido no estado de mistura. Conseqüentemente, a presença de líquido no vapor pode danificar o compressor, logo a solução seria evaporar o fluido refrigerante por completo para que na entrada do compressor exista apenas vapor. Outra questão seria a inviabilidade de realizar trabalho com a expansão de líquido na saída do trocador de calor a alta temperatura, assim sendo substituí-se o motor térmico por uma válvula expansão ou tubo capilar para estrangular o fluido refrigerante. Outro aspecto é a utilização de evaporadores e

condensadores para trocar calor com as fontes térmicas, dispositivos estes que estão representados na Fig.1 (Stoecker, Jones, 1985; Wylen, Sonntag, 2013; Costa, 1982).

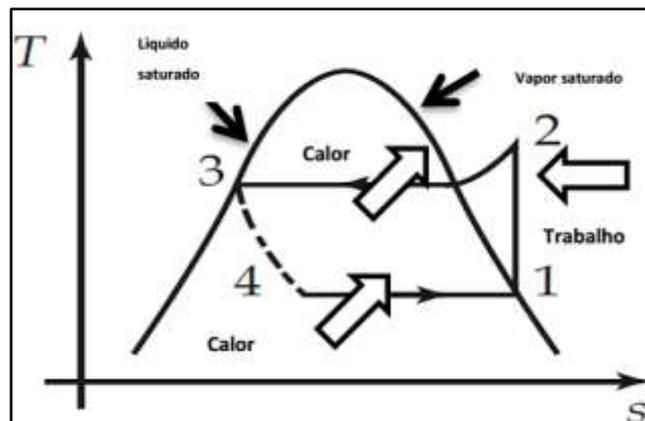
Figura 1: Ciclo teórico ideal de refrigeração.



Fonte: adaptada de Wylen e Sonntag (2013).

Com as devidas modificações, tem-se o ciclo de refrigeração teórico ideal que é utilizado para desenvolver projetos de refrigeradores e bombas de calor, a Fig.2 mostra o ciclo de refrigeração por compressão de vapor plotado no diagrama de Mollier, sendo que os processos inerentes ao ciclo estão descritos abaixo (Silva, 2005).

Figura 2: Diagrama teórico ideal (T-S) do ciclo de refrigeração.



Fonte: adaptada de Wylen e Sonntag (2013).

1-2: compressão isentrópica de vapor saturado para vapor superaquecido  
2-3: calor rejeitado a pressão constante com mudança de fase, passando de vapor superaquecido para líquido saturado.



3-4: expansão adiabática do fluido refrigerante com mudança de fase, passando de líquido saturado para mistura.

4-1: absorção de calor a pressão constante com evaporação do fluido refrigerante.

### 2.3 DESCRIÇÕES MATEMÁTICAS DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

No dimensionamento de ciclos ideais e reais de refrigeração por compressão de vapor é necessário à aplicação direta dos conceitos da primeira e segunda lei da termodinâmica para quantificar a energia em cada processo, pois de acordo com Silva (2005) o ciclo real tem seu comportamento igual ao teórico, se diferindo apenas pela questão do desempenho no qual o ciclo real possui um rendimento menor que o teórico.

Partindo da equação da primeira lei da termodinâmica para volumes de controle em regime permanente representada pela Eq. (1), (WYLEN; SONNTAG, 2013):

$$q + h_e + \frac{V_e t_e^2}{2} + gZ_e = h_s + \frac{V_e t_s^2}{2} + gZ_s + w \text{ [kJ/kg]} \quad (1)$$

Onde:

$q$  [kJ/kg]: taxa de transferência de calor na forma de energia;

$w$  [kJ/kg]: taxa de transferência de energia na forma de trabalho;

$h$  [kJ/kg]: entalpia;

$V$  [m/s]: velocidade;

$g$  [m/s<sup>2</sup>]: aceleração da gravidade;

$Z$  [m]: altura de referência.

Considerando que a variação da energia potencial e da energia cinética podem ser desprezadas quando comparadas com as outras parcelas da Eq. (1), tem-se a Eq. (2).

$$q + h_e = h_s + w \text{ [kJ/kg]} \quad (2)$$



**2.3.1 Capacidade de refrigeração:** parcela de energia na forma de calor retirada do ambiente refrigerado que pode ser expressa pela Eq. (3), sendo que esta é a principal razão de existir o ciclo de refrigeração (STOECKER; JABARDO, 2002).

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_4 - h_1) \text{ [kW]} \quad (3)$$

onde:

$\dot{Q}_L$  [kW]: capacidade de refrigeração;

$h_4$  [kJ/kg]: entalpia na entrada do evaporador;

$h_1$  [kJ/kg]: entalpia na saída do evaporador;

$\dot{m}$  [kg/s]: vazão mássica do fluido refrigerante.

**2.3.2 Potência motora:** trabalho mecânico fornecido ao ciclo pelo compressor de vapor que pode ser expresso pela Eq. (4), (Wylen, Sonntag, 2013).

$$\dot{W}_C = \dot{m}(h_2 - h_1) \text{ [kW]} \quad (4)$$

onde:

$\dot{W}_C$  [kW]: trabalho solicitado pelo ciclo de refrigeração ao compressor;

$h_2$  [kJ/kg]: entalpia de vapor na entrada do compressor;

$h_1$  [kJ/kg]: entalpia de vapor superaquecido na saída do compressor;

$\dot{m}$  [kg/s]: vazão mássica do fluido refrigerante.

**2.3.2 Coeficiente de desempenho (COP):** o COP mede a eficiência do ciclo de refrigeração, matematicamente pode ser expresso pela Eq. (5), (Silva, 2005).

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_C} \text{ [---]} \quad (5)$$



## 2.4 DISPOSITIVO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Para que um sistema de refrigeração exista fisicamente é necessária a junção de vários componentes, neste tópico serão apresentados os principais dispositivos que compõem um ciclo de refrigeração por compressão de vapor (STOECKER; JABARDO, 2002).

## 2.5 COMPRESSOR

O compressor é o dispositivo responsável por aumentar o diferencial de pressão entre o evaporador e o condensador. Os modelos do tipo pistão são amplamente utilizados em sistemas de refrigeração da linha doméstica e automotiva, portanto o mesmo também é objeto de estudo deste trabalho (YANG; DONG; QU, 2017; STOECKER; JABARDO, 2002).

## 2.6 EVAPORADOR

Dispositivo responsável pela troca de calor entre o fluido de trabalho e o ar do ambiente refrigerado. Em seu interior o fluido refrigerante a baixa pressão entra como mistura decorrente da expansão na válvula estrangulamento e sai na forma de vapor saturado após fazer a troca térmica com o espaço refrigerado (LUFT, 2014; AYUB et al.,2017).

## 2.7 VÁLVULA DE EXPANSÃO E TUBO CAPILAR

A válvula de expansão e o tubo capilar possuem a mesma finalidade e são responsáveis pela diminuição da pressão do fluido refrigerante, também servem para limitar o fluxo de massa na entrada do evaporador. Os dois dispositivos se diferem apenas por questões construtivas sendo que as válvulas possuem ajustes feitos através do movimento de uma agulha que pode ser manual elétrico ou mecânico; já o tubo capilar apresenta uma área de secção constante em um pequeno diâmetro que transfere o fluido de trabalho do condensador para o evaporador, são utilizados em larga escala normalmente em sistemas de refrigeração de pequeno porte, suas dimensões variam entre 0,5 e 2,0 milímetros no diâmetro, e de 1 a 6 metros no



comprimento, normalmente são fabricados de cobre ou ligas de latão (SILVA, 2005; LUFT, 2014; STOECKER; JONES, 1985; COSTA, 1982).

## 2.8 CONDENSADOR

O condensador é um componente responsável por dissipar o calor retirado do espaço refrigerado e o calor proveniente da compressão. Por se tratar de um componente que está ligado na saída do compressor, o condensador deve suportar pressões elevadas uma vez que, nos ciclos de refrigeração por compressão de vapor, o fluido refrigerante entra em seu interior no estado de vapor superaquecido e se condensa ao trocar calor com o meio externo. Conseqüentemente, em sua saída haverá líquido comprimido à pressão constante que flui em direção da válvula de expansão ou tubo capilar e dá início ao novo ciclo (SILVA, 2005; LUFT, 2014; STOECKER, JONES, 1985; STOECKER; JABARDO, 2002; ALEGRIAS, FILHO, MENDONÇA, 2010).

## 2.9 FLUÍDO REFRIGERANTE

De acordo com Crestani e Vallérius (2013), o fluido refrigerante é uma substância responsável pelo transporte do calor da fonte fria para a fonte quente através das mudanças de fase que ele sofre ao longo do ciclo. De acordo com Stoecker e Jabardo (2002), um fluido refrigerante ideal deve apresentar as seguintes propriedades:

- Suportar as pressões de trabalho exercidas pelo ciclo termodinâmico;
- Não causar danos ambientais;
- Compatibilidade entre o refrigerante e óleo lubrificante do compressor;
- Ser compatível com os materiais que constituem os componentes do ciclo.

## 3 PROCEDIMENTO METODOLÓGICO

Neste tópico serão apresentados os materiais e os componentes utilizados para o desenvolvimento e construção da bancada. Posteriormente, serão realizados ensaios na bancada e seus dados termodinâmicos serão comparados com o ciclo



teórico, modelado com o auxílio do programa EES, a partir dos dados dos componentes utilizados.

### 3.1 COMPONENTES

Na Tab. 1 estão descritos os principais componentes estruturais para a construção da bancada de refrigeração.

Tabela 1: Componentes da bancada de refrigeração.

Quantidade	Componente	Fabricante
1	Compressor hermético	Tecumseh
1	Evaporador	Consul
1	Condensador	Consul
1	Válvula de expansão com ajuste 3/8	Santi
4	Medidores de baixa pressão	Ecotools
8	Medidores de temperatura LM35	*
1	Placa aquisição de Dados	Arduino
1	Botão on/off	Margirius
1	Tubos de cobre 3/8	Eluma
2	Perfil quadrado 30x30x1,55 SAE 1020	*
1	fluido refrigerante R22	EOS
1	Ventilador	*
4	Medidores de alta pressão	Ecotools
3	Válvula registro	Danfoss
1	Tubo Capilar	*



## 3.2 DADOS TÉCNICOS DOS PRINCIPAIS COMPONENTES

### 3.2.1 Compressor

Utilizou-se um compressor alternativo do tipo pistão, por ser compacto e de uso comum em sistemas de refrigeração comercial e doméstico. Os dados de desempenho compressor estão descritos na Tab.2, conseqüentemente, estes dados servem de base para analisar os resultados finais da bancada e conhecer o limite máximo da capacidade de trabalho compressor e da capacidade de frigorífica da mesma.

Tabela 2: Dados de teste do compressor.

Fabricante	Tecumseh	
Modelo do Compressor	AE5470ES	
Tensão/ Frequência	220V	60HZ
Fluido Refrigerante	R22	
Capacidade de Refrigeração	W	2051
Potência motora	W	903
COP	W/W	2,27
Temperatura do Evaporador	°C	7,2
Temperatura do Condensador	°C	54

### 3.2.2 Unidade Evaporadora

A unidade evaporadora escolhida trata-se de um modelo comercial e compacto no qual o fluido de trabalho troca calor com o ar, além de possuir características físicas compatíveis e ideais para esta proposta de trabalho, conforme descrito na Tab.3.



Tabela 3: Dados do evaporador.

Fabricante	Modelo	Fluido	Pressão	Altura	Largura	Comprimento	Diâmetro
Consul	BCG07A	R22	16 bar	280 mm	260 mm	60 mm	9,5 mm

### 3.2.3 Unidade Condensadora

O condensador usado construtivamente é feito de uma tubulação de cobre aletada por onde percorre o fluido refrigerante em alta pressão, e troca calor com o ambiente, assim sendo, as principais características do condensador estão descritas na Tab.4.

Tabela 4: Dados do condensador.

Fabricante	Modelo	Fluido	Pressão	Altura	Largura	Comprimento	Diâmetro
Consul	CC307BB	R22	16 bar	280 mm	400 mm	40 mm	8,0 mm

### 3.2.4 Válvula de agulha

Para fazer o controle manual do fluxo mássico de fluido refrigerante na entrada do evaporador foi selecionada uma válvula do tipo agulha, por possuir características físicas para tal fim, de modo que este tipo de válvula é capaz de controlar de maneira eficaz a taxa de fluxo em altas pressões. Na Tab.5 estão descritos os dados relevantes sobre o regime de trabalho e suas dimensões informadas pelo fabricante.

Tabela 5: Dados da válvula de controle.

Fabricante	Modelo da válvula	Tipo de fluido	Tipo de rosca	Tipo de controle
Santi	015 Angular	Líquido/Vapor	3/8' NPT Macho	Manual



### 3.3. INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO

#### 3.3.1 Medidores de pressão

Os medidores de pressão utilizados são da linha específica para sistemas de refrigeração conforme a Tab.6. Foram selecionados dois modelos distintos, um para medir as pressões da linha de alta pressão do ciclo e outro para medir as pressões da linha de baixa pressão.

Tabela 6: Dados técnicos dos medidores de pressão.

Fabricante	Medidor de alta	Medidor de baixa	Conexão
Ecotools	Pressão máx. 34 bar	Pressão máx. 8 bar	Macho 1/8' NPT

#### 3.3.2 Medidores de temperatura

Preferiram-se medidores de temperatura do tipo LM35 como o descrito na Tab.7, principalmente por serem de baixo custo e por apresentar precisão compatível com a necessidade atual de validação da bancada. Posteriormente, os mesmos foram conectados a uma placa de aquisição de sinal, e por fim o sinal foi tratado no software LabVIEW.

Tabela 7: Dados técnicos dos medidores de temperatura.

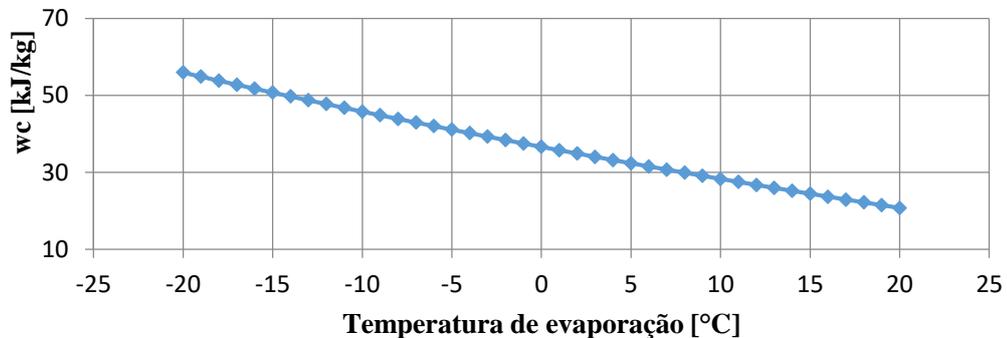
Tensão de operação	Escala	Fator de escala	Faixa de medição	Precisão
4-30VDC	°C	10 mV /°C	-55 °C a 150 °C	0,5 °C

### 3.4 GRÁFICOS DE DESEMPENHO DO COMPRESSOR

Através do auxílio do software EES, e aplicando a Eq. 3, mediante aos dados de ensaio do compressor apresentados na Tab.2, obteve-se um fluxo mássico teórico de aproximadamente 53,3 kg/h para o dimensionamento do capilar, em função da temperatura de evaporação do R22, admitindo que o fluido de trabalho deixe o evaporador na região de saturação a uma temperatura de 7,2 °C. Da mesma maneira,

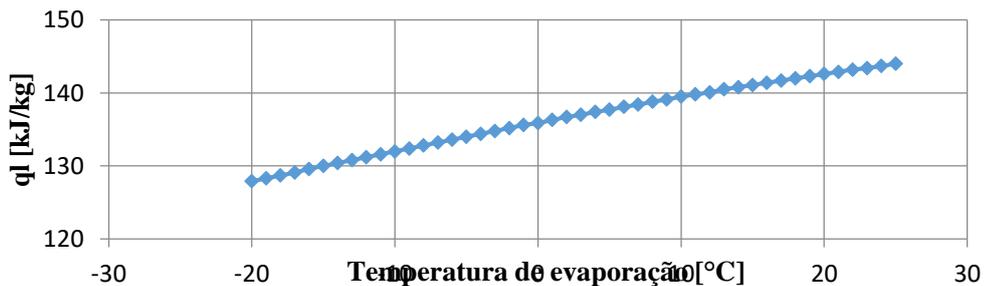
aplicando a Eq.3 determinou-se a faixa de trabalho específico do compressor em função da variação da temperatura de evaporação, considerando uma expansão isentrópica e desconsiderando o rendimento mecânico e volumétrico conforme a Fig. 3. A Fig. 4 representa o intervalo onde se encontrará a capacidade de refrigeração específica em função da temperatura de evaporação da bancada, após a mesma ser concluída. Por fim, foi determinado o coeficiente de desempenho teórico da bancada conforme a Fig. 5, desprezando os rendimentos do ciclo de refrigeração e do compressor, igualmente variando a temperatura de evaporação.

Figura 3: Trabalho específico teórico do compressor (Tab.2) simulado no EES.



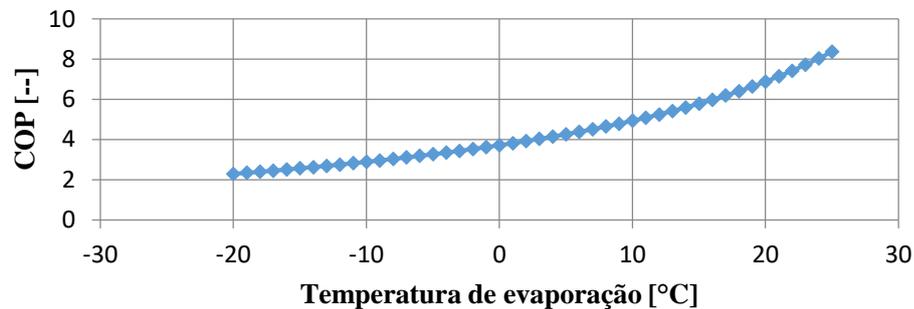
Fonte: do autor.

Figura 4: Capacidade de refrigeração específica e teórica do compressor.



Fonte: do autor.

Figura 5: Coeficiente de desempenho em função da temperatura de evaporação para um ciclo ideal em função dos dados da Tab.2 obtidos no EES.



Fonte: do autor.

### 3.5 DIMENSIONAMENTO DO TUBO CAPILAR

Conforme o cálculo teórico da vazão mássica, utilizando a rotina computacional criada no EES conforme a Fig.6, e utilizando as funções específicas do software para tal fim, obteve-se um gráfico para selecionar o comprimento do capilar, sem considerar o filtro secador na entrada do tubo que também gera perda de carga. Assim sendo, em função vazão mássica desejada e admitindo um diâmetro fixo e comercial de 1,25 mm, obteve-se um comprimento de aproximadamente 0,36 m, representado graficamente pela Fig.7.

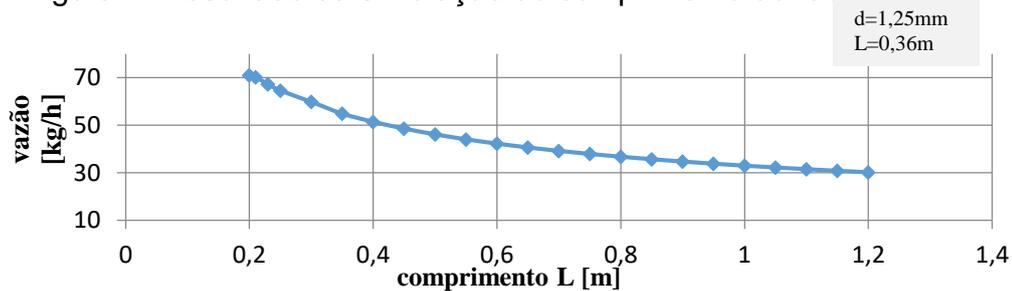
Figura 6: Rotina computacional criada no EES para selecionar o tubo capilar.

```
"Capillary tube (adiabatic)"
P_in=pressure(R$,T=T[3];x=0)
h_in=enthalpy(R$,T=T[3];x=0)
d=0,00125
L=0,23
Call captube1_cl(R$, d; L; P_in; h_in : m_dot)

"pressure at the capillary tube inlet (kPa)"
"specific enthalpy at the capillary tube inlet (kJ/kg)"
"inner diameter of the capillary tube (m)"
"length of the capillary tube (m)"
```

Fonte: do autor.

Figura 7: Resultado da simulação do comprimento do tubo capilar



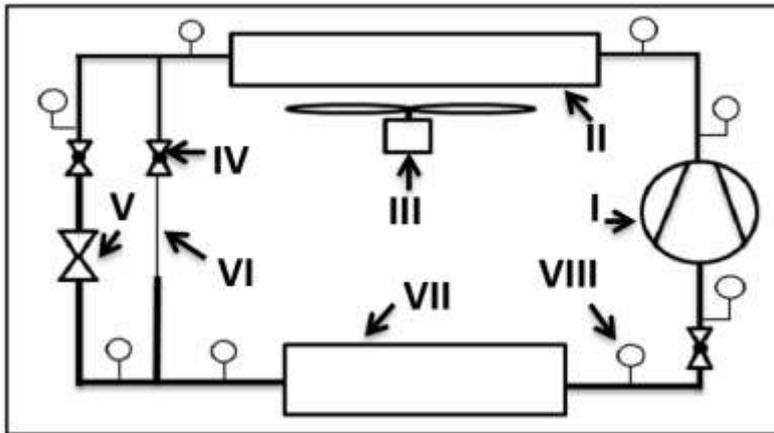
Fonte: do autor.

### 3.6 MONTAGEM DA BANCADA

Na concepção da bancada, optou por permitir duas possibilidades para realizar a expansão do fluido refrigerante entre o condensador e o evaporador: na primeira configuração a expansão é realizada por uma válvula agulha do tipo angular conforme a tab. 5; na segunda, o R22 flui por um tubo capilar, selecionado conforme a Fig.9. Para selecionar qual percurso o fluido refrigerante irá percorrer, foi posicionada uma válvula do tipo globo da marca Danffos na entrada de cada circuito de controle. Mediante essas possibilidades, pode-se variar o título da mistura na entrada do evaporador e, posteriormente, variar a capacidade de refrigeração do espaço refrigerado.

Em relação a instrumentação, foram utilizados medidores mecânicos de pressão e sensores de temperatura na entrada e na saída de cada componente principal da bancada (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador) conforme a Fig. 9. Através dessas medições, pode-se extrair propriedades termodinâmicas do fluido, permitindo calcular as características do ciclo de refrigeração.

Figura 8: Planta Esquemática do projeto da bancada



- I - compressor;
- II - condensador;
- III - ventilador;
- IV - válvula de bloqueio;
- V - válvula agulha;
- VI - tubo capilar;
- VII - evaporador;
- VIII - medidor de pressão.

Fonte: do autor.

### 3.6.1 Etapa 1 – Fabricação da mesa

Utilizando os perfis descritos na Tab.2, foi construída uma mesa com 1 m de altura, 1,1 m de comprimento e 0,56 m de profundidade. Estas dimensões foram adotadas em função do tamanho de cada componente descrito na Tab.1, de modo que possibilita com facilidade as manutenções posteriores nos tubos e nas conexões.

### 3.6.2 Etapa 2 – Fixação dos Componentes

Após a conclusão da etapa 1, os componentes descritos na Tab.1 foram cuidadosamente alocados e fixados na mesa através de suportes fabricados em aço e presos por parafusos de fixação.

### 3.6.3 Etapa 3 – Conexão dos Tubos

Nesta etapa foram feitas as conexões dos tubos de cobre de 3/8" e de 1/4" por onde percorre o fluido refrigerante entre o condensador, o evaporador e o compressor. Nesta fase também foram fixadas as válvulas e os manômetros descritos na Tab.1, conforme a orientação de projeto da Fig.8.

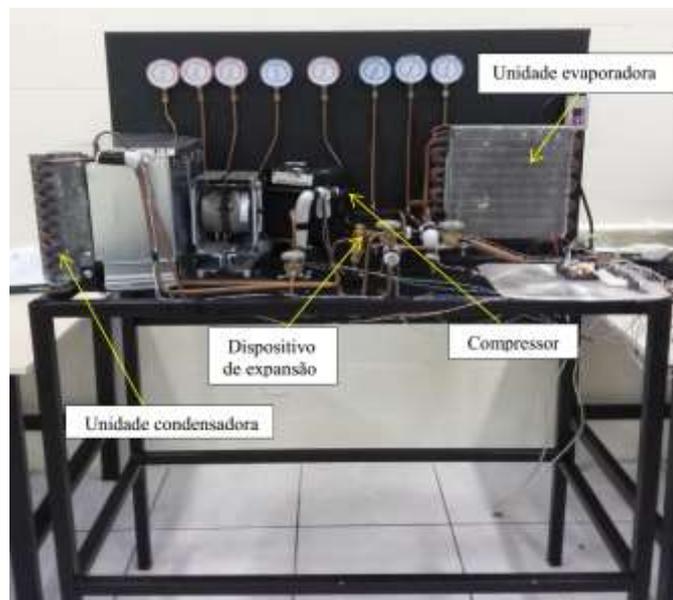
### 3.6.4 Etapa 4 – Instalação Elétrica da Ventoinha do Condensador e do Compressor

Com a parte estrutural montada, foi realizada a instalação elétrica do circuito de potência da bancada, sendo que tanto a ventoinha quanto o compressor trabalham com uma tensão de 220 V. Visando a segurança dos usuários e o correto funcionamento da bancada, realizou-se o aterramento da estrutura. Também nesta etapa, foram fixados os sensores descritos na Tab.7 para realizar as devidas medições das grandezas para validar o funcionamento da bancada.

### 3.6.5 Etapa 5 – Carga de Fluido Refrigerante

Por fim, foi feita uma inspeção inicial com ar comprimido dentro do circuito para verificação de possíveis vazamentos. Após a verificação, foi adicionado ao circuito o fluido de trabalho do tipo R22, pois conforme os dados do fabricante do compressor, o mesmo foi projetado para trabalhar com este tipo específico de fluido.

Figura 9: Bancada de refrigeração didática concluída.



Fonte: do autor.



#### 4 RESULTADOS E ANÁLISES

Após o encerramento das atividades de execução do projeto da bancada, realizaram-se testes práticos para verificar o seu correto funcionamento. Adotaram-se como procedimento de teste os parâmetros apresentados na Tab. 8, para uma temperatura ambiente de aproximadamente 20°C, visando em cada teste a estabilização dos valores da pressão e da temperatura do circuito, de forma que fossem computados os valores apenas quando a bancada estivesse no estado de regime permanente.

Tabela 8: Parâmetros de ensaio para uma temperatura ambiente de 20°C.

Ensaio 1	Fluido R22 escoando apenas pela válvula agulha com meia volta de abertura
Ensaio 2	Fluido R22 escoando apenas pela válvula agulha com $\frac{3}{4}$ de volta de abertura
Ensaio 3	Fluido R22 escoando apenas pelo tubo capilar

Após cada ensaio experimental, obtiveram-se os valores de pressão e temperatura para cada ponto de medição conforme demonstrado na Tab. 9.

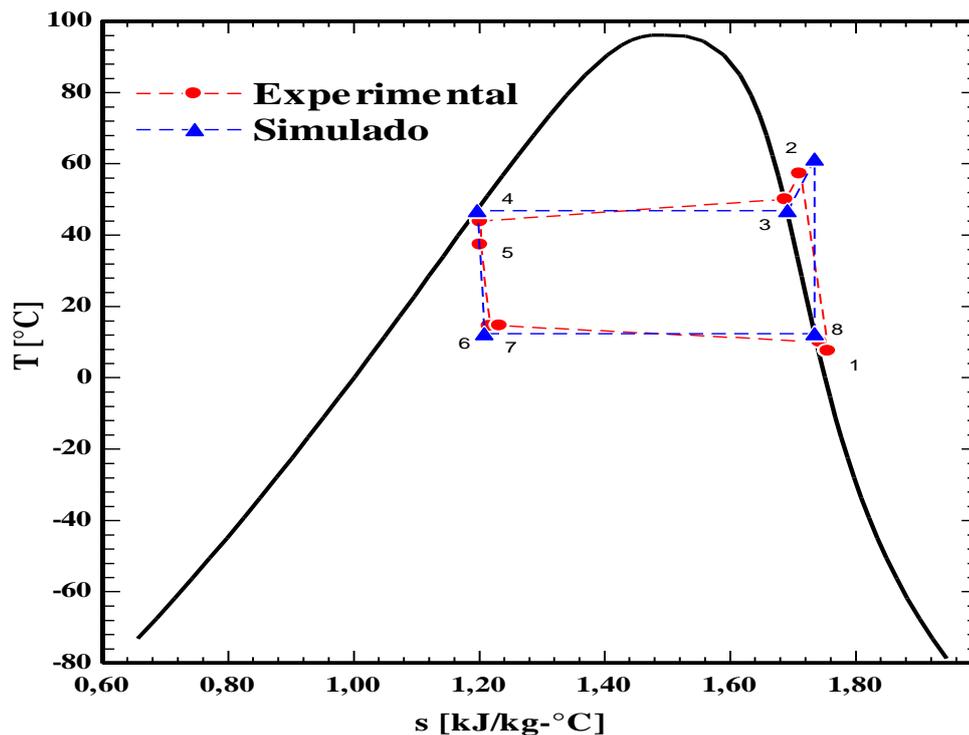
Tabela 9: Resultado das medições para cada ensaio na bancada de refrigeração.

Ensaio 1				Ensaio 2				Ensaio 3			
Pressão (kPa)		Temperatura (°C)		Pressão (kPa)		Temperatura (°C)		Pressão (kPa)		Temperatura (°C)	
P1	555	T1	7,5	P1	750	T1	14,2	P1	240	T1	-11,2
P2	1920	T2	57,3	P2	1950	T2	55,8	P2	1840	T2	53,4
P3	1920	T3	50,1	P3	1920	T3	51,2	P3	1840	T3	52,2
P4	1880	T4	43,75	P4	1920	T4	44,1	P4	1830	T4	50,1
P5	1880	T5	37,36	P5	1920	T5	37,8	P5	1880	T5	37,5
P6	700	T6	14,5	P6	1020	T6	20,9	P6	260	T6	-9,3
P7	660	T7	14,67	P7	980	T7	23,1	P7	270	T7	-8,4
P8	650	T8	10,1	P8	950	T8	23,3	P8	270	T8	-7,9

Após realizarem-se as medições, os valores numéricos descritos na Tab. 9 foram inseridos no software EES, para gerar os gráficos do comportamento termodinâmico da bancada, para os três parâmetros escolhidos. Para calcular os gráficos simulados, de caráter comparativo, optou-se pela utilização dos valores médios das temperaturas, obtidas no ensaio experimental para cada trocador de calor, e utilizaram-se como parâmetros de modelamento uma compressão isentrópica e uma expansão isentálpica no dispositivo de expansão, para cada ensaio.

Já o diagrama de Mollier foi escolhido para representar as análises gráficas da comparação entre o ciclo experimental e o teórico, por se tratar de um diagrama de fácil compreensão dos processos termodinâmicos. Assim sendo os resultados gráficos de cada ensaio estão representados nas figuras de 10 a 12.

Figura 10: Resultado do ensaio da bancada para o ensaio 1.



Fonte: do autor.

Percebe-se na Fig. 10 que há um afastamento do ciclo experimental para o simulado, principalmente na região de compressão do sistema, que abrange os pontos de (1) a (2), nesta região observa-se que o compressor comprimiu o fluido de trabalho muito próximo da zona de saturação o que pode acarretar, a sucção de líquido na entrada do compressor. Nos pontos de (8) a (1) verifica-se uma queda de

pressão na entrada do compressor em virtude da perda de carga gerada por uma válvula de bloqueio na sucção.

Nota-se também que para este ensaio que o valor da temperatura medida na saída do compressor ficou abaixo do teórico, este fato se deve a troca térmica entre fluido de trabalho e a estrutura do motor, que se encontra em uma temperatura próxima a de 7,5 °C para este ensaio, o que acaba por influenciar na precisão do cálculo do trabalho específico do compressor. Na Tab. 10 estão descritos os resultados do ensaio (1).

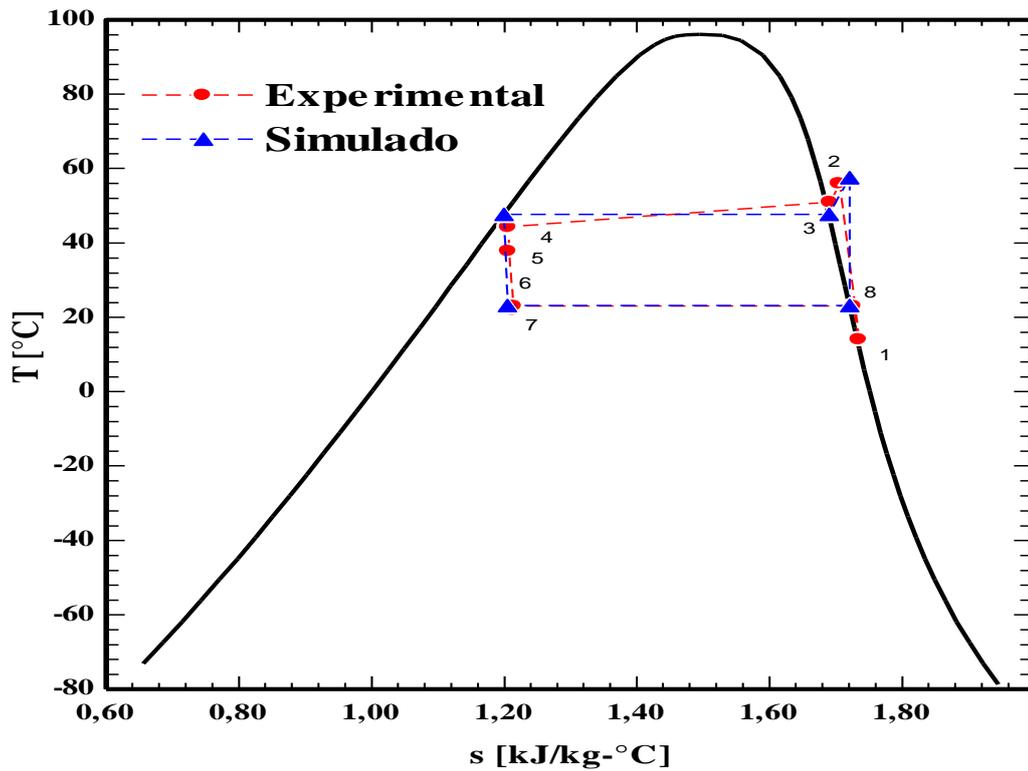
Tabela 10: Resultados numéricos para o ensaio (1).

	$COP$ Adimensional	$\dot{Q}_L$ (kJ/kg)	$\dot{W}_C$ (kJ/kg)
Simulado	6,74	150,2	22,3
Experimental	8,7	142,2	16,37

Verifica-se também nos pontos 4 e 5, que na entrada do dispositivo de expansão não há líquido comprimido, e sim uma região de mistura muito próximo a zona de saturação de líquido saturado, justificando o afastamento da capacidade de refrigeração quando se compara o ciclo experimental com o simulado.

De maneira similar a Fig. 10, na Fig. 11 tem-se um afastamento entre o ciclo simulado e ciclo experimental, de modo que o ciclo experimental apresenta graficamente uma capacidade de refrigeração menor que a simulada devido as perdas ao longo do sistema. Observa-se também que apesar de variar a abertura da válvula de agulha e conseqüentemente a temperatura de evaporação, temos certa simetria entre os ciclos experimentais das figuras 10 e 11, isto se deve ao fato da bancada ter um comportamento específico que independe dos parâmetros de simulação, percebemos também uma diminuição da pressão entre os pontos (8) e (1) devido a perda de carga e conseqüentemente uma diminuição na temperatura para o ponto (1). Para este ensaio também foram calculadas as grandezas inerentes ao ciclo conforme a Tab. 11.

Figura 11: Resultado do ensaio da bancada para o ensaio 2.



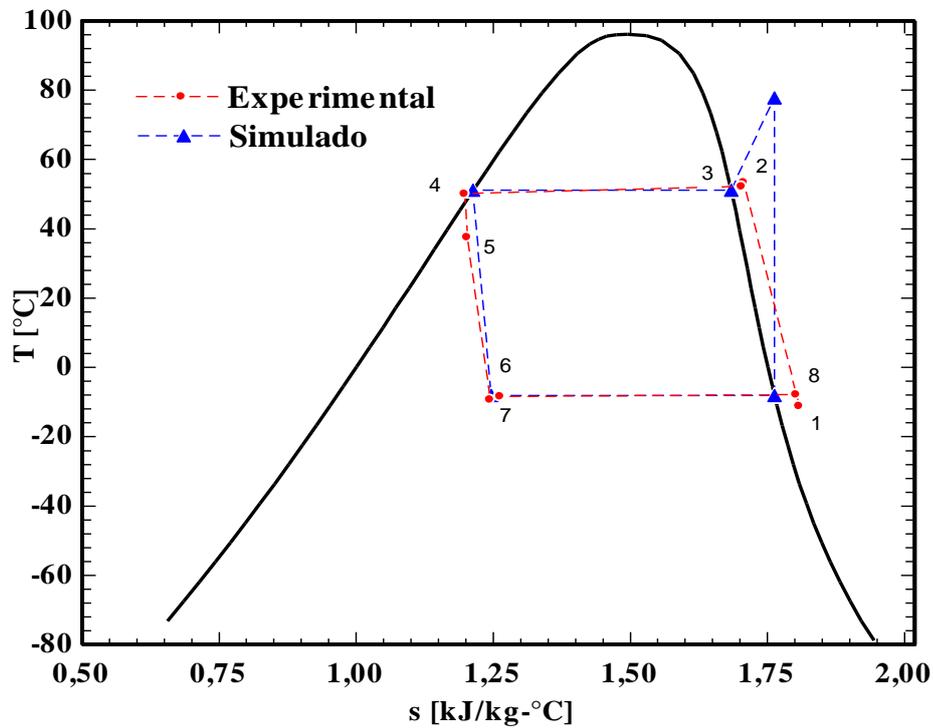
Fonte: do autor.

Tabela 11: Resultados numéricos para simulação do ensaio (2).

	$COP$ Adimensional	$\dot{Q}_L$ (kJ/kg)	$\dot{W}_C$ (kJ/kg)
Simulado	10,25	152,4	14,87
Experimental	11,24	150,4	13,38

Na Fig. 12 diferente do esperado, verifica-se que a temperatura no ponto (2) que se refere à saída do compressor se desviou acentuadamente da simulada, este comportamento está ligado a dois fatores predominantes para este ensaio, o primeiro seria o fato do sensor de temperatura estar medindo pela parte externa da tubulação, e este fator se aplica aos ensaios anteriores, porém com menor intensidade, ou seja, o valor da temperatura medido pelo sensor (2) não esta sendo realizado em contato direto com o vapor, na saída do compressor, e sim na parte externa do tubo conseqüentemente temos influência de trocas térmicas indesejadas com a própria estrutura do compressor.

Figura 12: Resultado do ensaio (3), com fluido R22 escoando apenas pelo tubo capilar.



Fonte: do autor.

Ainda na Fig. 12, observa-se que a capacidade de refrigeração experimental conforme o esperado é menor que a simulada, devido as perdas de carga no escoamento do fluido refrigerante dentro dos tubos, assim sendo os dados numéricos do terceiro ensaio estão descritos na Tab. 12.

Tabela 12: Resultados numéricos para simulação do ensaio 3.

	$COP$ Adimensional	$\dot{Q}_L$ (kJ/kg)	$\dot{W}_C$ (kJ/kg)
Simulado	3,24	136,8	42,3
Experimental	7,18	135,2	18,8

Continuando na Fig. 12 verifica-se que quando o tubo capilar foi selecionado teoricamente, estipulava-se que a temperatura de evaporação do fluido refrigerante ficasse em torno de 7,2°C, porém percebe-se uma temperatura de evaporação ficou em média próxima de -8,5 °C para o ensaio (3), esse fato se deve a perda de carga gerada pelo filtro secador conectado na entrada do tubo capilar, que



acabou gerando uma perda de carga adicional no circuito, diminuindo a pressão do fluido de trabalho no evaporador, e conseqüentemente diminuindo a temperatura de evaporação, logo a solução seria medir o fluxo mássico real na entrada do evaporador para verificar quanto é essa diferença.

Por fim nota-se que para os ensaios (1) e (2) não houve sub-resfriamento antes do dispositivo de expansão, porém para o terceiro ensaio houve um leve sub-resfriamento justificado pelo aumento de pressão na entrada do tubo capilar.

## 5 CONCLUSÃO

O objetivo principal do presente trabalho de desenvolver a parte mecânica da bancada didática de refrigeração por compressão de vapor foi concluída, estando apta a funcionar e ser utilizada em demonstrações nas disciplinas correlatas do curso de Engenharia Mecânica da SATC.

Por se tratar do primeiro trabalho desenvolvido utilizando a bancada, buscou-se executar corretamente o seu projeto, selecionando os componentes adequados e permitindo que sejam realizados ensaios na bancada.

Para as três condições de ensaio houve certa simetria quanto ao comportamento do fluido de trabalho ao longo de seu trajeto, podendo-se perceber claramente os pontos onde ocorrem as perdas de carga do escoamento, este fenômeno é mais perceptível nas pressões de entrada e saída dos dispositivos de expansão e dos trocadores de calor.

O tubo capilar dimensionado para uma vazão mássica teórica calculada a partir dos dados do fabricante do compressor, não resultou no esperado devido à perda de carga gerada na entrada do tubo capilar pelo filtro secador.

A medida da temperatura no ponto (2) ficou um pouco abaixo da temperatura esperada para o ciclo, em conseqüência temos um valor de entalpia menor na saída do compressor, nos resultando um coeficiente de desempenho real acima do esperado para um ensaio experimental.

A capacidade de refrigeração simulada no software EES é maior que a experimental evidenciando as perdas irreversíveis do processo pelo qual passa o fluido de trabalho.



A bancada permanecerá nas dependências da Faculdade SATC, no Laboratório de Instrumentação, Controle e Metrologia, e será utilizada em outros trabalhos de conclusão de curso. A ideia é aprimorar a bancada, aprofundando cada vez mais os estudos nas áreas de termodinâmica e instrumentação.

Com o intuito de aprimorar a bancada e permitir um avanço nos estudos relacionados as áreas de termodinâmica e instrumentação, sugere-se para trabalhos futuros:

Devido às limitações dos recursos disponíveis, as medições de pressão foram realizadas por sensores mecânicos. Como foi possível verificar na medição das temperaturas, existe o know-how para realizar a aquisição dos sinais de pressão com o auxílio de um programa específico desenvolvido para a bancada. Para trabalhos futuros, sugere-se a compra de transdutores de pressão que permitam a aquisição do sinal e posterior tratamento (semelhante ao que foi realizado para a temperatura). Se esta etapa for realizada, ter-se-ia condições de desenvolver um programa que calcule os principais valores envolvidos no ciclo, como capacidade de refrigeração, potência do compressor e coeficiente de desempenho.

A medição de temperatura pode ser aprimorada sendo realizada através dos chamados “poços termodinâmicos” ou com o auxílio de uma tubulação extra que insere o transdutor diretamente no fluxo do fluido refrigerante.

## REFERÊNCIAS

ALEGRIAS, J. G. P., FILHO, E. P. B., MENDONÇA, O. S. H. **Efeito das dimensões do tubo capilar como elemento de expansão num sistema de refrigeração doméstico**. 5º Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – ABCM, Agosto, 18 – 21, 2010, Campina Grande, PA, Brasil

AYUB, H. Z., ABBAS A. Shell side direct expansion evaporation of ammonia on a plain tube bundle with exit superheat effect. **International Journal of refrigeration**, Vol. 76, pp. 126-135, 2017.

COELHO, J. C. M. **Termodinâmica: Energia e fluídos**. Ed. Blucher, São Paulo, 2016.

COSTA, Ennio Cruz da. **Refrigeração**. São Paulo: E. Blucher, 1982.

CORRÊA, L. C. **Validação experimental de um conceito de padrão de capacidade de refrigeração para ensaio de desempenho de compressores**.



Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Florianópolis/SC, Brasil, 2013, 21 p

CRESTANI, E. S.; VALLÉRIUS, M. C. **Desenvolvimento de bancada para verificação dos ciclos de refrigeração**. Trabalho de conclusão de curso, Faculdade Horizontina – FAHOR, Horizontina/RS, 2013 46 p.

FREIRE, Paulo. **Pedagogia da autonomia: saberes necessários à prática educativa**. 55. ed. São Paulo: Paz e Terra, 1996.

HEWITT, Paul G. **Física conceitual**. 9.ed Porto Alegre: Bookman, 2002.

LUFT, D. J. **Estudo de uma Bancada Didática de Refrigeração**. Trabalho de conclusão de curso, Faculdade Horizontina – FAHOR, Horizontina/RS, 2014, 50 p.

SILVA, M. N. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial**. Ed. Eletrobrás, Rio de Janeiro, 2005, 315 p.

STOECKER, W. F., JONES W. J. **Refrigeração e Ar condicionado**. Ed. McGraw-Hill, São Paulo, 1985, 481 p.

STOECKER, W. F., JABARDO, J. M. S. **Refrigeração industrial**. Ed. Edgard Blucher, São Paulo, 2002, 370 p.

WYLEN, G. V., SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica**. 8. Ed. Edgard Blucher: São Paulo, 2013 537 p.

YANG, X., DONG C., QU; Z. Design and dynamic analysis of a novel doubleswing vane compressor for electric vehicle air conditioning systems. **International Journal of refrigeration**, Vol. 76, pp. 2017, 52-62.