

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANDERSON SLEWINSKI

**CONSTRUÇÃO, CRITÉRIOS DE DIMENSIONAMENTO E
GERENCIAMENTO DE UMA BANCADA DIDÁTICA DE
REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL MULTIPRESSÃO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CORNÉLIO PROCÓPIO
2016

ANDERSON SLEWINSKI

**CONSTRUÇÃO, CRITÉRIOS DE DIMENSIONAMENTO E
GERENCIAMENTO DE UMA BANCADA DIDÁTICA DE
REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL MULTIPRESSÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como pré requisito para
obtenção do título de bacharel em
Engenharia Mecânica da
Universidade Tecnológica Federal
do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Henrique Cotait
Razuk

CORNÉLIO PROCÓPIO
2016

Dedico este trabalho aos meus pais, que sempre apoiaram, incentivaram e nunca mediram esforços para educar os filhos.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente ao professor Fabio Wilker Fernandes, tutor e amigo, responsável pela oportunidade de desenvolver este trabalho, sempre disposto e motivado.

Ao meu professor e orientador, Doutor Henrique Cotait Razuk, que me aceitou como orientando e foi responsável por boa parte da minha educação em termodinâmica, me apresentando um campo inteiramente novo da engenharia, transmitindo o conhecimento adquirido de forma árdua após anos de trabalho e pesquisa.

Aos amigos que fiz durante a graduação, desde os diferentes campus da UTFPR até mesmo os meus amigos do Canadá, fica aqui o meu agradecimento, sabendo que vocês me ajudaram a ser não só um engenheiro, mas uma pessoa melhor.

Aos meus professores, que com muita paciência e perseverança me ajudaram e me guiaram durante a graduação, serei eternamente grato pelas oportunidades e conselhos que foram fundamentais para que eu chegasse onde estou.

Aos meus pais e irmã, que sempre me apoiaram, motivaram e ajudaram, investindo sempre na minha educação, foram essenciais durante o curso, não importando a distância.

"Se vi mais longe foi por estar de pé sobre ombros de gigantes."

Isaac Newton

RESUMO

SLEWINSKI, Anderson. **Construção, critérios de dimensionamento e gerenciamento de uma bancada didática de refrigeração industrial multipressão**. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso Superior de Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2016.

Presente em diversas esferas da indústria e sociedade, os ciclos de refrigeração desempenham papel fundamental na melhoria de processos produtivos e no aumento da qualidade de vida. Para garantir o funcionamento destes equipamentos é de fundamental importância a existência de profissionais devidamente treinados e qualificados, que possam ser inseridos no mercado de trabalho de forma a satisfazer as diferentes necessidades da indústria. Com este objetivo em mente, o presente trabalho propõe o desenvolvimento e construção de uma bancada didática que permita um primeiro contato de jovens estudantes que buscam qualificação profissional na área. O trabalho contempla os diversos critérios para a seleção dos componentes ao mesmo tempo que apresenta todos os componentes necessários de forma didática e organizada. Foi realizada também a análise do ciclo termodinâmico, e estabeleceu-se uma base para o desenvolvimento de trabalhos posteriores e melhorias didáticas. O trabalho de conclusão de curso foi desenvolvido através de uma parceria com o SENAI de Assaí-PR como continuidade do trabalho desenvolvido pelo aluno durante a disciplina de Refrigeração e ar condicionado da UTFPR-CP. O ciclo de refrigeração utiliza o refrigerante R-134a, gás que apresenta propriedades semelhantes do já descontinuado gás R-12, o qual apresenta elevado potencial destrutivo da camada de ozônio. A estrutura elétrica foi elaborada de forma a permitir o controle e alteração do funcionamento dos componentes de forma a simular diversas falhas necessárias para o treinamento dos profissionais em refrigeração, ao mesmo tempo que protege o equipamento contra sobrecargas ou operação inadequada. Ao término da execução do projeto foram obtidos resultados satisfatórios para a eficiência e capacidade de refrigeração, juntamente com uma interface didática e de fácil entendimento.

Palavras-chave: Refrigeração, Banca didática, R-134a.

ABSTRACT

SLEWINSKI, Anderson. **Dimension, criteria construction and management of a didactic bench of multi-pressure industrial refrigeration cycle**. Capstone Project for the Mechanical Engineer program. Federal Technological University of Paraná. Cornélio Procópio, 2016.

Present in various spheres of industry and society, cooling cycles play an important role in improving production processes and improving life quality. To ensure the operation of this equipment is essential to have properly trained and qualified professionals who can be quickly inserted in the labor market in order to meet the different needs of the industry. With this goal in mind, this paper proposes the development and construction of a didactic bench that allows a first contact of young students seeking professional qualification in the area. The work includes the various criteria for selecting the components at the same time provides all the necessary components of didactic and organized, it is also performed the analysis of the thermodynamic cycle, and establishes a basis for the development of further work and educational improvements. The completion of course work was developed through a partnership with SENAI of Assai-PR as a continuation of the work developed by the student during the course of refrigeration and air conditioning from UTFPR-CP. The refrigeration cycle uses R-134a refrigerant gas, which has similar properties to the already discontinued R-12 gas, as it has a high potential for destruction of the ozone layer. The electrical structure is designed to allow control and change the operation of the components to simulate various failures necessary for the training of professionals in refrigeration at the same time protects the equipment against overload or improper operation. At the end of the project, satisfactory results were obtained for the efficiency and cooling capacity, along with a didactic interface easy to understand.

Keywords: Refrigeration cycle, didactic bench, R-134a.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Máquina Térmica de Carnot.....	15
Figura 2 - Ciclo termodinâmico de refrigeração.....	16
Figura 3 - Diagrama de Mollier para o refrigerante R-134a.....	17
Figura 4 - Ciclo ideal de compressão a vapor.....	18
Figura 5 - Ciclo real de compressão à vapor.....	19
Figura 6 - Gráfico de correlação de parâmetros para um trocador compacto.....	22
Figura 7 - Etiqueta PROCEL de eficiência energética.....	24
Figura 8 - Sistema de evaporação inundado com boia.....	28
Figura 9 - Válvula de expansão termostática.....	29
Figura 10 - Estrutura com as câmaras frigoríficas.....	30
Figura 11 - Estrutura da câmara frigorífica.....	31
Figura 12 - Tubulação fixada na moldura interior.....	31
Figura 13 - Unidade condensadora.....	32
Figura 14 - Tubo capilar.....	33
Figura 15 - Unidade evaporadora.....	34
Figura 16 - Tanque acumulador.....	35
Figura 17 - Válvula de retenção.....	35
Figura 18 - Visor de líquido.....	36
Figura 19 – Pressostato SDPT.....	37
Figura 20 - Válvula solenoide Danfoss®.....	38
Figura 21 - Controlador de temperatura Full Gauge®.....	39
Figura 22 - Bancada de Refrigeração da UTFPR.....	40
Figura 23 - Válvulas solenoide e dispositivos de expansão.....	42
Figura 24 - Diagrama de lógica para componentes elétricos.....	43
Figura 25 - Penta III.....	45
Figura 26 - Diagrama TxS para o ciclo.....	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Diferentes Coeficientes de transferência de calor.	21
Tabela 2 - Propriedades físicas de diferentes refrigerantes.....	26
Tabela 3 - Acionamento dos contatores.....	43
Tabela 4 - Acionamento dos interruptores.....	44
Tabela 5 - Parâmetros selecionados - Controlador TC-940Ri.	47
Tabela 6 - Parâmetros selecionado - controlador TC-900Ri clock.....	48
Tabela 7 - Temperaturas obtidas na partida inicial.	49
Tabela 8 - Propriedades termodinâmicas em condição de equilíbrio.....	51

LISTA DE SIGLAS

USPTO	United States Patent and Trademark Office
CFC	Clorofluorocarboneto
HFC	Hidrofluorocarboneto
PFC	Tetrafluorometano
SENAI	Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial
CNI	Confederação Nacional da Indústria
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná
T	Temperatura
S	Entropia
H	Entalpia
P_{baixa}	Pressão de baixa
P_{alta}	Pressão de alta
COP	Coeficiente de Performance
h	Coeficiente de transferência de calor
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
SPDT	Single Pole Double Throw
W_c	Trabalho do compressor
Q_E	Calor removido pelo evaporador
Q_C	Calor entregue pelo condensador

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	12
1.1 IMPORTÂNCIA HISTÓRICA.....	12
1.2 SENAI.....	13
1.3 JUSTIFICATIVA.....	13
1.4 OBJETIVOS DO TRABALHO.....	14
1.4.1 Objetivo Geral	14
1.4.2 Objetivo Específico	14
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	15
2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO.....	15
2.2 TROCADORES DE CALOR.....	19
2.3 COEFICIENTE DE PERFORMANCE.....	23
2.4 REFRIGERANTES	25
2.5 CONTROLE DE EXPANSÃO.....	27
3. MATERIAIS E MÉTODOS.....	30
3.1 LISTA DE COMPONENTES	30
3.1.1 Estrutura	30
3.1.2 Componentes do ciclo de refrigeração	32
3.1.3 Componentes elétricos.....	37
3.2 PLANEJAMENTO E MONTAGEM DA BANCADA.....	39
3.3 PROCEDIMENTO DE CARGA	45
3.4 PARÂMETROS DOS CONTROLADORES	46
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	49
4.1 RESULTADOS OBTIDOS.....	49
4.2 CÁLCULO DE EFICIÊNCIA	50
4.3 DIAGRAMA TXS.....	52
5. CONCLUSÃO.....	54
6. REFERÊNCIAS	55
ANEXOS.....	57

1. INTRODUÇÃO

1.1 Importância histórica

Ciclos de refrigeração são amplamente utilizados e presentes no cotidiano de nossa sociedade. Através do trabalho desenvolvido por John Gorrie em 1851 foi possível obter pela primeira vez gelo artificial através do uso de uma bomba de vácuo em níveis práticos, registrado sob a patente nº 8080 no USPTO em 6 de Maio do mesmo ano (Gorrie, 1851).

De acordo com Razuk (2011), já em 1873, 22 anos após a primeira patente o engenheiro alemão Carl Von Linde, desenvolveu o primeiro ciclo de refrigeração moderno, baseado primeiramente em éter metílico e depois hidrogênio. Tal invenção influenciava diretamente a economia da região, visto que permitia que cervejarias locais pudessem produzir a cerveja no verão sem comprometer a qualidade do produto.

Em meados de 1960 iniciou-se o uso massivo de CFCs, permitindo a popularização de ciclos de refrigeração em todos os meios da sociedade, sendo banidos no protocolo de Montreal em 1987, criando assim a necessidade do desenvolvimento de fluidos alternativos, como os HFCs e PFCs.

Ainda de acordo com Razuk (2011), tem-se hoje dois segmentos de refrigeração: doméstica e industrial, onde a primeira consiste em ciclos de temperaturas na faixa de $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ para congelados e $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+7^{\circ}\text{C}$ para resfriados. Para ciclos industriais abrangendo refrigeradores de grande porte, tem-se temperaturas que variam de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Desde o seu surgimento, os ciclos de refrigeração desempenharam papéis fundamentais para o desenvolvimento de nossa sociedade, influenciando a disponibilidade de medicamentos e alimentos frescos, além de auxiliar diretamente a produção de bebidas fermentadas, permitindo que sejam produzidas de forma contínua, independente do clima que se encontram; outro papel amplamente desempenhado pelos ciclos de refrigeração atualmente é a climatização de ambientes fechados, auxiliando a colonização de regiões áridas e permitindo que os moradores e indústrias desenvolvam as suas atividades sem serem influenciadas diretamente pelo clima.

1.2 Senai

Criado em 22 de janeiro de 1942 pelo então presidente Getúlio Vargas, o SENAI tem como objetivo a formação de jovens técnicos profissionais para atender as necessidades da indústria, sendo mantida com recursos oriundos de empresários e indústrias e administrada pela CNI.

Presente em diversas cidades do país, a instituição desempenha papel fundamental na educação básica e profissionalizante de jovens que buscam uma formação de qualidade para se desenvolverem e especializarem em setores atraentes da indústria. Ao permitir que os jovens tenham a formação do 2º grau em paralelo com o curso técnico, garantem a rápida inserção no mercado de trabalho, fornecendo a mão de obra necessária para alimentar a demanda de profissionais.

Parte da formação técnica se desenvolve através das aulas práticas, em um ambiente controlado e seguro, onde é fornecido um primeiro contato com equipamentos e processos de fabricação que garantem a familiaridade do futuro técnico com os desafios que serão encontrados na vida profissional.

1.3 Justificativa

Durante a formação técnica, é essencial o contato do aluno com os componentes básicos dos equipamentos que estará manuseando durante o exercício de função. Com o desenvolvimento deste trabalho, é esperado o desenvolvimento de uma ferramenta de ensino que apresente os componentes de forma clara e organizada, permitindo um entendimento facilitado da operação do equipamento, juntamente com a fácil associação da interface de monitoramento do sistema com os procedimentos de manutenção.

Ao realizar o trabalho em parceria com o SENAI, a UTFPR amplia a integração com outras instituições de ensino e cria vínculos com empresas que irão empregar os futuros técnicos.

1.4 Objetivos do Trabalho

1.4.1 Objetivo Geral

Através de uma parceria com o SENAI de Assaí-PR, é proposto a construção de uma bancada de refrigeração industrial para ser utilizado como uma ferramenta de ensino para futuros técnicos de refrigeração formados na unidade.

1.4.2 Objetivo Específico

Buscando implementar os conceitos teóricos adquiridos durante o curso, será elaborado o diagrama técnico de um ciclo termodinâmico, com a construção de uma bancada térmica, contendo todos os componentes essenciais de um ciclo de refrigeração.

É proposto ainda a análise do ciclo após a sua montagem e calibração, incluindo ainda a programação do sistema de monitoramento eletrônico, permitindo assim que futuros alunos possam interagir com o equipamento, alterando o seu funcionamento para simular condições adversas de funcionamento.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Ciclo de Refrigeração

Ciclos termodinâmicos são aqueles que apresentam um fluxo de calor (Q) e trabalho (W) durante o seu funcionamento. Podendo trabalhar como uma máquina térmica onde trabalho é extraído através do fluxo de calor ou ainda como um ciclo de refrigeração, onde calor é extraído ao aplicar trabalho no meio.

Baseado na máquina térmica de Carnot, que permite reversibilidade do ciclo, onde o fluxo de energia pode ocorrer em ambas as direções, é possível desenvolver e aplicar um sistema para remoção forçada de calor de um ambiente fechado, com o propósito de refrigerar o meio. Na Fig. 1 tem-se o diagrama simplificado de uma máquina térmica.

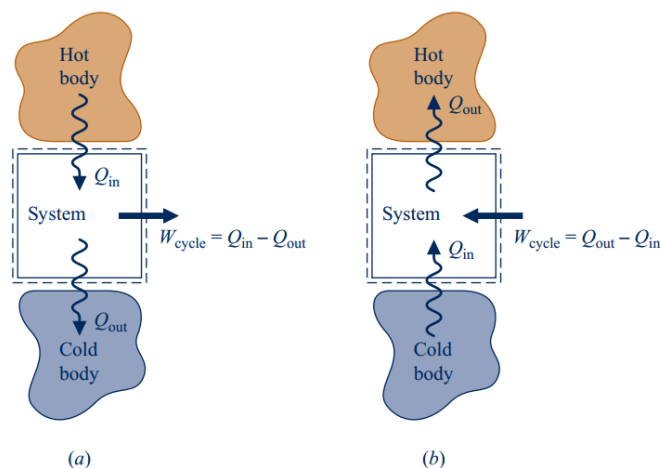


Figura 1 – Máquina Térmica de Carnot.
Fonte: Moran.

Para ser utilizado no cotidiano um ciclo de refrigeração necessita de um fluido de transporte, denominado fluido refrigerante, responsável por transportar o calor a ser removido através dos componentes do ciclo. Durante a operação do ciclo o fluido é submetido a 4 processos diferentes, sendo eles:

Processo 1-2: Ocorre a compressão adiabática reversível isoentrópica do fluido, onde o refrigerante originalmente em P_{baixa} em fase de vapor é comprimido até P_{alta} , ainda na fase de vapor.

Processo 2-3: Condensação isotérmica reversível, onde o refrigerante se condensa ao rejeitar o calor latente para o meio; visto que ele apresenta uma temperatura e conseqüentemente uma quantidade maior de calor do que o meio, ocorre o fluxo térmico, eliminando calor do fluido, que se torna líquido ao fim do processo ainda em P_{alta} .

Processo 3-4: Expansão adiabática reversível, onde o fluido líquido à temperatura ambiente e alta pressão é exposto a um ambiente de baixa pressão, iniciando-se em P_{alta} e atingindo P_{baixa} em seu término.

Processo 4-1: Evaporação isotérmica reversível, onde o líquido a baixa pressão realiza a sua expansão, subtraindo calor do meio que se encontra e evaporando durante o processo, ocorrendo a P_{baixa} .

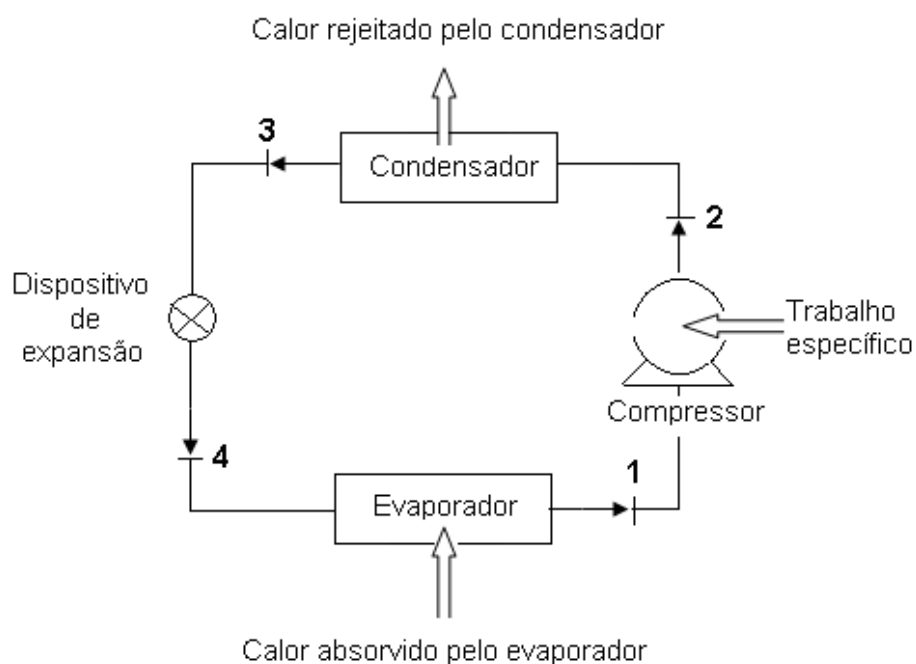


Figura 2 - Ciclo termodinâmico de refrigeração.
Fonte: Razuk.

Para um melhor entendimento do funcionamento de um ciclo de refrigeração é possível utilizar o *Diagrama de Mollier*, que contém os dados empíricos para a substância estudada, delimitada em regiões de líquido saturado, mistura e vapor saturado. No diagrama são detalhados os diferentes estados de um refrigerante durante o funcionamento do ciclo, dimensionando através dos parâmetros de

temperatura x entropia ou ainda *pressão x entalpia*. Através da Fig. 3 é possível observar o diagrama TxS para o refrigerante utilizado neste trabalho, o R-134a.

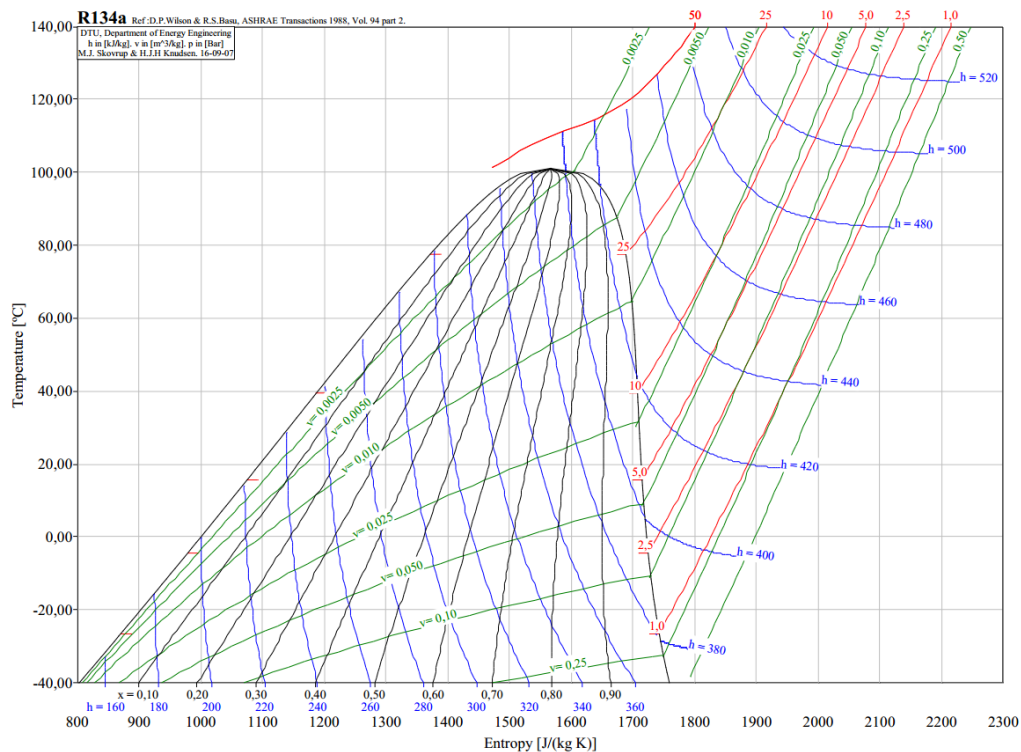


Figura 3 - Diagrama de Mollier para o refrigerante R-134a.
Fonte: CoolPack(2016).

Através dos valores coletados, é possível delimitar os diferentes estados que o fluido se encontra antes e após cada estágio do ciclo de refrigeração, de forma a criar o mapa do ciclo. Na Fig. 4 é possível observar o diagrama T x S de um ciclo ideal, onde foi construído com base em uma curva padrão de um diagrama de Mollier, contendo as diferentes pressões, fases e processos descritos anteriormente.

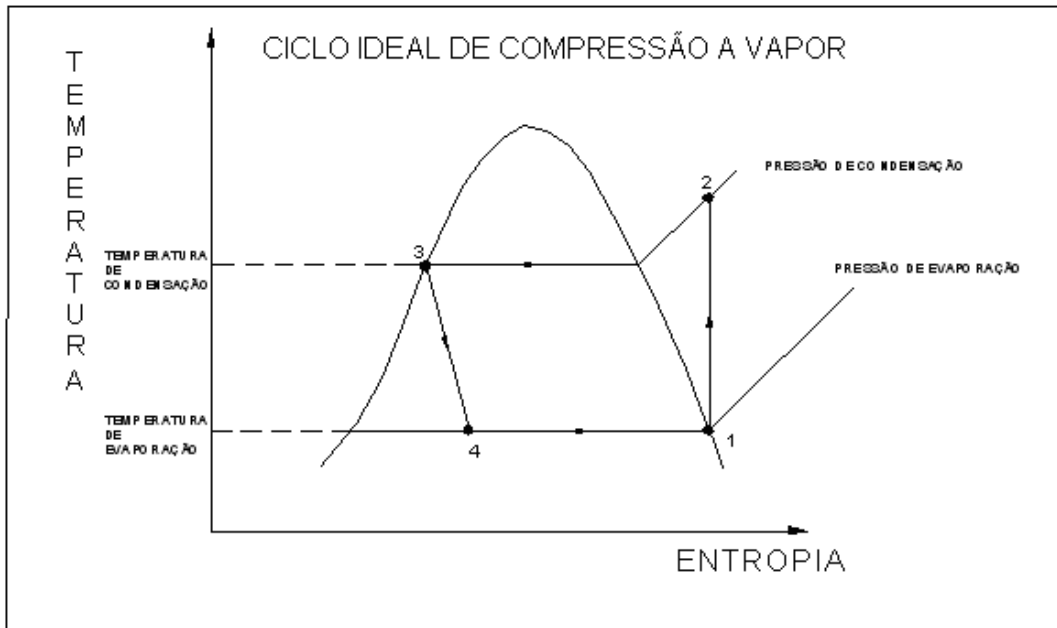


Figura 4 - Ciclo ideal de compressão a vapor.
Fonte: Razuk(2011).

Para a sua implementação, o ciclo ideal é utilizado como base para o ciclo real de compressão a vapor, desenvolvido para otimizar o funcionamento do ciclo ao incluir os graus de superaquecimento e subresfriamento. De acordo com Dossat, o grau de subresfriamento é dado pela diferença de temperatura na saída do condensador e a temperatura de saturação.

O grau de superaquecimento é a diferença entre a temperatura mínima para ocorrer a vaporização do refrigerante e a temperatura que ele se encontra na saída do evaporador, tem como função evitar a entrada de líquido no compressor, causando danos ao mesmo, mais detalhes serão discutidos nos próximos parágrafos.

Na Fig. 5 é possível observar um diagrama $T \times S$ de um ciclo real de refrigeração, onde é ilustrado o comportamento do grau de superaquecimento, mostrando como o processo 1-2 é deslocado para a direita, removendo o ponto 1 da região de vapor saturado, colocando assim o processo na zona de vapor superaquecido.

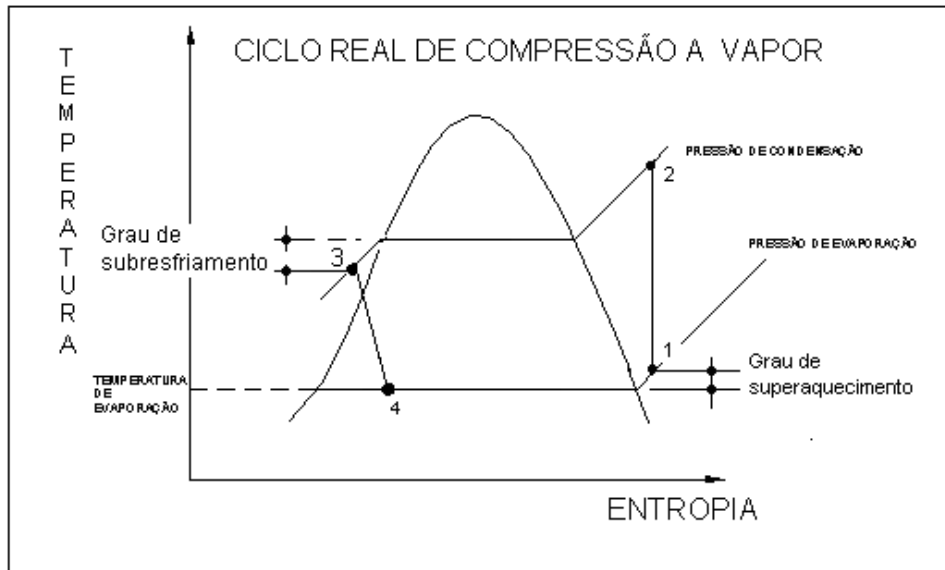


Figura 5 - Ciclo real de compressão à vapor.
Fonte: Razuk.

De acordo com Razuk (2011), através do ciclo básico de refrigeração é possível desenvolver diversas variações, sendo as duas principais: ciclo cascata, utilizado com diferentes fluidos, se utilizam de trocadores intermediários de calor para atingir temperaturas mais baixas; ciclo multipressão, onde a expansão do fluido ocorre a diferentes pressões, obtendo taxas variadas de resfriamento, visando diferentes necessidades.

2.2 Trocadores de Calor

De acordo com Incropera (2011), dentro do estudo de transferência de calor, é definido que o fluxo de calor se dá sempre da fonte quente para a fonte fria, sendo governado por três fatores principais: Diferença de temperatura entre as fontes, área de transferência de calor e a condutividade térmica do meio; resultando na seguinte equação para o cálculo de transferência em um material sólido:

$$q = h \cdot |A| \cdot (T_s - T_\infty) \quad (1)$$

De forma análoga, é possível afirmar que o fluxo de calor é influenciado pela diferença de temperatura, onde meios com maior diferença de temperatura apresentam maior fluxo; a área atua como limitador do meio, onde uma maior área permite uma condução sem grande restrição e o material utilizado influencia na condutividade do meio, independente da geometria. Tais fatores são de grande

importância para o projeto e desenvolvimento de sistemas de refrigeração e serão abordados em detalhes nos próximos parágrafos.

Ainda de acordo com Incropera (2011), para estudos e cálculos de transferência de calor em meios compostos, isto é, quando se utilizam diferentes materiais e meios para a condução de calor, é possível realizar a associação com um circuito onde a condução pode ocorrer em série ou paralelo. Como exemplo podemos citar o processo de transferência de calor entre o lado externo e o lado interno de uma casa, sendo a resistividade térmica:

$$R = \frac{1}{h \cdot A} \quad (2)$$

Ao substituir (2) em (1), tem-se:

$$q = \frac{T_S - T_\infty}{R} \quad (3)$$

Considerando que o processo se dá pela convecção do ar do lado externo, parede e convecção do ar do lado interno, é necessário determinar a resistência total do meio que ocorre o fluxo térmico, sendo:

$$R_{tot} = \frac{1}{h_{ar\ externo} \cdot A} + \frac{L}{k \cdot A} + \frac{1}{h_{ar\ interno} \cdot A} \quad (4)$$

Substituindo (4) em (3), tem-se:

$$q = \frac{T_S - T_\infty}{\left(\frac{1}{h_{ar\ externo} \cdot A} + \frac{L}{k \cdot A} + \frac{1}{h_{ar\ interno} \cdot A} \right)} \quad (5)$$

Ao calcular a resistência total em (4) é possível observar a semelhança com um circuito resistivo em série, onde embora ocorra o fluxo termodinâmico, o mesmo ocorre com restrições do meio, em (5) é possível observar como esta resistência influencia na taxa global de transferência, onde uma menor resistência permitirá um maior fluxo térmico, sendo este o alvo dos estudos que visam desenvolver sistemas mais eficientes.

Para Dossat e Razuk (2011), trocadores de calor são aqueles componentes que permitem o fluxo térmico de forma facilitada, partindo sempre da fonte quente para a fonte fria, pode ocorrer nos sentidos: do fluido refrigerante para o meio e do meio para o fluido refrigerante, sendo condensador e evaporador, respectivamente.

Através de estudos empíricos dos diferentes valores de condutividade para os diferentes meios, Incropera (2011), apresenta na Tabela 1 os valores típicos para o coeficiente de transferência de calor de alguns materiais:

Tabela 1 - Diferentes Coeficientes de transferência de calor.

Processo	fase	h (W/m ² .K)
Convecção Livre	Gasoso	2-25
	Líquido	50-1000
Convecção Forçada	Gasoso	25-250
	Líquido	100-20.000
Convecção com troca de fase	Evaporação ou condensação	2.500-100.000

A Tabela 1 apresenta informações valiosas a respeito dos processos de transferência de calor, como é possível observar, os coeficientes para materiais gasosos é múltiplas vezes menor do que os valores encontrados para valores líquidos, dado que os mesmos apresentam uma menor densidade atômica e maior valor energético para se manterem na fase gasosa.

A Tabela apresenta ainda o coeficiente calorífico para o processo de troca de fase, com valores até 400 vezes maior do que o observado em uma convecção forçada de um meio gasoso, dado que justifica o funcionamento de um ciclo de refrigeração ao utilizar um meio de transporte (fluido refrigerante) que realiza a mudança de fase nos pontos que ocorre troca de calor entre diferentes fontes. Tal propriedade permite a montagem de sistemas compactos sem utilizar grandes volumes de fluido circulando, viabilizando a instalação em diversos locais.

Através das pesquisas desenvolvidas, tem-se atualmente os trocadores de calor compacto, que apresentam maior capacidade de dissipação térmica ao possuírem uma maior área de contato com o meio menos condutivo, aumentando a eficiência do sistema ao permitir um maior coeficiente global de transferência de calor por área do que um trocador não compacto. Com o trabalho desenvolvido por Kays et al (1984),

é possível determinar os diferentes parâmetros para o cálculo dos trocadores de calor compacto.

Foram desenvolvidos diferentes Tabelas para diferentes arranjos básicos da geometria do trocador, incluindo: espaçamento entre aletas, espaçamento entre tubos, diâmetro dos tubos, área de aleta e área total de troca de calor; tais parâmetros servem de base para se determinar o fluxo máximo de calor de um trocador compacto, auxiliando desta forma o projeto de um trocador. Na Fig. 6 é possível observar o gráfico de correlação do número de Reynolds com o fator j de Colburn e o fator de atrito f para um trocador com tubos circulares e aletas contínuas, superfície 8.0-3/8T, de acordo com Kays et al (1984).

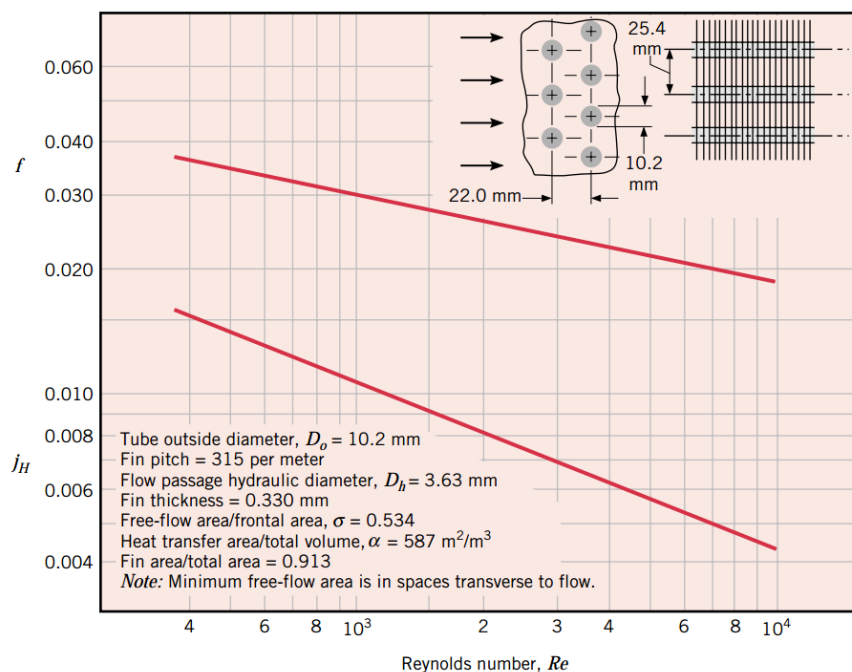


Figura 6 - Gráfico de correlação de parâmetros para um trocador compacto.
Fonte: INCROPERA(2011).

2.3 Coeficiente de Performance

O Coeficiente de performance (*Coefficient of performance* – COP em inglês) é o parâmetro que permite quantificar a eficiência de um sistema térmico, de acordo com Dossat(1991), é dado pela equação:

$$COP = \frac{\text{Calor Removido pelo evaporador}}{\text{Calor Adicionado pelo compressor}} \quad (6)$$

A Equação (6) informa que o COP é dado pela relação de potência subtraída pela potência adicionada para realizar a remoção do sistema, de acordo com o fluxo disponível na Fig. 1.

Caso o valor do sistema de refrigeração apresente um COP baixo, ele é considerado um sistema pouco eficiente, visto que consome muita energia para remover uma determinada quantidade de energia. Para valores teóricos máximos é levado em consideração as temperaturas de operação do sistema, sendo:

$$COP = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (7)$$

Em um sistema de ar condicionado residencial, é possível assumir que a temperatura interna desejada é de 22 °C e a temperatura do lado quente do sistema é de 35 °C. Calculando-se:

$$COP = \frac{22 + 273.15}{(35 + 273.15) - (22 + 273.15)} = 22.70$$

Ao se calcular os valores reais do COP de um sistema, é utilizado:

$$\dot{Q}_l = \text{Calor removido pelo evaporador};$$

$$\dot{Q}_l = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (8)$$

$$\dot{W}_c = \text{Trabalho realizado pelo compressor};$$

$$\dot{W}_c = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (9)$$

Os valores de h são valores de entalpia durante cada estado do ciclo, dados em kJ/kg, dependentes da pressão e temperatura do fluido. Ao substituir (8) e (9) em (6), temos o cálculo de COP para um sistema com um único evaporador e compressor:

$$COP = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (10)$$

Sistemas de refrigeração residencial apresentam valor entre 3 e 5, sendo valores maiores desejáveis, na Fig. 7 é visível a etiqueta do PROCEL, homologado pelo INMETRO a respeito da eficiência de um ar condicionado residencial.



Figura 7 - Etiqueta PROCEL de eficiência energética.
Fonte: Autoria Própria

É informado que o equipamento possui uma capacidade de refrigeração de 3,52 kWh, com um consumo mensal de 24,9 kWh/mês, resultando em um consumo de 0,81 kWh ao considerar um mês de 30 dias. Para este exemplo, o COP é dado por:

$$COP = \frac{\dot{Q}_l = 3,52 \text{ kWh}}{\dot{W}_c = 0,81 \text{ kWh}} = 4,34$$

Ao comparar os valores teóricos e práticos, nota-se que equipamentos de refrigeração apresentam uma baixíssima eficiência real quando comparados com os valores teóricos máximos, demonstrando a influência das perdas do sistema, juntamente com a falta de sistemas mais eficientes.

2.4 Refrigerantes

De acordo com Dossat (1991), fluido refrigerante é todo aquele que é submetido a ciclos de absorção de calor, sendo submetido a processos de evaporação e condensação, devem apresentar baixa volatilidade, juntamente com propriedades de troca de fase compatíveis com os parâmetros de trabalho do compressor utilizado.

Ainda de acordo com Dossat (1991), nos primórdios da refrigeração industrial tinha-se dois refrigerantes principais: Amônia e dióxido de Carbono (CO₂), sendo ambos refrigerantes naturais; com o avanço das pesquisas, se iniciou o uso dos refrigerantes à base de cloro (CFCs) e fluorocarbonos (HFCs). Graças ao protocolo de Montreal em 1987, os CFCs foram banidos pelo seu potencial destrutivo da camada de ozônio, visto que ele era utilizado também em latas *spray*.

Atualmente, os refrigerantes HFCs são divididos entre as substâncias simples – R134a – e as misturas, também chamadas de *blends*, que são compostas por frações das substâncias simples e tem como objetivo formarem diferentes refrigerantes com diferentes pontos de evaporação e condensação.

Segundo Ferraz (2012), o processo de seleção de um refrigerante se dá pelos seguintes aspectos: condensação a pressão moderada, permitindo o uso de compressores de pequeno porte; evaporação a pressão acima da atmosférica evitando que ocorra a entrada de ar no sistema em caso de vazamentos, evitando acidentes e explosões; baixo volume específico, sendo necessário menos potência do compressor e aumentando a eficiência do sistema; elevado calor latente de vaporização, diminuindo o fluxo de refrigerante utilizado no ciclo; ser quimicamente estável, a fim de não reagir com outros componentes do sistema, evitando manutenções desnecessárias.

De acordo com Razuk (2011), uma importante característica para os fluidos refrigerantes é a azeotropia de uma mistura, que apresentam uma temperatura de evaporação determinadas, sem sofrerem nenhuma variação durante o processo. Quando se utiliza um *blend* zeotrópico, é observado uma variação da temperatura de evaporação e condensação, afetando o desempenho do sistema.

O fluido R-12, também conhecido como Fréon-12 ou ainda Diclorofluorometano é um fluido refrigerante que contém cloro em sua composição, sendo altamente reativo com a camada de ozônio. Até 1987 era amplamente utilizado em sistemas de refrigeração e latas *spray*, como agente dispersante. Sua fabricação foi proibida em

1996 e durante os últimos 20 anos, toda a venda de R-12 se baseou em fluidos que foram reciclados, isto é, coletados e tratados para posterior revenda.

Para a execução deste trabalho, será utilizado o refrigerante R-134a, também conhecido como Tetrafluoroetano. Se trata de um refrigerante que apresenta potencial nulo de destruição da camada de ozônio, não é inflamável ou explosivo quando puro e pode ser utilizado em *retrofit* de sistemas que utilizam o R-12, visto que apresentam propriedades semelhantes e não afetam o funcionamento do ciclo. Na Tabela 2 é possível comparar as diferentes propriedades do fluido R-12 e o seu substituto, o R-134a.

**Tabela 2 - Propriedades físicas de diferentes refrigerantes.
Propriedades físicas do R12, R134a e refrigerantes hidrocarbonos.**

REFRIGERANTE	ESTRUTURA MOLECULAR	PESO MOLECULAR	TEMPERATURA CRÍTICA (°C)	PRESSÃO CRÍTICA (bar)	PONTO DE EBULIÇÃO (°C)
R 12	$\begin{array}{c} \text{F} \\ \\ \text{F}-\text{C}-\text{Cl} \\ \\ \text{Cl} \end{array}$	120,9	111,8	41,8	- 29,8
R 134a	$\begin{array}{c} \text{F} \quad \text{H} \\ \quad \\ \text{F}-\text{C}-\text{C}-\text{F} \\ \quad \\ \text{F} \quad \text{H} \end{array}$	102,0	101,2	40,6	- 26,0
PROPANO (R 290)	$\begin{array}{c} \text{H} \\ \\ \text{H}_3\text{C}-\text{C}-\text{CH}_3 \\ \\ \text{H} \end{array}$	44,1	96,7	42,4	- 41,7
BUTANO (R 600)	$\begin{array}{c} \text{H} \quad \text{H} \\ \quad \\ \text{H}_3\text{C}-\text{C}-\text{C}-\text{CH}_3 \\ \quad \\ \text{H} \quad \text{H} \end{array}$	58,1	151,0	37,2	- 0,5
ISOBUTANO (R 600a)	$\begin{array}{c} \text{H} \\ \\ \text{H}_3\text{C}-\text{C}-\text{CH}_3 \\ \\ \text{CH}_3 \end{array}$	58,1	136,1	36,8	- 11,7

2.5 Controle de expansão

O dispositivo para controle de expansão do refrigerante tem como função restringir a vazão de fluido durante o funcionamento do sistema de refrigeração, ele é responsável por gerar uma diferença de pressão através da perda de carga gerada pela restrição do dispositivo.

De acordo com Dossat (1991), existem atualmente seis tipos de controladores de expansão de fluido refrigerante, sendo eles: válvula de expansão manual, válvula de expansão automática, válvula de expansão termostática, tubo capilar, boia de alta pressão e boia de baixa pressão.

Os tubos capilares apresentam maior simplicidade estrutural, sendo compostos por uma extensão fixa de cano de cobre de pequeno diâmetro. Ao forçar o fluxo de gás pelo capilar, ocorrem grandes perdas de pressão devido à viscosidade e velocidade do fluido circulando em seu interior. O capilar pode ser utilizado como trocador de calor, visto que é fabricado de cobre, material de excelente condutividade.

Para realizar o dimensionamento do capilar, é necessário considerar a capacidade do compressor, visto que os componentes são instalados em série. Os parâmetros a serem considerados para o dimensionamento dos capilares são comprimento, diâmetro interno do capilar, capacidade de resfriamento e fluido utilizado.

Buscando facilitar o processo de dimensionamento, fabricantes de compressores fornecem guias de aplicação com base no refrigerante utilizado, juntamente com recomendações de tamanho e diâmetro para os tubos capilares.

Ainda de acordo com Dossat (1991), devido à sua simplicidade, tubos capilares costumam ser utilizados em sistemas de refrigeração de baixo porte, como freezers e geladeiras residenciais, visto que não apresentam grandes variações de carga ou alterações no fluxo de gás. Pode-se afirmar que atuam como sistemas subdimensionados, de modo a evitar o retorno de refrigerante líquido no compressor, causando danos estruturais ao mesmo.

Sistemas de boia de alta e baixa pressão costumam ser utilizados em sistemas de grande porte, onde ocorrem variações de carga, segundo Razuk (2011), para sistemas industrializados é comum utilizar evaporadores inundados, que apresentam separadores localizados acima da serpentina. Estes separadores contém a boia de nível e realizam o controle do fluxo de fluido conforme ocorre a evaporação do

refrigerante. Na Fig. 8 tem-se um evaporador inundado com boia de alta pressão, demonstrando o funcionamento de um sistema com boias.

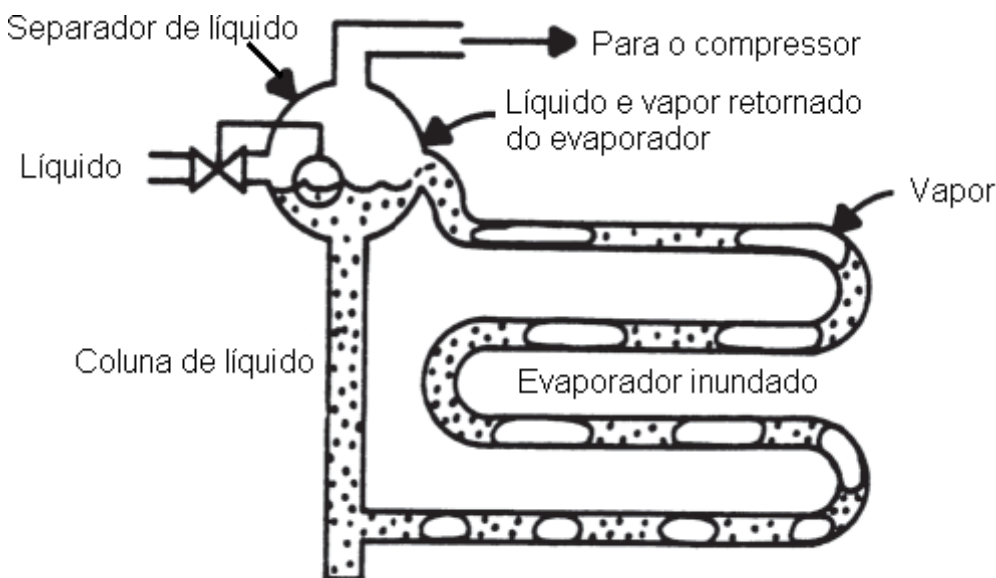


Figura 8 - Sistema de evaporação inundado com boia.
Fonte: RAZUK(2011).

Dos dispositivos citados, as válvulas de expansão são as que apresentam maior complexidade construtiva. Funcionam sem reservatórios intermediários e permitem o ajuste da taxa de passagem do refrigerante, do lado de alta para baixa pressão.

Dossat (2011), explica o funcionamento das válvulas de expansão, sendo a válvula manual a mais simples, onde não ocorre nenhum tipo de ajuste automático durante o funcionamento, opera de modo semelhante ao tubo capilar, com o diferencial de ser ajustável após ser instalada.

A válvula de expansão automática por sua vez, possui um diafragma em seu interior, onde o ajuste de abertura e fechamento é realizado através da equalização da pressão de baixa com uma mola que é ajustada conforme o volume de refrigerante e carga térmica no lado de baixa, juntamente com o funcionamento do compressor, onde a mesma se fecha ao ocorrer o desligamento do compressor, evitando que ocorra a inundação do evaporador e consequente golpe hidráulico ao compressor, danificando o componente.

Ainda de acordo com Dossat (1991) e Razuk (2011), as válvulas de expansão termostática são aquelas que apresentam equalização por bulbo remoto, em adição ao acionamento e fechamento automático da mesma. O bulbo remoto se trata de um dispositivo fixado após a saída do evaporador, tem como função medir a temperatura

da linha; ao medir a temperatura da saída do evaporador ocorre a mudança da pressão no interior do bulbo, que por sua vez equaliza com o diafragma, mola e pressão de baixa do sistema.

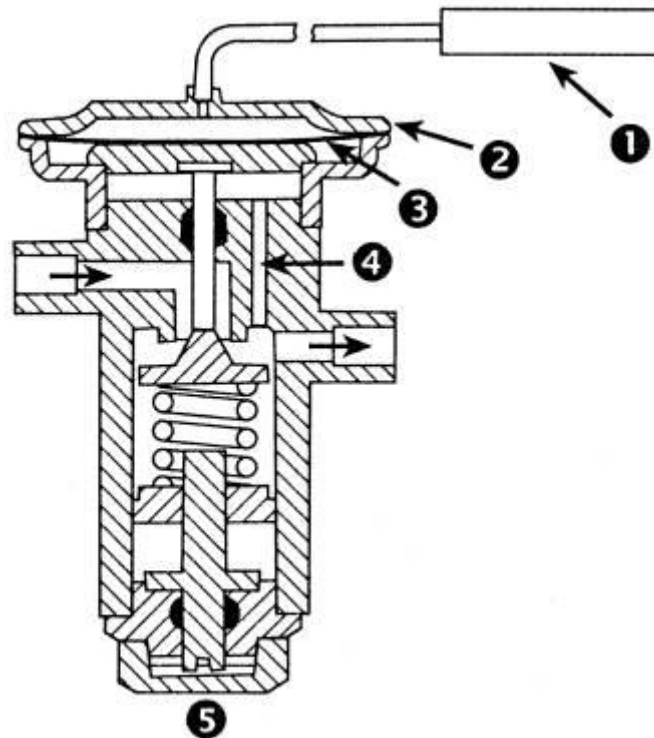


Figura 9 - Válvula de expansão termostática.
Fonte: Governo da ilha de Prince Edward(1996).

Disponível na Fig. 9, a válvula de expansão termostática conta com: 1) Bulbo; 2) cabeça termostática; 3) diafragma; 4) equalizador interno; 5) parafuso de ajuste de temperatura. As setas indicam o fluxo de refrigerante através da válvula. É importante salientar que a seleção da válvula de expansão deve levar em conta qual fluido refrigerante será utilizado no ciclo, visto que diferentes fluidos possuem diferentes parâmetros de evaporação; Caso ocorra a montagem com a válvula incorreta, o sistema poderá não funcionar corretamente, ocorrendo o fechamento da válvula de expansão através da equalização interna ou ainda a abertura total, com o envio de líquido para o compressor.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 LISTA DE COMPONENTES

3.1.1 Estrutura

Para a construção da estrutura da bancada foram utilizados canos quadrados de Metalon®, nas medidas de 20x30 [mm], devido ao baixo custo de aquisição e disponibilidade na unidade do SENAI. Para os tampões, foram utilizados chapas de aço 1020. A estrutura foi cortada, soldada e pintada com recursos e ferramentas disponíveis na instituição.

A unidade contempla duas superfícies, visíveis na Fig. 10; o tampo mede 400 x 1200 [mm] e contém espaço suficiente para acomodar a unidade condensadora e as câmaras frigoríficas. O painel ao fundo mede 600 x 1200 [mm], com 150 [mm] de profundidade para armazenar os componentes elétricos e não relevantes para a atividade didática.



Figura 10 - Estrutura com as câmaras frigoríficas.
Fonte: Autoria própria.

Para a montagem das câmaras frigoríficas em tamanho reduzido, foi utilizado um freezer baú que seria descartado, onde o mesmo foi cortado para o tamanho adequado, com as dimensões de 300 x 600 x 1000 [mm]. Após finalizar a estrutura da câmara frigorífica, foi instalada uma linha de cobre circulando a moldura interna da mesma, na região que ocorre o selo da porta. Tal linha tem como função atuar como

subresfriamento para o fluido refrigerante, função que será discutida nas próximas seções. Na Fig. 11 e 12 é possível observar a estrutura do freezer, juntamente com a tubulação que circula a moldura.

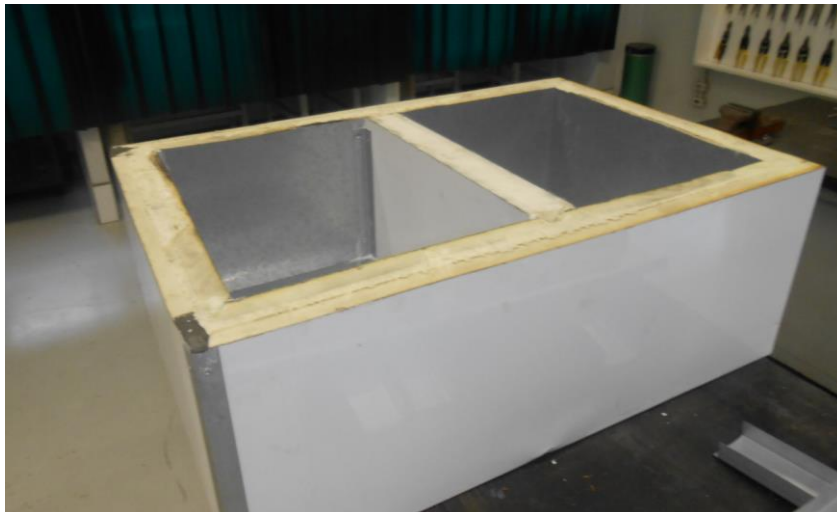


Figura 11 - Estrutura da câmara frigorífica.
Fonte: Autoria própria.

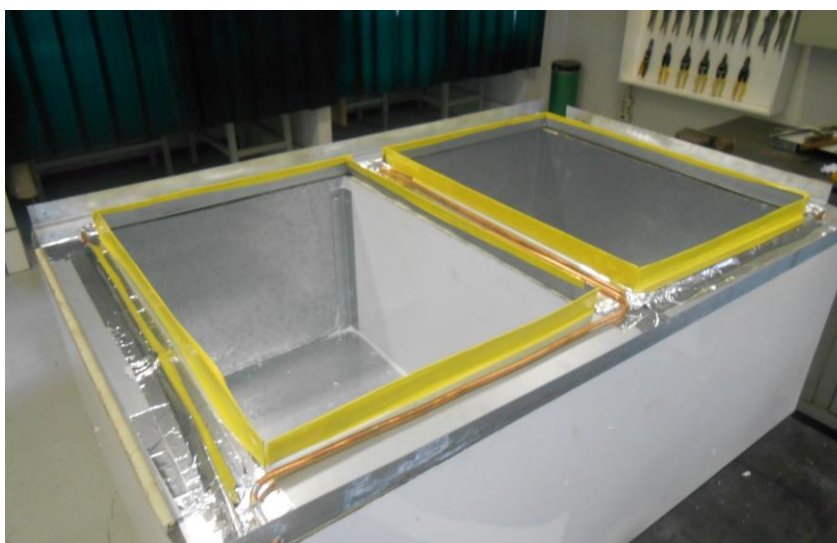


Figura 12 - Tubulação fixada na moldura interior.
Fonte: Autoria própria.

Para a finalização da estrutura, foi utilizado massa de calafetar, juntamente com adesivo siliconado para vedar eventuais brechas, impedindo dessa forma que ocorra a entrada de ar quente nas câmaras durante o funcionamento do sistema.

3.1.2 Componentes do ciclo de refrigeração

Para a montagem do ciclo termodinâmico foram utilizado os seguintes componentes:

- Compressor: Responsável por comprimir o vapor do fluido refrigerante após a saída do evaporador, resultando em uma diferença de pressão. Ao comprimir um determinado volume de vapor de forma isentrópica permite que ocorra um aumento da temperatura do fluido, visto que a entropia do sistema permanece constante.

Foi selecionado um compressor fabricado pela Embraco®, modelo EGAS 100HLR, que de acordo com o fabricante, possui capacidade de refrigeração para volumes de 575 a 900 Litros, a uma temperatura de evaporação de até $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, com uma capacidade máxima de refrigeração de 1050 Btu/h.

- Condensador: É o trocador de calor que transfere energia do sistema (Calor removido da unidade de refrigeração adicionado do trabalho do compressor). O aumento da temperatura resultante do trabalho aplicado pelo compressor permite que ocorra um fluxo térmico ao transferir o vapor para o condensador, eliminando o calor latente para o meio, condensando assim o refrigerante. Para o desenvolvimento do projeto, foi selecionado um condensador de pequeno porte, capaz de suprir as necessidades dos evapores instalados. Na Fig. 13 é possível observar a unidade condensadora, onde estão disponíveis o compressor, condensador e o filtro secador.



Figura 13 - Unidade condensadora.
Fonte: Autoria própria.

- Filtro: É o componente responsável por remover eventuais vapores de água, responsável por reagir com o óleo do compressor e causar danos à bobina do compressor. Possui em seu interior partículas de Sílica, que reagem com as moléculas de água, retendo-as. É um componente de uso único, sendo necessário a sua substituição caso o sistema seja aberto e ocorra a substituição do fluido refrigerante.

- Tubos Capilares: Conforme discorrido na revisão bibliográfica, atuam como elemento de controle para o ciclo de refrigeração, na Fig. 14 é possível observar um tubo capilar utilizado no projeto, onde o fluxo de refrigerante se dá da esquerda para a direita. Pode-se notar a sublimação de água na região posterior do capilar, demonstrando como o refrigerante foi submetido à uma redução de pressão e absorve calor latente do meio.



Figura 14 - Tubo capilar.
Fonte: Autoria própria.

- Evaporador: De acordo com a literatura, evaporadores são os componentes responsáveis por absorver o calor do meio que se encontram, ao custo da evaporação do fluido refrigerante que se encontra no interior. Por se tratar de um sistema de pequeno porte, foi optado por utilizar um evaporador de espiras sem aletas.

A escolha deste evaporador se dá pelas dimensões da câmara frigorífica, onde um evaporador compacto de alta capacidade apresentaria elevada eficiência, impedindo que o ciclo pudesse ser observado em funcionamento sem que ocorresse

o chaveamento constante do compressor, comprometendo a vida útil deste equipamento. Tem-se na Fig. 15 o modelo de evaporador utilizado, é possível observar ainda a existência de um ventilador para realizar a convecção forçada de ar através do evaporador, juntamente com o sensor de temperatura utilizado no projeto.



Figura 15 - Unidade evaporadora.
Fonte: Autoria própria.

- Tanque: Tem como finalidade permitir variações no volume de refrigerante do ciclo acumula todo e qualquer fluido que não realiza expansão no evaporador, evitando que ocorra o envio de refrigerante líquido para o compressor, causando danos ao sistema.

Para a montagem do sistema foi utilizado um tanque de tamanho médio, onde a linha de alta pressão, após sair do circuito de subresfriamento localizado na moldura das câmaras, circula o tanque, ao realizar esta montagem é possível obter um grau de subresfriamento maior, visto que parte do fluido acumulado não realizou a expansão e é possível remover calor adicional do fluido refrigerante antes do mesmo ser enviado para o dispositivo de expansão. A configuração permite classificar o tanque como um trocador de calor intermediário, onde parte do calor que seria enviado para o evaporador é removido e posteriormente enviado para o condensador, a fim de ser dispersado no meio.



Figura 16 - Tanque acumulador.
Fonte: Autoria própria.

- Válvula de retenção: É utilizada para manter o fluxo de refrigerante apenas em um sentido, evitando o retorno de refrigerante quando são utilizados dois ou mais evaporadores. Para o projeto, serão utilizadas duas válvulas, estas devem ser instaladas na saída de cada evaporador, antes do tanque. Ao realizar a instalação da mesma é necessário observar o sentido de fluxo, a fim de evitar o travamento do ciclo. Na Fig. 17 é possível observar o modelo de válvula de retenção a ser utilizado na bancada.



Figura 17 - Válvula de retenção.
Fonte: Danfoss®(2016).

- Visor de líquido: Atua como ferramenta de monitoramento do sistema possui um indicador que reage à presença de fluido refrigerante, indicando se não ocorreu vazamentos no sistema ou ainda se não possui alguma obstrução nas linhas.

Na Fig.18 é possível observar um visor de líquido inundado, por se tratar da primeira partida do sistema é possível observar a movimentação de bolhas, indicando que quando líquido, o refrigerante apresenta característica incolor, dificultando o seu monitoramento, sendo necessário a utilização do indicador, que acusa a presença de líquido no sistema.



**Figura 18 - Visor de líquido.
Fonte: Autoria própria.**

- Tubulação: É utilizado para realizar o transporte de refrigerante entre os diversos componentes do sistema. Fabricada em cobre através da extrusão, garante que a tubulação não sofrerá falha crítica na região da solda ao ser utilizado em sistemas de alta pressão. O uso do cobre se dá pela baixa reatividade do material com o ar e o refrigerante utilizado, alinhado com o baixo custo de produção e reciclagem, além de ser extremamente maleável, permitindo que seja moldado conforme necessidade de instalação.

Para o projeto será utilizado uma tubulação de 1/4" (6,35 mm) com uma espessura de 1/32" (0,79 mm) de parede nas linhas de alta pressão e uma tubulação de 3/8" (9,52 mm) com uma espessura de 1/32" (0,79 mm) de parede nas linhas de baixa pressão.

3.1.3 Componentes elétricos

- Pressostato: Componente eletromecânico responsável por realizar o monitoramento da pressão do sistema, realizando o controle do sinal de acionamento e parada do compressor conforme ajustado.

Foi selecionado um pressostato com diferencial ajustável da Danfoss® e contato do tipo *SDPT* (terminal único de duas posições), onde o sinal lógico pode atuar de forma normal fechado e normal aberto.

Para realizar o ajuste de pressão interna é necessário ajustar os parafusos superiores do Pressostato, o ajuste de pressão máxima do sistema se localiza do lado direito do pressostato, ajustando a pressão de *CUT OUT*, é determinado qual pressão de alta que deve ocorrer o desligamento do compressor, causado pelo fechamento das linhas de expansão ou alguma obstrução no sistema.

O intervalo para rearme do pressostato é chamado de *DIFF*, tem como função permitir a comutação da linha lógica somente após a queda de pressão ajustada, este intervalo tem como função evitar o chaveamento constante do compressor, evitando queimas e danos ao componente.

O pressostato conta ainda com a linha de *CUT IN*, se trata do monitoramento da linha de baixa pressão, caso a pressão da linha esteja abaixo do valor desejado, indicando entupimento da linha ou falta de fluido refrigerante, ocorre a comutação da linha lógica, desativando o compressor. É visível na Fig. 19 o pressostato utilizado no projeto.



Figura 19 – Pressostato SDPT.
Fonte: Autoria própria.

- Válvula solenoide: se trata de um componente responsável por controlar o fluxo de fluido refrigerante direcionado aos evaporadores, seu controle é realizado pelo controlador conforme a temperatura observada na câmara de refrigeração.

Para realizar o acionamento de uma válvula solenoide é necessário aplicar uma tensão de 227V nos terminais de componente, que por sua vez energiza a bobina presente em seu interior e comuta a posição do diafragma interior. São desenvolvidos visando a manutenção rápida, onde não é necessário interromper as linhas de refrigeração para troca do solenoide. Na Fig. 20 é possível observar duas unidades do equipamento, com as respectivas bobinas e cabos de alimentação.



Figura 20 - Válvula solenoide Danfoss®.
Fonte: Autoria própria.

- Controlador de temperatura: Responsável por realizar o monitoramento das câmaras frigoríficas através da leitura de dois sensores de temperatura de Platina, modelo PT-100, localizados no evaporador e no ambiente. O controlador ainda é responsável pelo acionamento das linhas de evaporação e o acionamento do processo de degelo automático do sistema, juntamente com o controle de ventilação, tornando o sistema de refrigeração independente quando corretamente configurado.

Para este projeto será utilizado dois controladores de temperatura, cada um responsável pelo monitoramento e controle de um ambiente de refrigeração. Para a câmara superior será utilizado um controlador TC-900Ri da *Full Gauge®*, disponível na Fig. 21, tem-se como exemplo o controlador TC-940i da *Full Gauge®*, modelo a

ser utilizado na câmara inferior, estes componentes permitem o monitoramento e acionamento dos componentes mencionados anteriormente.



Figura 21 - Controlador de temperatura Full Gauge®.
Fonte: Autoria própria.

- Contator: Utilizado para realizar a comutação do sinal lógico em sinal de potência, atua como um relé recebendo o sinal dos controladores de temperatura e dos comandos individuais posicionados no painel frontal. Embora não seja utilizado em refrigeradores residenciais e comerciais, seu uso se faz necessário neste projeto a fim de evitar danos ao controlador de temperatura.

3.2 Planejamento e montagem da bancada

Para a construção da bancada, foi realizado um estudo dos possíveis ciclos termodinâmicos que poderiam ser implementados. O ponto de partida se deu com a bancada didática de refrigeração existente no laboratório de refrigeração da UTFPR campus Cornélio Procópio, disponível na Fig. 22. Esta bancada foi construída como trabalho de conclusão de curso de alunos anteriores, possui um ciclo multipressão, operando em 3 níveis de pressões diferentes, é equipada com um sistema de monitoramento industrial e opera utilizando o fluido R-404a.



**Figura 22 - Bancada de Refrigeração da UTFPR.
Fonte: William F. Sagrado (2014).**

Visando as necessidades educacionais do SENAI, foi optado por realizar um *downsizing* do projeto visando a mobilidade do equipamento, com câmaras frigoríficas menores e fixadas na bancada, evaporadores menos eficientes e uma unidade condensadora.

A escolha por evaporadores e condensadores menos eficientes é justificada pela menor carga térmica a ser retirada do sistema, permitindo que o sistema apresente um funcionamento consistente, juntamente com uma maior facilidade de operação e manutenção durante atividades futuras.

Definido o ciclo a ser implementado, foi realizado um levantamento dos componentes necessários para a construção da bancada juntamente com a elaboração do *layout* dos componentes na bancada. O diagrama do ciclo se encontra no anexo 1 do trabalho.

Para realizar a junção das linhas de cobre será utilizado solda por oxiacetileno, com adição de estanho para realizar a vedação. A escolha se dá pela afinidade da solda com chapas finas, evitando que ocorra concentração excessiva de calor na tubulação, juntamente com empenos ou enfraquecimento do cobre por aquecimento irregular.

Com as dimensões aproximadas definidas, foi realizado a construção da estrutura que comporta a bancada, juntamente com a construção da câmara frigorífica, que seguiu as normas técnicas indicadas por Dossat (1991), utilizando massa de calafetar

para realizar o preenchimento de lacunas e silicone para realizar a vedação, evitando entrada de ar quente nas câmaras de refrigeração.

A montagem se inicia com a fixação da unidade condensadora, composta do compressor, evaporador e ventilador. Uma vez posicionados, as tomadas de vácuo e carga são instaladas, de acordo com o posicionamento disponível na Fig. 13.

Em seguida, a tubulação de saída do condensador é direcionada para a tubulação de subresfriamento, localizada na moldura das câmaras frigoríficas, visível na Fig. 12. A passagem da linha de refrigerante pela moldura permite um grau maior de resfriamento do refrigerante, ao mesmo tempo que evita a condensação de vapor de água na moldura, dificultando a vedação da borracha e causando um acúmulo de água indesejado nos arredores.

Após, todo refrigerante circula pelo filtro, que remove qualquer umidade presente no sistema. Em seguida, é direcionado para um registro intermediário, este, tem como função permitir alterações didáticas no ciclo, simulando um estrangulamento nas linhas.

Posteriormente, a linha de alta pressão é colocada em contato com o tanque acumulador, que contém refrigerante líquido a baixa pressão em seu interior e permite a absorção de calor, diminuindo as perdas para o meio. Tal arranjo configura o princípio de um trocador intermediário, onde parte do calor que seria enviado para os dispositivos de expansão é retido pelo tanque e é enviado posteriormente para o condensador, dispersando o calor no local adequado.

Com a passagem pelo trocador intermediário, as linhas de refrigerante são divididas e encaminhadas para os dispositivos de expansão de cada câmara frigorífica. Deve-se ressaltar que ocorre a divisão em 3 linhas: uma linha é destinada para a câmara superior, passando antes por uma válvula solenoide, um visor de líquido e o tubo capilar.

Outras duas linhas são enviadas para a câmara inferior, cada uma instalada com um solenoide e um visor de líquido em série. Uma das linhas possui um tubo capilar que atua como dispositivo de expansão. A segunda linha tem como função controlar o sistema de degelo a quente, onde é permitida a passagem irrestrita de refrigerante pelo evaporador, aquecendo-o e removendo o gelo formado no acumulador, que atua como isolante térmico, diminuindo a eficiência do sistema. Na Fig. 23 é possível

observar o posicionamento das linhas de pressão, juntamente com a localização das válvulas solenoide e visores de líquido.



Figura 23 - Válvulas solenoide e dispositivos de expansão.
Fonte: Autoria Própria.

Com a instalação das linhas de alta pressão, é realizado a conexão do dispositivo de expansão com os evaporadores, estes, são conectados às respectivas válvulas de expansão, que evita o retorno de refrigerante caso uma das linhas de evaporação esteja desligada.

Com a junção das linhas após as válvulas de retenção, é realizado a conexão com o tanque acumulador, componente que está em contato com a linha de alta pressão. Após tanque, é realizado a conexão do tanque com a linha de sucção do compressor, completando o circuito hidráulico.

É importante salientar que a montagem das válvulas solenoide, válvulas de retenção, registros, visores de líquido, manômetros e pressostato é realizada pelo sistema de flange e rosca, permitindo a troca caso ocorra a falha de quaisquer componentes. O restante dos componentes, sendo eles: evaporadores, condensador, tubulações, tanque, filtro e compressor são instalados e selados através da solda por oxiacetileno, conforme fornecimento do fabricante.

Com a montagem do circuito hidráulico concluído, é realizada a instalação do sistema elétrico, foram utilizados 4 contadores e 5 interruptores para realizar a operação da bancada, utilizando a seguinte estrutura lógica:

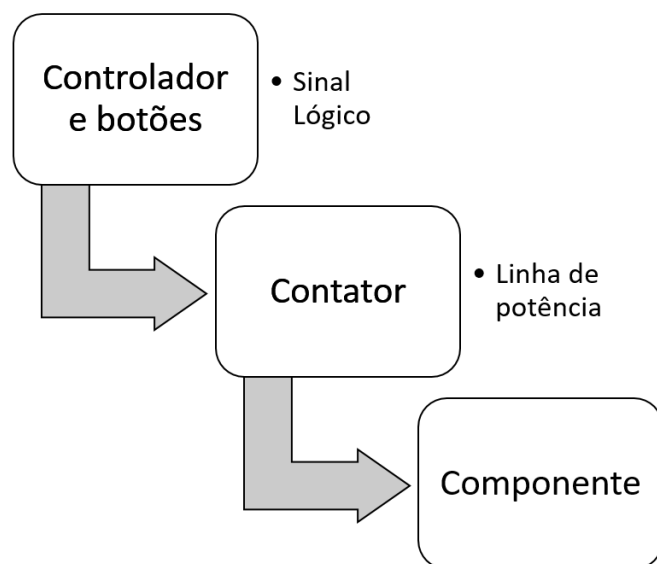


Figura 24 - Diagrama de lógica para componentes elétricos.
Fonte: Autoria Própria.

A utilização de contadores para realizar o acionamento dos componentes de potência é justificada carga máxima permitida pelo controlador, juntamente com a possibilidade de se utilizar botões para realizar a comutação independente de determinados componentes, permitindo simular desta forma anomalias no funcionamento dos componentes sem que seja necessário interromper o circuito ou causar danos ao mesmo. Estão descritos na Tabela 3 e 4 os comandos realizados pelos contadores e interruptores:

Tabela 3 - Acionamento dos contadores

Contador	Função
1	Acionamento principal, controlado pelo botão de emergência
2	Acionamento do compressor e ventilador do condensador
3	Degelo da câmara frigorífica superior, por resistência
4	Degelo da câmara frigorífica inferior, por gás quente

Tabela 4 - Acionamento dos interruptores

Interruptor	Função
1	Acionamento da bancada
2	Acionamento da circulação forçada, câmara frigorífica superior
3	Acionamento da circulação forçada, câmara frigorífica inferior
4	Acionamento degelo da câmara frigorífica superior, por resistência
5	Acionamento degelo da câmara frigorífica inferior, por gás quente

3.3 Procedimento de carga

Com a montagem dos sistemas hidráulicos e elétricos concluídos, pode-se prosseguir com o teste do sistema, sendo o teste de vazamentos o primeiro a ser realizado, para tal, é utilizado uma bomba de vácuo conectada a um manômetro para monitoramento da pressão do sistema.

Após realizar o vácuo, todo o sistema é fechado e a pressão monitorada por pelo menos 30 minutos; caso não ocorra o aumento de pressão, é permitido a continuação do procedimento de carga e teste do sistema; ocorrendo o aumento da pressão é necessário verificar conexões e soldas em busca de vazamentos, sendo necessário utilizar Nitrogênio comprimido e uma solução de água e detergente neutro, que ao ser aplicado em um vazamento, resultará em um aumento das bolhas. A escolha por Nitrogênio em detrimento de ar comprimido se dá pela ausência de vapor de água, evitando assim a saturação do filtro secador.

Realizado o teste de vácuo é dada continuidade ao procedimento de carga, onde é utilizado uma balança de precisão da *Rothenberger*®, que apresenta precisão de 0,005 kg e é desenvolvida para esta aplicação. O procedimento se inicia com o posicionamento do botijão de refrigerante na balança, sendo a linha de saída conectada na tomada de alimentação do manômetro e a linha de baixa pressão (em azul) conectada na porta de manutenção do compressor.

Também é utilizado um sistema *Penta III* da *Full Gauge*®, que permite a tomada de temperatura em 5 pontos diferentes durante o processo de carga inicial, é possível observar na Fig. 25 os equipamentos realizando as devidas medições.



Figura 25 - Penta III.
Fonte: Autoria própria.

O procedimento de carga se inicia equalizando as pressões internas até o valor aproximado de 50 psi, sendo realizado a partida do compressor em seguida, monitorando a pressão do sistema, de acordo com o compressor utilizado, e o comprimento dos tubos capilares, é determinado que o sistema possua uma pressão de evaporação de 10 psi, que resulta na evaporação do refrigerante R-134a a uma temperatura de aproximadamente -22 °C, para o lado de alta pressão, é esperado uma pressão de 160 psi, garantindo que a evaporação só ocorra a uma temperatura maior que +40 °C.

É importante frisar que cada sistema apresenta uma quantidade específica de refrigerante a ser utilizado, quando ocorre o desenvolvimento de sistemas, deve-se realizar o monitoramento do sistema até que as condições de projeto sejam atendidas. Para sistemas selados, tais como geladeiras, freezers e aparelhos de ar condicionado padrão box, a massa de refrigerante é indicada e deve ser seguida, para evitar danos ou alteração no funcionamento do sistema.

3.4 Parâmetros dos controladores

Visando o correto funcionamento do sistema, é necessário realizar a programação dos controladores, a construção da bancada se utilizou de dois controladores, conforme informado na seção 3.1.3.

A seguir, são fornecidos os valores utilizados para realizar a programação e ajuste do controlador, juntamente com o seu código e descrição equivalente. Os parâmetros aqui informados servem de ponto de partida para eventuais alterações a fim de melhorar o funcionamento e comportamento para diferentes práticas.

Tabela 5 - Parâmetros selecionados - Controlador TC-940Ri.

TC-940Ri			
Código	Descrição	Valor	Unidade
F01	Código de acesso	123	-
F02	Diferencial de controle	3	°C
F03	Deslocamento de indicação da temperatura ambiente	0	-
F04	Mínimo <i>setpoint</i> permitido ao usuário final	-10	°C
F05	Máximo <i>setpoint</i> permitido ao usuário final	0	-
F06	Tipo de degelo (0 = resistência; 1 = gás quente)	1	-
F07	Condição para início de degelo (0 = tempo; 1 = temperatura)	0	-
F08	Intervalo entre degelos	180	min
F09	Tempo máximo em refrigeração	24	h
F10	Temperatura no evaporador para início de degelo	-15	°C
F11	Tempo de pré-degelo	10	min
F12	Degelo na partida	0	-
F13	Temperatura no evaporador para fim de degelo	20	°C
F14	Duração máxima do degelo	20	min
F15	Ventilador ligado durante o degelo	0	-
F16	Retardo para realização do primeiro degelo	0	-
F17	Indicação de temperatura travada durante o degelo	0	-
F18	Tempo de drenagem	2	min
F19	Temperatura do evaporador p/ retorno do ventilador após drenagem	10	°C
F20	Tempo máximo p/ retorno do ventilador após drenagem	5	min
F21	Ventilador ligado com compressor desligado (em refrigeração)	1	-
F22	Parada do ventilador por temperatura alta no evaporador	20	°C
F23	Diferencial para retorno do ventilador	0.1	°C
F24	Alarme de temperatura ambiente baixa	-50	°C
F25	Diferencial do alarme de temperatura baixa	1	°C
F26	Alarme de temperatura ambiente alta	10	°C
F27	Diferencial do alarme de temperatura alta	1	°C
F28	Tempo de inibição do alarme ao energizar o instrumento	0	min
F29	Tempo de inibição do alarme após drenagem	0	min
F30	Retardo na partida	1	min
F31	Tempo mínimo de compressor ligado	0	s
F32	Tempo mínimo de compressor desligado	120	s
F33	Situação do compressor com sensor ambiente desconectado (0 = desligado; 1 = ligado)	0	-

Tabela 6 - Parâmetros selecionado - controlador TC-900Ri clock.

TC-900Ri clock			
Código	Descrição	Valor	Unidade
F00	Código de acesso	123	-
F01	Degelos por programação horária (semanal)	0	-
F02	Diferencial de controle	3	°C
F03	Mínimo <i>setpoint</i> permitido ao usuário final	0	°C
F04	Máximo <i>setpoint</i> permitido ao usuário final	5	°C
F05	Retardo na partida	1	min
F06	Ponto de atuação do alerta de temperatura ambiente baixa	-50	°C
F07	Ponto de atuação do alerta de temperatura ambiente alta	10	°C
F08	Intervalo entre degelos	180	min
F09	Tempo mínimo de compressor ligado	0	s
F10	Tempo mínimo de compressor desligado	120	s
F11	Situação do compressor com sensor ambiente desconectado (0 = desligado; 1 = ligado)	0	-
F12	Degelo na partida	0	-
F13	Temperatura no evaporador para fim de degelo	20	°C
F14	Duração máxima do degelo	30	min
F15	Ventilador ligado durante o degelo	0	-
F16	Tipo de degelo	0	-
F17	indicação de temperatura travada durante o degelo	0	-
F18	Tempo de drenagem	2	min
F19	Temperatura do evaporador p/ retorno do ventilador após drenagem	10	°C
F20	tempo máximo p/ retorno do ventilador após drenagem	5	min
F21	Ventilador ligado com compressor desligado (em refrigeração)	1	-
F22	Parada do ventilador por temperatura alta no evaporador	20	°C
F23	Deslocamento de indicação da temperatura ambiente - offset	0	°C
F24	Endereço do equipamento na rede RS-485	1	

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Resultados obtidos

Ao finalizar a montagem dos componentes hidráulicos e elétricos, foi realizado uma partida inicial, onde ocorreu o procedimento de carga de gás refrigerante, na Fig. 26 é possível observar o arranjo final dos componentes, durante o procedimento de carga.



Figura 26 - Bancada em funcionamento.
Fonte: Autoria Própria.

Para realizar o procedimento de carga de fluido foi necessário uma carga de 520 [g] e esta foi dividida em 3 estágios: em um primeiro momento foram adicionadas 175 [g], após normalizar a pressão do compressor, foram adicionados 335 [g] de fluido refrigerante e, para finalizar o procedimento, 10 [g], resultando em uma pressão de alta de 160 [psi] (11 [Bar]) e uma pressão de baixa de 10 [psi] (0,69 [bar]).

Durante a sua primeira meia hora de funcionamento a bancada obteve o seguinte resultado, os pontos marcados são indicados no Anexo 1 deste trabalho:

Tabela 7 - Temperaturas obtidas na partida inicial.

Ponto	A	B	C	D
Tempo	Entrada evaporador 1	Saída evaporador 1	Entrada evaporador 2	Saída evaporador 2
00:00	21 °C	21 °C	21 °C	21 °C
00:10	-19.1 °C	16.3 °C	-18.3 °C	7.5 °C
00:20	-16 °C	0 °C	-15.4 °C	-12.5 °C
00:30	-16.3 °C	-11.4 °C	-15.8 °C	-13.6 °C

Ponto	E	F	G	H
Tempo	Entrada condensador	Saída condensador	Após subresfriamento	Sucção compressor
00:00	21 °C	21 °C	21 °C	21 °C
00:10	32 °C	31 °C	27.7 °C	21 °C
00:20	38 °C	34.6 °C	32.3 °C	5 °C
00:30	42.9 °C	34 °C	33.3 °C	5 °C

Após 30 minutos de funcionamento, é possível observar que o sistema atingiu uma diferença de temperatura constante entre as entradas e saídas dos evaporadores. O evaporador 1 apresenta uma diferença de temperatura de 4,9 °C e o evaporador 2, uma diferença de 2,9 °C.

Para determinar as propriedades do gás após sofrer o processo de compressão isoentrópica, a entropia do gás permanece constante durante o processo, sendo possível determinar a nova temperatura com as Tabelas eletrônicas, utilizando a entropia e a nova pressão como parâmetros.

4.2 Cálculo de eficiência

Através do trabalho desenvolvido anteriormente pelo aluno na bancada de refrigeração industrial da UTFPR foi possível desenvolver os cálculos de eficiência termodinâmica do sistema de forma análoga ao trabalho desenvolvido em laboratório, obtendo resultados comparativos.

Para os valores de vazão serão utilizados os resultados por Alegrias (2010) onde foi determinado que a vazão máxima de refrigerante R-134a em um tubo capilar com 0,9 [mm] de diâmetro e 2500 [mm] de comprimento é de aproximadamente 0.0016 [kg/s].

São levantados os diferentes valores de entalpia (h) para o ciclo através das Tabelas eletrônicas fornecidas pelo software *CoolPack*, de acordo com as propriedades termodinâmicas dos diferentes pontos da bancada, conforme indicado na Tabela 8.

Conforme mencionado na seção anterior, as propriedades do refrigerante após o compressor são dadas pela entropia constante e a pressão de saída do refrigerante. No caso do ciclo estudado, o refrigerante entra no compressor a 10 [psi] e a 5 °C,

apresentando uma entropia de 1,8704 [kJ/kg] de acordo com as Tabelas eletrônicas. Ao sair do compressor a entropia se mantém constante porém a pressão e temperatura aumentam, resultando em uma temperatura de 42,9 °C, permitindo também a determinação da entalpia para o ponto. O resultado do levantamento de dados é organizado na Tabela 6:

Tabela 8 - Propriedades termodinâmicas em condição de equilíbrio.

Ponto A		Ponto B		Ponto C		Ponto D	
T (°C)	-16	T (°C)	-13	T (°C)	-15.4	T (°C)	-12.5
P (Bar)	0.69	P (Bar)	0.69	P (Bar)	0.69	P (Bar)	0.69
s (Kj/kg)	--	s (Kj/kg)	--	s (Kj/kg)	--	s (Kj/kg)	--
h (kj/kg)	179.27	h (kj/kg)	393.22	h (kj/kg)	180.03	h (kj/kg)	393.63
m (Kg/s)	0.0016	m (Kg/s)	0.0016	m (Kg/s)	0.0016	m (Kg/s)	0.0016

Ponto E		Ponto F		Ponto G		Ponto H	
T (°C)	42.9	T (°C)	34.8	T (°C)	32.3	T (°C)	5
P (Bar)	11	P (Bar)	11	P (Bar)	11	P (Bar)	0.69
s (Kj/kg)	1.8704	s (Kj/kg)	--	s (Kj/kg)	--	s (Kj/kg)	1.8704
h (kj/kg)	475.32	h (kj/kg)	248.45	h (kj/kg)	244.79	h (kj/kg)	407.13
m (Kg/s)	0.0032	m (Kg/s)	0.0032	m (Kg/s)	0.0032	m (Kg/s)	0.0032

Juntamente com os valores fornecidos, o cálculo de capacidade dos evaporadores e condensador é dado pela Equação (8), e para o cálculo de trabalho adicionado pelo compressor, é utilizado a Equação (9):

$$Q_E = \dot{m} \cdot (h_{saída} - h_{Entrada}) \quad (8)$$

$$W_c = \dot{m} \cdot (h_e - h_h) \quad (9)$$

Ao realizar os cálculos, foi determinado que o evaporador 1 apresenta uma capacidade de troca de calor de 342,32 [W]; o evaporador 2, capacidade de 341,76 [W]. Durante o funcionamento do compressor, o mesmo adiciona 218,20 [W] de calor na forma de trabalho ao refrigerante. O cálculo do condensador indica que 737,69 [W] de calor são bombeados para o meio através da circulação de fluido refrigerante.

Com os valores obtidos, é possível calcular o COP para o sistema, utilizando a Equação (6):

$$COP = \frac{Q_{E1} + Q_{E2}}{W_c} = \frac{0,34232 + 0.34176}{0,21820} = 3,13$$

Ao realizar os cálculos de eficiência podemos observar que, para cada kW de trabalho inserido no ciclo, é possível retirar 3,13 kW de calor das câmaras frias. De forma análoga ao que é demonstrado na máquina de Carnot na Fig. 1.b.

Avalia-se em seguida se todo o calor removido das câmaras frias pelos evaporadores juntamente com o calor adicionado pelo compressor é dissipado para o meio através do condensador. Com base nos resultados obtidos, temos que o saldo de calor é:

$$\text{Saldo} = W_c + Q_{E1} + Q_{E2} - Q_C = 0,16459 \text{ kW}$$

Observa-se que o ciclo apresenta 164 W não dissipados pelo condensador. Este calor permanece no ciclo de forma residual, sendo transferido para os evaporadores através da linha de pressão que circula na moldura das câmaras frigoríficas, ilustradas na Fig. 12, juntamente com o calor removido pelo trocador intermediário, constituído da linha de pressão circulando o tanque acumulador.

Para melhor entendimento dos parâmetros do ciclo e utilização da bancada, foi elaborado uma planilha para realizar o cálculo de eficiência da bancada, disponível no Anexo 2 do trabalho. A planilha contempla ainda a análise dos pontos determinados, juntamente com a análise dos graus de superaquecimento útil, total e subresfriamento útil.

4.3 Diagrama TxS

Com base nos valores obtidos pelos cálculos, é possível construir um diagrama de temperatura x entropia para o ciclo observado. Para a elaboração do diagrama, será respeitado as proporções do ciclo, juntamente com a região que cada ciclo se encontra. Na Fig. 27 é possível observar o diagrama juntamente com a indicação do grau de subresfriamento útil e o grau de superaquecimento total.

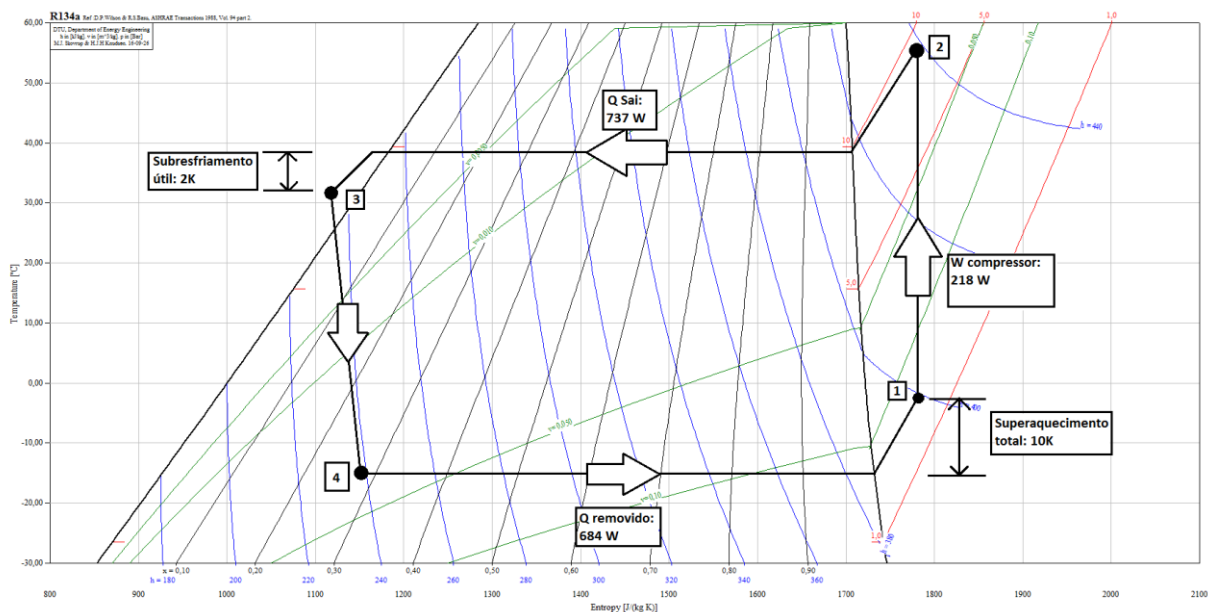


Figura 27 - Diagrama TxS para o ciclo
Fonte: Autoria Própria

Ao analisar o diagrama pode-se afirmar que o processo de compressão (1-2) está completamente inserido na zona de vapor superaquecido, garantindo que não ocorre a entrada de líquido no compressor. O processo de condensação (2-3) ocorre com temperatura constante ao entrar no condensador, apresentando a queda de temperatura através do subresfriamento útil, causado pelo trocador intermediário; o processo de subresfriamento ocorre com o refrigerante em fase de líquido saturado, sem troca de fase.

Durante o processo de expansão (3-4), o refrigerante é submetido à um gradiente de pressão, gerando um gradiente de temperatura, que prepara o fluido refrigerante para absorver calor durante o processo (4-1). Por não apresentar superfície de contato suficiente e por se deslocar rapidamente (com uma vazão de 0.0016 kg/s), não ocorre ganho de calor suficiente para permitir a evaporação da mesma durante o processo de expansão no tubo capilar, sendo destinada a ocorrer durante o processo (4-1).

Durante o processo de evaporação (4-1) o gás realiza a expansão e atravessa a zona de mistura de líquido e vapor até atingir o estado de vapor supersaturado. O grau de superaquecimento total indica a diferença entre a temperatura de evaporação e a temperatura de sucção do compressor, sendo calculada como 10 K no projeto.

5. Conclusão

O projeto de construção de uma bancada de refrigeração permitiu aplicar todos os conhecimentos que embasam a área térmica, possibilitando avaliar com detalhes todos os aspectos envolvidos no desenvolvimento de um equipamento de refrigeração industrial: desde a seleção dos componentes até o ajuste dos parâmetros de funcionamento da bancada.

A etapa de dimensionamento e seleção dos componentes mostrou a necessidade de adaptar o desenvolvimento do projeto aos equipamentos disponíveis no mercado, como a escolha de trocadores de calor de baixa capacidade, compatíveis com a baixa carga térmica das câmaras frigoríficas.

Determinou-se os rendimentos para o ciclo através das temperaturas obtidas, confirmando que o resultado se encontra dentro dos valores médios obtidos por instalações industriais de acordo com a literatura. Também realizou-se uma análise crítica do fluxo de calor entre os componentes, onde foi determinada a influência dos trocadores intermediários, demonstrando que parte do calor que é absorvido pelos evaporadores permanece no ciclo em forma de calor residual ao não ser transferido para o meio pelo condensador, sendo transportado durante um novo ciclo para o evaporador, compressor e condensador.

Demonstrou-se o enorme potencial do uso de Tabelas eletrônicas e diagramas de fase, sendo ambas as ferramentas de elevado valor no auxílio de engenheiros e técnicos durante o dimensionamento e entendimento dos diferentes parâmetros de um sistemas de refrigeração.

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.

Como sugestão é proposto um estudo de eficiência comparando o COP do sistema atual – que faz uso de um tubo capilar como dispositivo de expansão – com o mesmo sistema mas se utilizando de uma válvula de expansão termostática, verificando os ganhos de eficiência do sistema em conjunto com a nova carga de gás refrigerante necessária no sistema.

6. Referências

ALEGRIAS, Juan Gabriel Paz; BANDARRA FILHO, Enio Pedone; MENDONÇA, Oscar Saul Hernandez. **EFEITO DAS DIMENSÕES DO TUBO CAPILAR COMO ELEMENTO DE EXPANSÃO NUM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICO**. VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Paraíba: 2010

DOSSAT, Roy J. **PRINCÍPIOS DE REFRIGERAÇÃO**. Editora HEMUS Ltda, 2004.

EMBRACO, **TABELA DE APLICAÇÃO DE COMPRESSORES 50HZ E 60HZ, R134A E MISTURAS (BLENDS)**. 1 ed, 2009.

FERRAZ, Fábio.; GOMES, Márcio. **O HISTÓRICO DA REFRIGERAÇÃO**. Bahia: CEFET-BA, 2008.

FERRAZ, Fagner. **FLUIDOS REFRIGERANTES**. Bahia: IF-BA, 2012.

GORRIE, John. **ICE MACHINE**. EUA, patente n. 8080, 06 de maio de 1851.

IES Estelas de Cantabria, **MÁQUINAS Y EQUIPOS TÉRMICOS**, Santander: 2013

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.; BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S.; **FUNDAMENTOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA**. 6 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KAYS, William Morrow; LONDON, Alexander Louis; **COMPACT HEAT EXCHANGERS**. 3 ed. Nova Iorque: McGraw-Hill, 1984.

Ministry of Economy, Trade and Industry of Japan. **HISTORY OF CHLOROFLUOROCARBONS**. Japão, 2008

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.; BOETTNER, Daisie D.; BAILEY, Margaret B. **FUNDAMENTALS OF ENGINEERING THERMODYNAMICS**. Editora Wiley Ltda, 2011.

Prince Edward Island Department of Economic Development and Tourism, **REFRIGERATION CONTROLS**. Prince Edward Island: 1996.

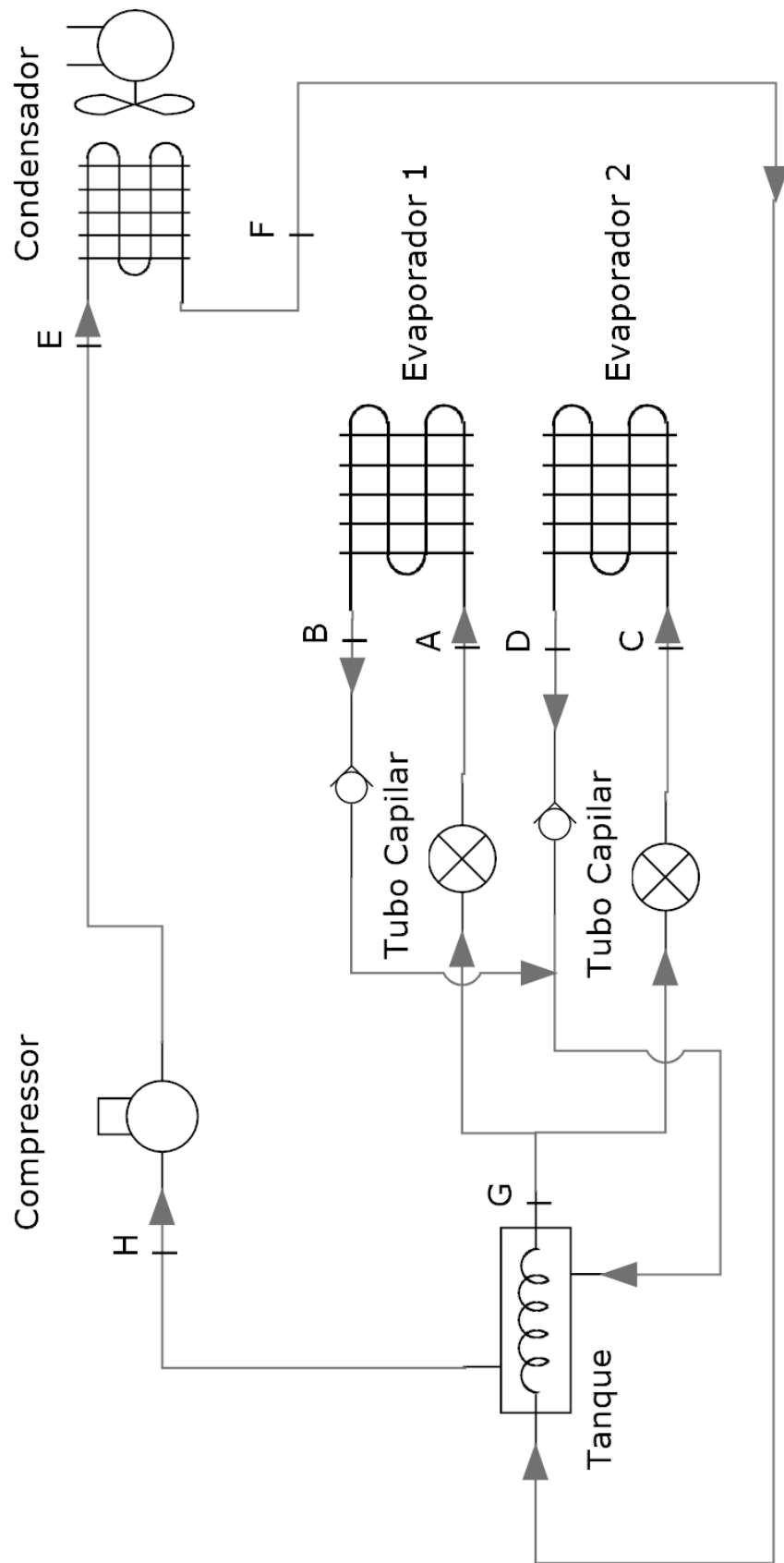
RAZUK, Henrique Cotait; PINTO, José Carlos. **FRIO COMO UTILIDADE NA INDÚSTRIA DE BEBIDAS**. São Paulo: Blucher, 2011.

SOUZA, William Sagrado. **PROGRAMAÇÃO E GERENCIAMENTO DO PROGRAMA SITRAD DA BANCADA DIDÁTICA DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL E MULTIPRESSÃO**. 2014. Trabalho de Conclusão de Curso (Tecnologia Manutenção Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2014.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL**. 2 ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda., 2002.

Anexos

Anexo 1: Diagrama do ciclo utilizado.



Anexo 2: Tabela para Cálculo de propriedades

Entrada evap 1		Saída Evap 1		Entrada Evap 2		Saída Evap 2	
Ponto A	Ponto B	Ponto C	Ponto D	Ponto E	Ponto F	Ponto G	Ponto H
T (°C)	T (°C)	T (°C)	T (°C)	T (°C)	T (°C)	T (°C)	T (°C)
P (Bar)	P (Bar)	P (Bar)	P (Bar)	P (Bar)	P (Bar)	P (Bar)	P (Bar)
s (Kj/kg)	s (Kj/kg)	s (Kj/kg)	s (Kj/kg)	s (Kj/kg)	s (Kj/kg)	s (Kj/kg)	s (Kj/kg)
h (kj/kg)	h (kj/kg)	h (kj/kg)	h (kj/kg)	h (kj/kg)	h (kj/kg)	h (kj/kg)	h (kj/kg)
m (Kg/s) 0.0016	m (Kg/s) 0.0016	m (Kg/s) 0.0016	m (Kg/s) 0.0016	m (Kg/s) 0.0032	m (Kg/s) 0.0032	m (Kg/s) 0.0032	m (Kg/s) 0.0032
Entrada Condensa	Saída Condensa	subresfria		Entrada Compressor			
Ponto E	Ponto F	Ponto G	Ponto H				
T (°C)	T (°C)	T (°C)	T (°C)				
P (Bar)	P (Bar)	P (Bar)	P (Bar)				
s (Kj/kg)	s (Kj/kg)	s (Kj/kg)	s (Kj/kg)				
h (kj/kg)	h (kj/kg)	h (kj/kg)	h (kj/kg)				
m (Kg/s) 0.0032	m (Kg/s) 0.0032	m (Kg/s) 0.0032	m (Kg/s) 0.0032				
Cálculo Compressor: $W_c = \dot{m}_c (h_g - h_h)$							
Cálculo Evaporador 1: $Q_{E1} = \dot{m}_c (h_g - h_A)$							
Cálculo Evaporador 2: $Q_{E2} = \dot{m}_c (h_D - h_C)$							
Cálculo Condensador: $Q_C = \dot{m}_c (h_E - h_F)$							
$Saída = W_c + Q_{E1} + Q_{E2} - Q_C =$							
$COP = \frac{Q_{E1} + Q_{E2}}{W_c} =$							
Ponto	Posição						
A	Entrada Evaporador 1						
B	Saída Evaporador 1						
C	Entrada Evaporador 2						
D	Saída Evaporador 2						
E	Entrada Condensador						
F	Saída Condensador						
G	Saída trocador intermediário						
H	Entrada Compressor						
Fluido utilizado: Refrigerante R-134a							
Capacidade frigorífica máxima: (Informado pelo fabricante)							
1050 Btu/h	307.22 W/h						
Tubo capilar:							
Diâmetro interno: 0.9 mm							
Comprimento: 2500 mm							
Grau de Superaquecimento útil: (TA-TB) =							
Grau de Superaquecimento Total: (TA-TH) =							
Grau de Subresfriamento útil: (TF-TG) =							