

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA
ENGENHARIA QUÍMICA**

CLARISSA FERREIRA PIN

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CONDENSADOR EVAPORATIVO PARA
MELHORIA DA EFICIÊNCIA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO**

**Bagé
2021**

CLARISSA FERREIRA PIN

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CONDENSADOR EVAPORATIVO PARA
MELHORIA DA EFICIÊNCIA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Química da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Química.

Orientador: Edson Abel dos Santos Chiaramonte

**Bagé
2021**

Ficha catalográfica elaborada automaticamente com os dados fornecidos pelo(a) autor(a) através do Módulo de Biblioteca do Sistema GURI (Gestão Unificada de Recursos Institucionais).

P645a Pin, Clarissa Ferreira

Análise termodinâmica de um condensador evaporativo para melhoria da eficiência de um sistema de refrigeração / Clarissa Ferreira Pin.

90 p.

Trabalho de Conclusão de Curso(Graduação)-- Universidade Federal do Pampa, ENGENHARIA QUÍMICA, 2021.

"Orientação: Edson Abel dos Santos Chiaramonte".

1. Transferência de calor. 2. Incrustação. 3. Simulação. 4. Psicrometria. 5. Eficiência. I. Título.

**SERVIÇO PÚBLICO FEDERAL
MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
Universidade Federal do Pampa**

CLARISSA FERREIRA PIN

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CONDENSADOR EVAPORATIVO PARA
MELHORIA DA EFICIÊNCIA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Química da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Química.

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em: 13 de maio de 2021.

Banca examinadora:

Prof. Dr. Edson Abel dos Santos Chiaramonte
Orientador
UNIPAMPA

Prof. Dr. Marcílio Machado Morais
UNIPAMPA

Prof^a. Dr^a. Tânia Regina de Souza
UNIPAMPA

Assinado eletronicamente por **TANIA REGINA DE SOUZA, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 13/05/2021, às 17:50, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.

Assinado eletronicamente por **EDSON ABEL DOS SANTOS CHIARAMONTE, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 14/05/2021, às 17:48, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.

Assinado eletronicamente por **MARCILIO MACHADO MORAIS, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 14/05/2021, às 19:52, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.

A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.unipampa.edu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0523367** e o código CRC **BB8FA66D**.

AGRADECIMENTO

Agradeço pelo privilégio que muitos não tem, de ter sido sustentada e apoiada pelos meus pais durante todo esse período, de ter tido alimento na mesa, contas e transporte pagos, de ter tido todas as condições para estudar e enfrentar tudo que é necessário para chegar até aqui, e mesmo com tantos privilégios, não foi nada fácil. Agradeço por no meio de um período pandêmico que marcará a história dessa geração, ter tido saúde física e mental de concluir este TCC e por fim o curso de engenharia química. E no meio desse longo caminho, ter conhecido não só pessoas boas, mas pessoas que me acrescentaram muito, alguns com passagens rápidas, outros mais demoradas, e outros que ficaram até o presente momento, mas todos com extrema significância nesta trajetória, como uma integral matemática em que ao se unir todas as pequenas partes resultam na forma que me define hoje. Sou grata a vida, a fé, a coragem, ao Rio de Janeiro e ao Rio Grande do Sul, a esta natureza me perdi me criei e me transformei, contrariando as leis de Lavoisier, e estou aberta a evoluir muito mais com os próximos desafios que o fim deste ciclo irá me proporcionar. Vamos aos nomes: meus pais Rita e Carlos, minha tia Kátia, minha prima Carol, meus avós lindos, e o restante da família, todos à muitos km de distância, mas que em 7 anos morando longe se fizeram muito presentes. Meus amigos Lucas e Fernanda, ambos em graduações completamente diferentes, um em cada canto desse país, são basicamente parte deste TCC do início ao fim. Marcelo, Japa, Thamires, Lígia, Luíza, amigos que me deram forças em muitos momentos difíceis, e que compartilharam muitos dos bons também, me ajudaram cada um da sua maneira. Aos colegas do meu atual emprego, principalmente Nava, por ter me ajudado a coletar os dados necessários para realizar este trabalho. Aos professores do curso de engenharia química da Unipampa, obrigada por todo aprendizado repassado! Obrigada Deus por mesmo com minhas falhas, me guiar, me livrar e me amar incondicionalmente.

“Tudo posso naquele me fortalece.”

Filipenses 4:13

RESUMO

O setor industrial apresenta um dos maiores consumos de energia no Brasil, principalmente nos sistemas de refrigeração, em que se tem um uso considerável de energia térmica, o que influencia no aumento do impacto ambiental. Se o sistema não funciona com eficácia, a energia necessária para cumprir o objetivo de refrigeração será muito maior. Um dos componentes mais significantes neste processo é o condensador, responsável pela troca térmica a fim de preparar o fluido refrigerante para refrigerar os ambientes internos do frigorífico. Em vista disso, objetiva-se neste trabalho analisar a termodinâmica do condensador evaporativo de amônia que compõe o sistema de refrigeração de um frigorífico situado no Alto Uruguai no Rio Grande do Sul. Esta pesquisa constitui-se como quantitativa, onde primeiramente, foi realizado um estudo local do sistema de refrigeração, identificando-se os principais problemas que possivelmente poderiam afetar a eficiência de troca térmica do condensador evaporativo, como a incrustação e a corrosão nos tubos da serpentina de amônia. Através do modelo matemático psicrométrico, realizou-se uma análise da transferência de calor no processo de condensação, avaliou-se a eficiência do mesmo, e a partir do software CoolPack simulou-se alternativas para mudança das propriedades em busca de uma maior eficiência. Desta forma, pôde-se perceber o efeito negativo das incrustações no coeficiente global de transferência de calor, e partir do estudo do comportamento do mesmo e da taxa de transferência de calor em função das variáveis mais significativas no processo de troca térmica, sugeriu-se propostas para que o condensador opere de forma mais eficiente. Estas foram basicamente relacionadas a modificações na vazão de ar, na área superficial das serpentinas e na temperatura de condensação da amônia, o que, de acordo com a simulação, possibilitou a obtenção de um melhor coeficiente de desempenho para o ciclo de refrigeração.

Palavras-Chave: Transferência de calor. Incrustação. Simulação. Psicrometria. Eficiência.

ABSTRACT

The industrial sector has one of the largest energy consumptions in Brazil, mainly in the refrigeration systems, where there is a considerable use of thermal energy, which influences the increase in the environmental impact. If the system does not work effectively, the energy required to fulfill the cooling objective will be much greater. One of the most significant components in this process is the condenser, responsible for the thermal exchange in order to prepare the refrigerant fluid to cool the internal environments of the refrigerator. In view of this, the objective of this work is to analyze the thermodynamics of the evaporative ammonia condenser that makes up the refrigeration system of a refrigerator located in Alto Uruguai in Rio Grande do Sul. local study of the refrigeration system, identifying the main problems that could possibly affect the thermal exchange efficiency of the evaporative condenser, such as scale and corrosion in the tubes of the ammonia coil. Through the psychrometric mathematical model, an analysis of the heat transfer in the condensation process was carried out, its efficiency was evaluated, and from the CoolPack software, alternatives to change properties in search of greater efficiency were simulated. In this way, it was possible to perceive the negative effect of incrustations on the global heat transfer coefficient, and starting from the study of its behavior and the heat transfer rate as a function of the most significant variables in the heat exchange process, it was suggested proposals for the condenser to operate more efficiently. These were basically related to changes in air flow, coil surface area and ammonia condensing temperature, which, according to the simulation, made it possible to obtain a better performance coefficient for the refrigeration cycle.

Keywords: Heat transfer. Inlay. Simulation. Psychrometry. Efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1a – Componentes do ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.....	26
Figura 1b – Representação do ciclo teórico no diagrama de Mollier.....	27
Figura 2 – Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.....	27
Figura 3 – Esquema das etapas de condensação da amônia.....	29
Figura 4 – Representação esquemática de um condensador evaporativo.....	30
Figura 5 – Influência da temperatura de condensação/pressão de descarga no COP.....	37
Figura 6 – Influência da temperatura de evaporação/pressão de sucção no COP.....	37
Figura 7 – Esboço de feixe de tubos em escoamento cruzado.....	46
Figura 8 – Configuração de tubos em uma matriz tubular alternada e alinhada.....	48
Figura 9 – Evolução psicrométrica do ar ao longo do condensador.....	53
Figura 10 – Volume de controle no condensador.....	54
Figura 11 – Fluxograma simplificado do sistema de refrigeração.....	57
Figura 12 – Instalações do condensador do frigorífico.....	59
Figura 13 – Estado atual das serpentinas.....	60
Figura 14 – Substituição das serpentinas.....	60
Figura 15 – Banco de tubos alternado.....	61
Figura 16 – Incrustações área externa do condensador.....	61
Figura 17 – Incrustações em condensador desativado.....	62
Figura 18 – Variação do coeficiente global com o coeficiente de convecção externo.....	66
Figura 19 – Variação do coeficiente global com o coeficiente de convecção interno.....	67
Figura 20 – Variação da taxa de transferência de calor com a temperatura de bulbo úmido.....	68

Figura 21 – Variação da taxa de transferência de calor com vazão de ar e a temperatura de bulbo úmido.....	69
Figura 22 – Variação da taxa de transferência de calor com vazão de ar e a área superficial de troca térmica.....	70
Figura 23 – Variação da taxa de transferência de calor com a área superficial de troca térmica.....	71
Figura 24 – Variação do coeficiente global de troca térmica com a taxa de transferência de calor e a resistência térmica total.....	73
Figura 25 – Perfil da taxa de transferência de calor pela vazão da amônia.....	75
Figura 26 – Ciclo real x ciclo teórico.....	76
Figura 27 – Variação do COP com temperatura de condensação da amônia.....	77

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 –	Distribuição do consumo de energia elétrica em um abatedouro.	22
Tabela 2 –	Etapas dos processos termodinâmicos.....	25
Tabela 3 –	Etapas do processo de condensação.....	29
Tabela 4 –	Principais propriedades de um bom refrigerante.....	32
Tabela 5 –	Propriedades físicas da amônia anidra.....	34
Tabela 6 –	Fatores fuligem normais de alguns fluidos industriais.....	39
Tabela 7 –	Pesquisas utilizando modelagem matemática na refrigeração...	42
Tabela 8 –	Coeficientes da correlação de Zhukauskas.....	49
Tabela 9 –	Constantes para determinação da pressão do ar na saturação...	52
Tabela 10 –	Parâmetros das serpentinas.....	63
Tabela 11 –	Parâmetros do fluido refrigerante R717.....	63
Tabela 12 –	Parâmetros da corrente de ar.....	64
Tabela 13 –	Parâmetros da água de refrigeração.....	64
Tabela 14 –	Variáveis para equacionamento do coeficiente de convecção....	64
Tabela 15 –	Coeficiente convectivos de calor.....	65
Tabela 16 –	Fatores de incrustação.....	65
Tabela 17 –	Coeficientes globais de transferência de calor.....	63
Tabela 18 –	Fluxo de calor em relação ao aumento da área.....	72
Tabela 19 –	Coeficientes de troca de calor em função das resistências externas.....	73
Tabela 20 –	Parâmetros para cálculo de Q_{real}	74
Tabela 21 –	$Q_{cx}Q_{real}$	74
Tabela 22 –	Valores de COP para diferentes temperaturas de condensação da amônia.....	77

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

<i>ASHRAE</i>	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
<i>CO₂</i>	Dióxido de Carbono
<i>COP</i>	<i>Coefficient Of Performance</i>
<i>GWP</i>	<i>Global Warming Potential</i>
<i>HFCs</i>	Hidrofluorcarbonetos
<i>NH₃</i>	Amônia
<i>NH₄OH</i>	Hidróxido de Amônia
<i>NR-36</i>	Norma Regulamentadora Nº 36
<i>ODP</i>	<i>Ozone Depletion Potential</i>
<i>R-22</i>	Refrigerante Clorodifluorometano
<i>R-717</i>	Refrigerante Amônia

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de transferência de calor, m^2
C	Coefficiente
c_p	Calor específico, $kJ/(kg^\circ C)$
COP	Coefficiente de performance
D_e	Diâmetro externo do tubo, m
D_i	Diâmetro interno do tubo, m
D_m	Diâmetro médio do tubo, m
F_p	Fator de ajuste do modelo Psicrométrico
h_i	Coefficiente de transferência de calor por convecção interno, $W/(m^2^\circ C)$
h_e	Coefficiente de transferência de calor por convecção interno, $W/(m^2^\circ C)$
h	Entalpia, kJ/kg
k	Condutividade térmica, $kW/(m^\circ C)$
m	Vazão mássica, kg/s
NUT	Número de unidades de transferência
Nu_d	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl correspondente a temperatura do ar
Pr_s	Número de Prandtl correspondente a temperatura dos tubos
p_{ws}	Pressão do ar na saturação, kPa
Q_c	Potência térmica dissipada pelo condensador, kW
Q_e	Potência térmica dissipada pelo evaporador, kW
Q_{evap}	Carga térmica do evaporador, kW
$Re_{máx}$	Número de Reynolds calculado à velocidade máxima
R_{conv}	Resistência por convecção, $^\circ C/W$
R_{cond}	Resistência por condução, $^\circ C/W$
R_f	Fator de incrustação, $^\circ C/W$
R_i	Resistência por incrustação, $^\circ C/W$
S_d	Distância diagonal entre os tubos de uma matriz tubular, m
S_l	Distância longitudinal entre os tubos de uma matriz tubular, m
S_t	Distância transversal entre os tubos de uma matriz tubular, m

T	Temperatura, °C
T_{bs}	Temperatura de bulbo seco, °C
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido, °C
U	Coeficiente global de transferência de calor, $W/(m^2°C)$
V	Velocidade do ar, m/s
V_{max}	Velocidade máxima do ar, m/s
w	Conteúdo de umidade do ar, g/kg
w_s	Conteúdo de umidade do ar na saturação, g/kg
W_c	Trabalho do compressor, kWh

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	17
2	OBJETIVOS.....	20
2.1	Objetivo geral.....	20
2.2	Objetivos específicos.....	20
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	21
3.1	Eficiência energética.....	21
3.2	Refrigeração na conservação de alimentos a frio.....	22
3.2.1	Sistema de refrigeração.....	23
3.3	Diferença do ciclo de refrigeração teórico e real.....	24
3.4	Elementos do condensador.....	27
3.5	Condensador evaporativo.....	29
3.5.1	Fluido refrigerante.....	31
3.5.2	Água para sistema de refrigeração.....	33
3.6	Fundamentos da termodinâmica no ciclo de refrigeração.....	34
3.6.1	Coeficiente de desempenho (COP)	34
3.6.2	Coeficiente global de transferência de calor.....	36
3.6.3	Efetividade ϵ NUT.....	39
3.7	Modelagem e simulação.....	40
3.8	Modelo psicrométrico.....	42
4	MATERIAIS E MÉTODOS.....	43
4.1	Identificação das melhorias.....	43
4.2	Construção do Fluxograma.....	44
4.3	Coleta de dados.....	44
4.4	Método de avaliação da termodinâmica do condensador pelo modelo psicrométrico.....	44
4.4.1	Equacionamento do método da efetividade-NUT.....	45
4.4.1.1	Determinação das resistências térmicas.....	49
4.4.1.2	Determinação do Coeficiente Global com e sem Fator Incrustação	50
4.4.1.3	Modelagem psicrométrica.....	50
4.5	Comparação Real x Modelo Psicrométrico.....	52
4.6	Cálculo do COP.....	53

5	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	55
5.1	Fluxograma do ciclo de refrigeração.....	55
5.1.2	Condensador evaporativo.....	57
5.2	Parâmetros utilizados nas equações termodinâmicas e de transferência de calor.....	61
5.3	Método da efetividade-NUT aplicada a modelagem psicrométrica..	63
5.4	Comparação Q_c x Q_{real}.....	73
5.5	Simulação do COP no diagrama de Mollier.....	74
5.6	Melhorias propostas no Condensador Evaporativo.....	76
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	78
7	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	80
	REFERÊNCIAS.....	81
	APÊNDICE.....	85
	ANEXO.....	86

1 INTRODUÇÃO

Desde a década de 70, a preocupação com a racionalização do consumo de energia se encontra em pauta nas discussões internacionais, sendo motivada tanto por questões ambientais, como os casos de emissão de gases poluentes que afetam a camada de ozônio e promovem o efeito estufa, quanto por estratégias econômicas nacionais, devido a inúmeros gastos públicos relacionados à energia. Com as tendências de crescimento populacional, tem-se como efeito o agravamento da poluição, o aumento da produção de alimentos e industrialização, e a redução de recursos naturais, logo torna-se cada vez mais importante e necessária a iniciativa de ações que promovam uma melhora na eficiência energética, principalmente no setor industrial e nas agroindústrias, nos quais os insumos energéticos estão diretamente relacionados (VIANNA, 2014; TOLEDO, 2013).

Entre os diversos meios produtivos do agronegócio nacional, a suinocultura vem recebendo destaque em função das mudanças nas características de consumo e de sua inserção no meio da exportação, sendo na região sul do país onde se encontra a maior quantidade de produção de suínos, contendo 60% das matrizes alojadas no Brasil (RODRIGUES *et al.*, 2011; SANTOS *et al.*, 2008). Neste setor, a utilização de energia elétrica se dá na operação de máquinas e equipamentos, e principalmente para refrigeração (CONSULTING ENGINEERS AND PLANNERS AS, 2000).

A técnica de refrigerar os alimentos perecíveis é muito importante para uma conservação temporária da qualidade de um alimento, pois os alimentos refrigerados mantem sua textura, propriedades nutricionais e seu sabor por um certo período de tempo. Desse modo, é cada vez mais significativo o número de alimentos refrigerados na indústria alimentícia (LAWRIE, 2008).

A refrigeração é definida como o ramo da ciência que envolve o processo de redução e manutenção da temperatura de um espaço ou material abaixo da temperatura ambiente (DIAMONT, 2020). Dentre os vários métodos de refrigeração, o por compressão a vapor é o mais utilizado industrialmente.

Esta operação se baseia na circulação de um líquido refrigerante ao longo do sistema de refrigeração, este passa por diversas transições a fim de retirar o calor do ambiente que se deseja refrigerar. O refrigerante inicia em um determinado estado ou

condição inicial, passa por uma série de modificações de estado em uma determinada ordem e depois retorna ao estado inicial. Esta série de processos é chamada de ciclo. Um ciclo de refrigeração simples consiste em quatro etapas básicas: expansão, vaporização, compressão e condensação (VENTURINE, 2005).

O desempenho deste ciclo pode ser analisado através do ciclo de Carnot, o qual possibilita a obtenção do COP, coeficiente de desempenho. O COP de Carnot é assim conhecido, pois Nicolas Carnot (1796-1832) propôs uma máquina térmica teórica que se comportava como uma máquina de rendimento máximo quando operava entre duas temperaturas distintas, com isso, este serve como base de comparação para se avaliar a eficácia do sistema real (MOLGARO, 2015).

Dentro do sistema de refrigeração, o condensador é um componente essencial para integrar o ciclo básico, os condensadores do tipo evaporativo são os mais comuns no âmbito industrial e é o que o presente trabalho direciona seu estudo. Estes são amplamente utilizados quando se trata de aumentar a taxa de transferência de calor rejeitada de sistemas térmicos para o ambiente, água de condensação com o gás refrigerante. Porém, algumas ocorrências surgem ao longo do tempo e acabam interferindo nesse processo, tais como incrustação, corrosão, deposições e partículas inorgânicas, as quais se acumulam e se agregam às superfícies dos tubos dos trocadores de calor. Tais fenômenos fazem com que aumente as perdas de carga do sistema e a sua respectiva pressão interna, aumentando o consumo energético do sistema de bombeamento, e por sua vez reduzindo a capacidade do trocador de calor em transferir energia térmica entre a água e o refrigerante (NAKALSKI, 2007; DOMINGUES, 2019).

A correta modelagem desse equipamento é um desafio aos pesquisadores e é uma ferramenta muito importante na indústria, já que permite um aprimoramento do desempenho térmico com um custo inferior àquele envolvido em processos experimentais de tentativa e erro. Porém, uma dificuldade presente neste tema é encontrar modelos satisfatórios que representem os fenômenos termodinâmicos e de transferência de calor presentes no equipamento com uma faixa de desvio próximo a realidade (NAKALSKI, 2007).

Pelo exposto, no presente trabalho escolheu-se a modelagem Psicrométrica, utilizando o método da Efetividade ε NUT para analisar os fenômenos de transferência de calor, avaliando-se a diferença do Coeficiente Global de transferência de calor com

e sem fatores de incrustação, para que seja possível analisar e propor melhorias no desempenho térmico do processo.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo geral

O presente trabalho teve como objetivo principal realizar uma avaliação termodinâmica de um condensador evaporativo de amônia presente em um sistema de refrigeração de um frigorífico, a fim de simular e verificar o comportamento do mesmo sob diversas condições operacionais e assim possibilitar a realização de propostas para melhoria de sua eficiência no sistema.

2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos deste trabalho correspondem a:

- identificar pontos da unidade produtiva que podem afetar a eficiência energética do condensador evaporativo no sistema de refrigeração;
- construção do fluxograma de processo de refrigeração no *software AutoCAD*;
- coleta de informações necessárias para se calcular os parâmetros utilizados nas equações termodinâmicas e de transferência de calor referentes ao condensador evaporativo;
- realizar os cálculos necessários para se obter os resultados desejados através da modelagem Psicrométrica com o método da Efetividade ϵ NUT;
- utilizar o *software CoolPack* para a construção do ciclo real do sistema de refrigeração e compará-lo com o COP teórico; e
- analisar os resultados e propor melhorias para o sistema de refrigeração.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção é apresentada a revisão bibliográfica necessária para o entendimento do trabalho proposto. Inicia-se com a discussão de conceitos básicos de eficiência energética voltada para o ciclo de refrigeração com foco em um condensador evaporativo; posteriormente, descreve-se alguns métodos de análise termodinâmica e modelagem para o sistema de refrigeração.

3.1 Eficiência energética

O conceito de eficiência energética é difundido de variadas formas, e está regularmente ligado com o conceito de conservação de energia. Oikonomou *et al.* (2009) definiram que a eficiência se relaciona à aplicação de tecnologias específicas para a redução do consumo de energia, sem alteração de comportamento, já a conservação de energia está ligada à conscientização e mudança comportamental do consumidor.

Nos últimos anos, a questão da eficiência energética tem sido abordada com frequência na comunidade científica mundial, devido este ser um método capaz de reduzir gases de efeito estufa, e a partir disso contribuir para minimizar as alterações climáticas do planeta (LAFONTAINE *et al.*, 2010).

O Mecanismo de Desenvolvimento Limpo que foi pressuposto no Protocolo de Kyoto, objetiva potencializar o mercado mundial de carbono, onde a busca pela eficiência energética é de demasiada importância. O aprimoramento desta nos sistemas produtivos é fundamental para o desenvolvimento sustentável, englobando tanto ganhos sociais, quanto ambientais e de competitividade. Com isso são ensejadas medidas governamentais a médio e longo prazo em todos os setores (BRASIL, 2007; GELLER *et al.*, 2004).

Em relação ao consumo de energia elétrica, durante o ano de 2020 o Brasil consumiu um total de 472,368 GWh. Dentre todos os setores, o industrial é o que mais consumiu energia, sendo que deste total, 163,572 GWh foi da indústria, o que representa 82,9% do consumo entre os setores industrial, residencial e comercial. Dentro do âmbito industrial, a área alimentícia se encontra entre as mais relevantes no consumo de energia, com aproximadamente 13% de participação em um total de 82,9% (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2020).

No setor frigorífico, assim como nas demais indústrias alimentícias, os pontos mais notáveis no impacto ao meio ambiente, são gerados por um elevado consumo de água e energia e pela geração de efluentes líquidos com alta carga poluidora, em grande parte orgânica. Além disso, odor, ruídos e resíduos sólidos também representam uma parte dos impactos da indústria da carne. Nesta, existem duas formas de consumo de energia: térmica e elétrica.

A energia térmica é consumida na forma de vapor e vapor e água quente, esta tem a finalidade de esterilizar e higienizar os abatedouros. Quando há graxarias anexas aos mesmos, a energia térmica é utilizada em larga escala, pois é necessária como vapor para cozimento, digestão ou secagem das matérias-primas. Já a eletricidade é aplicada nos abatedouros para a operação de máquinas, equipamentos, produção de ar comprimido, iluminação, ventilação, e de forma significativa para refrigeração.

O consumo de energia para refrigeração é fundamental para a garantia da qualidade e da segurança dos produtos de indústrias frigoríficas, tanto que há especificações por regulação das autoridades sanitárias quanto às temperaturas de armazenamento dos produtos. A quantidade de energia consumida depende do tipo de abatedouro, da extensão de processamento da carne e da existência de graxaria ou não no processo produtivo (COMPANHIA AMBIENTAL DO ESTADO DE SÃO PAULO; FEDERAÇÃO DAS INDÚSTRIAS DO ESTADO DE SÃO PAULO, 2008). Por meio da Tabela 1 é possível observar a distribuição do consumo de eletricidade em um abatedouro frigorífico, no qual percebe-se o consumo considerável da operação de refrigeração.

Tabela 1 – Distribuição do consumo de energia elétrica em um abatedouro

Operação	Porcentagem do Total (%)
Refrigeração	59
Sala da caldeira	10
Processamento de subprodutos	9
Área de abate	6
Geração de ar comprimido	5
Área de desossa	3
Outras	8

Fonte: Adaptado de Consulting Engineers and Planners AS (2000)

Quanto à esta parcela significativa do consumo de energia elétrica em sistemas de refrigeração, existem diversos estudos para o aumento da eficiência energética do mesmo, como por exemplo: Tassini (2012), realizou um estudo de caso para a implantação de ações que visam a melhoria da eficiência energética identificando oportunidades de otimização do sistema fora do período de pico de consumo, a partir da avaliação de cada componente do sistema. Frozza (2013), realizou uma auditoria energética em um frigorífico de aves verificando os potenciais de conservação de energia e as possíveis barreiras para o estabelecimento de um sistema de gestão de energia. Salvador (1999), propôs a otimização energética de sistemas frigoríficos por compressão a vapor através da operação com 'set-point' variável da temperatura de evaporação. Acunha Junior (2010), estudou a transferência de calor e massa de um condensador evaporativo em escala reduzida. Massucheto (2018), analisou o desempenho termodinâmico de sistemas de refrigeração em cascata a partir da utilização de misturas de refrigerantes contendo CO₂.

Percebe-se que ao longo de anos procuram-se desenvolver métodos voltados à melhoria da eficiência de sistemas de refrigeração, o que conseqüentemente, irá afeta na redução do consumo de energia elétrica da indústria. Para uma melhor análise das possibilidades desta redução, busca-se primeiramente entender o funcionamento, a aplicação e o objetivo do sistema de refrigeração na indústria frigorífica.

3.2 Refrigeração na conservação de alimentos a frio

O método de conservação de alimentos com o uso de frio, como refrigeração e congelamento, utiliza a baixa temperatura como elemento principal no processo. Neste, ocorre a transferência de calor do corpo mais quente para o mais frio, por condução, em alimentos sólidos, ou por convecção, em alimentos líquidos ou pastosos. Ao submetê-los em contato com um ambiente mais frio, como por exemplo, uma câmara fria, estes perdem calor para o ambiente através das correntes de convecção e esfriam.

Em abatedouros frigoríficos, o uso do frio se aplica no resfriamento e congelamento dos produtos alimentícios, este torna-se necessário para a garantia da qualidade do produto final, assim como para estar em conformidade com a legislação, que trata dos aspectos higiênicos-sanitários da comercialização da carne (BRASIL,

1997; SOUSA, 2017). Para que o resfriamento das carcaças obtenha os resultados esperados são indispensáveis as instalações adequadas das chamadas “câmaras frias”, bem como sua manutenção periódica e o treinamento apropriado dos operadores das mesmas (BRASIL, 1965).

O uso do frio constitui o método de conservação de carnes mais comumente utilizado na atualidade e vem sendo empregado ao longo da cadeia produtiva, desde o acondicionamento das carcaças até o transporte para os centros comerciais (SOUSA, 2017).

3.2.1 Sistema de refrigeração

O ciclo de refrigeração tem a finalidade de atingir as temperaturas primordiais para o processamento e armazenagem dos produtos.

É denominado ciclo, o processo em que o estado inicial e final de um sistema são atingidos continuamente. Neste caso, o ciclo reproduz um sistema de refrigeração no qual um líquido refrigerante é submetido a uma compressão, em seguida é condensado, expandido e evaporado, retornando à sua condição inicial (SHAPIRO et. al., 2005).

Desse modo, os requisitos de temperatura e pressão ideais de operação do ciclo de refrigeração, são determinados por meio das características do produto e do processo. Neste processo destacam-se três sistemas, são eles: o sistema por compressão de vapor, por absorção e os sistemas por efeito de termoelétricos. Nas instalações industriais, são predominantes os sistemas por compressão de vapor. (SILVA, 2003; TASSINI, 2012). De acordo com Menezes (2010), na refrigeração mecânica por meio de vapores ocorre a alimentação contínua de fluido refrigerante, o qual retira calor do meio a refrigerar por vaporização.

Entre os componentes essenciais do sistema de refrigeração por compressão a vapor, tem-se: o condensador, evaporador, dispositivo de expansão, compressor, tubulações e sistemas de controle. Na indústria geralmente utiliza-se como fluido refrigerante a amônia (R-717), com a restrição de ser utilizada distante das residências, uma vez que a mesma pode causar risco para a saúde humana caso ocorra vazamento (CARLOS, 2014).

3.3. Diferença do ciclo de refrigeração teórico e real

Usualmente, o ciclo de Carnot é utilizado para comparação com ciclos térmicos reais, pois se apresenta como o ciclo de maior rendimento térmico possível. Porém, devido às características singulares do sistema de refrigeração por compressão de vapor, utiliza-se como referência o “ciclo teórico”, que pode ser melhor observado no Anexo A. Neste, os processos do ciclo real se aproximam, tornando mais simples a comparação do mesmo com o teórico. Quando o ciclo real opera nas mesmas condições do teórico, é considerado com uma performance ideal. Além do ciclo de Carnot, existe o ciclo ideal de Rankine para sistemas de potência a vapor, ciclo padrão ar Brayton, para turbinas a gás, entre outros (STOECKER, 2002; VENTURINI, 2005). Na Tabela 2 estão processos termodinâmicos.

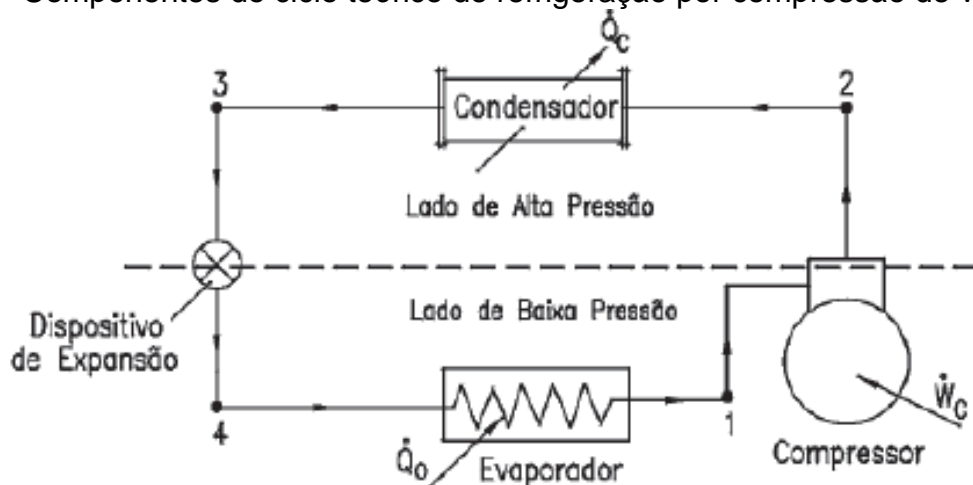
Tabela 2 – Etapas dos processos termodinâmicos

Processos Termodinâmicos	
1→2	Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico ($s_1 = s_2$). O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador (P_o). Com o fornecimento de trabalho (\dot{W}_c) é comprimido até atingir a pressão de condensação (P_c). Ao sair do compressor, está superaquecido à temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação T_c .
2→3	Ocorre no condensador, sendo um processo de rejeição de calor (\dot{Q}_c), do refrigerante para o meio de resfriamento, à pressão constante (P_c). O fluido frigorífico é resfriado da temperatura T_2 até a temperatura de condensação, T_c . A seguir, é condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 , que é igual à temperatura T_c .
3→4	Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível à entalpia constante (processo isentálpico) ($h_3 = h_4$), desde a pressão de condensação P_c , com o líquido saturado, até a pressão de vaporização (P_o). Observa-se que o processo é irreversível e, portanto, a entropia do refrigerante na saída do dispositivo de expansão (s_4) será maior que a entropia do refrigerante na sua entrada (s_3).
4→1	Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor (\dot{Q}_o) à pressão constante (P_o) e à temperatura constante (T_o), desde vapor úmido (estado 4) até atingir o estado de vapor saturado seco . Observa-se que o calor transferido ao refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas somente muda sua qualidade.

Fonte: Adaptado de Venturini; Pirani (2005)

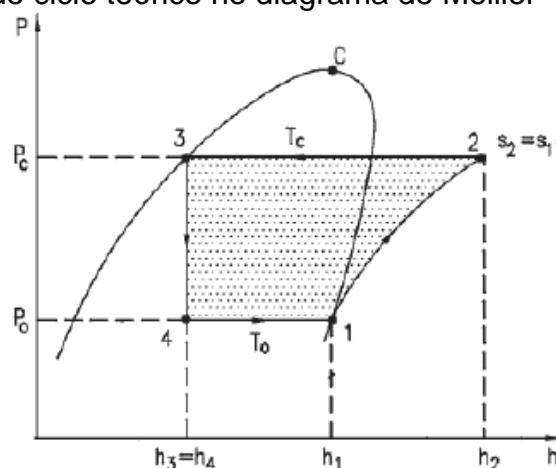
Por meio da Figura 1a é possível observar um esquema básico do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, contendo seus principais componentes, e o seu respectivo ciclo teórico desenvolvido sobre um diagrama de Mollier, no plano de eixos P (pressão) x h (entalpia) na Figura 1b. Os equipamentos esquematizados na Figura 1a representam, genericamente, qualquer dispositivo capaz de realizar os respectivos processos específicos indicados.

Figura 1a – Componentes do ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor



Fonte: Adaptado de Venturini; Pirani (2005)

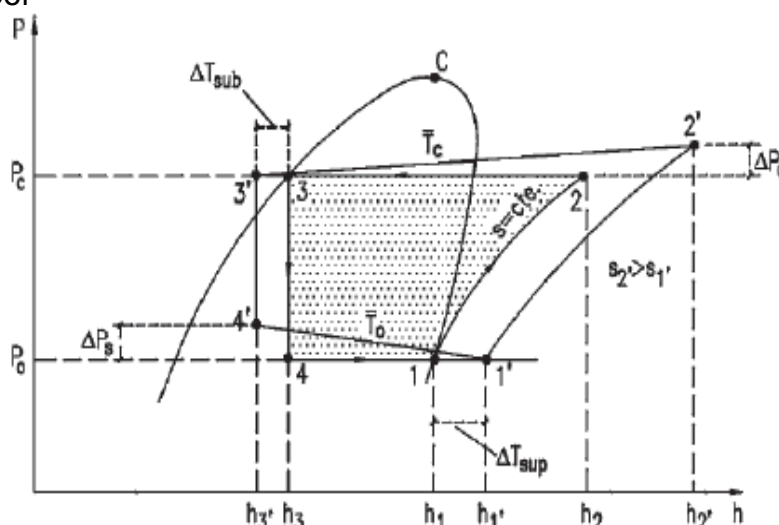
Figura 1b – Representação do ciclo teórico no diagrama de Mollier



Fonte: Adaptado de Venturini; Pirani (2005)

As principais diferenças entre o ciclo teórico e real podem observadas no esquema representado pela Figura 2.

Figura 2– Diferença entre o ciclo real e o ciclo teórico de refrigeração por compressão a vapor



Fonte: Adaptado de Venturini; Pirani (2005)

Segundo Venturini e Pirani (2005), destacam-se as seguintes diferenças: a queda de pressão nas linhas de descarga (líquido ΔP_d), e de sucção (ΔP_s), assim como no condensador e no evaporador; o subresfriamento do refrigerante na saída do condensador (nem todos os sistemas são projetados com subresfriamento); o superaquecimento na sucção do compressor, sendo este também um processo importante, que tem a finalidade de evitar a entrada de líquido no compressor; a compressão, que, no ciclo real é politrópico ($s_1 \neq s_2$) e no processo teórico é isentrópico. Devido ao superaquecimento e ao processo politrópico de compressão, a temperatura de descarga do compressor (T_2) pode ser muito elevada, tornando-se um problema para os óleos lubrificantes usados nos compressores frigoríficos. (VENTURINI; PIRANI, 2005).

3.4. Elementos do condensador

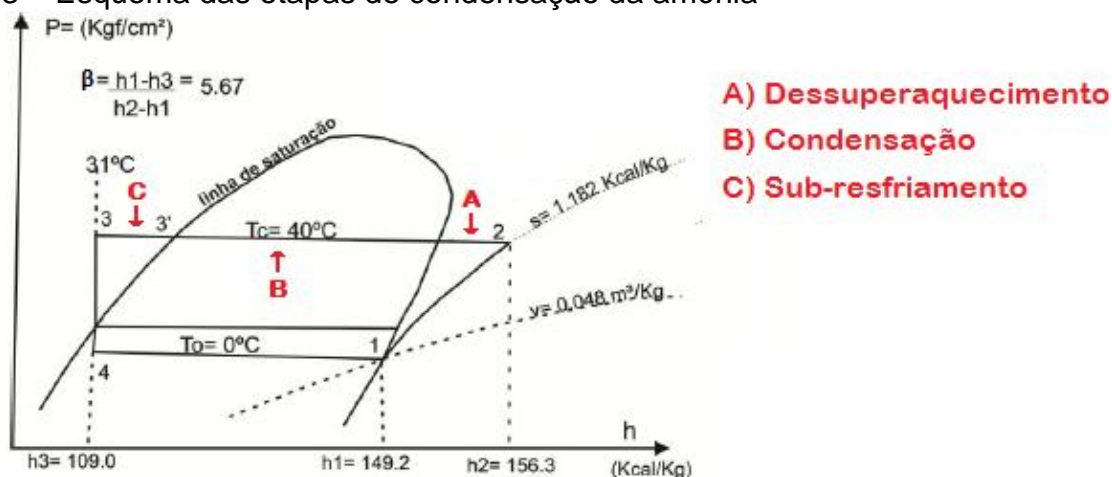
A função do condensador é liberar para o ambiente externo todo calor que foi adquirido pelo fluido refrigerante no evaporador e no processo de compressão.

O fluido refrigerante ao ser admitido no condensador se encontra no mesmo estado que na descarga do compressor, ou seja, gás quente a alta pressão. Como em um sistema de refrigeração o objetivo é evaporar o refrigerante (no processo de retirada de calor de um ambiente e/ou produto), o refrigerante no estado gasoso deve ser condensado antes de retomar ao evaporador (FERRAZ, 2008).

Neste estado ocorre a transformação do fluido refrigerante que, antes se encontrava como vapor superaquecido (quando o vapor se encontra em temperatura superior à temperatura de saturação do fluido), e que neste momento se transforma em líquido sub-resfriado saturado (quando a temperatura do líquido é inferior à temperatura de saturação) à alta pressão (PAUKA, 2016).

O processo de condensação do fluido refrigerante se dá em três fases distintas que são: dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento, representadas na Figura 3.

Figura 3 – Esquema das etapas de condensação da amônia



Fonte: Adaptado de Ferraz (2008)

A Tabela 3 define as fases de Dessuperaquecimento, Condensação e Subresfriamento de acordo com Ferraz (2008).

Tabela 3 – Etapas do processo de condensação

Dessuperaquecimento	Condensação	Subresfriamento
O fluido refrigerante em estado gasoso, quando é descarregado do compressor, está a alta temperatura. Este processo consiste em reduzir esta temperatura, retirando o calor sensível do fluido refrigerante (ainda no estado gasoso), até que seja atingida a temperatura de condensação.	Ao atingir a temperatura de condensação, começa o processo de mudança de estado, ou seja, é retirado calor latente do fluido refrigerante, mantendo a temperatura constante durante este processo.	Após a condensação, o fluido agora está no estado líquido (saturado), é retirado mais calor sensível do fluido. Este processo nem sempre ocorre.

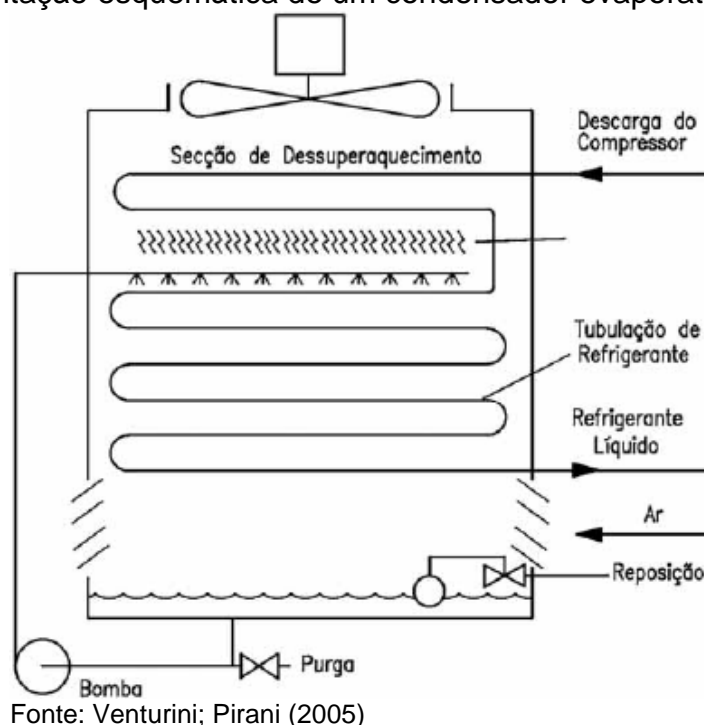
Fonte: Adaptado de Ferraz (2008)

Há quatro tipos de condensadores aplicados na refrigeração industrial, são estes: resfriados a ar, resfriados à água (casco tubo), a placas, e evaporativos. Na refrigeração industrial predomina o tipo evaporativo, bem como os conjuntos de condensadores a placas com torres de resfriamento (MARTINELLI, 2003).

3.5. Condensador evaporativo

Os condensadores evaporativos se destacam em instalações de refrigeração industrial, pois neles, a condensação pode acontecer em temperaturas consideradas baixas. O calor rejeitado pelo refrigerante, nesse tipo de condensador, é transferido continuamente à água e ao ar ambiente (TASSINI, 2012). Por meio da Figura 4, é possível observar a representação de um condensador evaporativo.

Figura 4 – Representação esquemática de um condensador evaporativo



O interior do condensador evaporativo é composto por uma série de tubulações instaladas responsáveis por escoar o fluido frigorífico. Os bicos injetores são localizados no topo dos condensadores com o propósito de pulverizar a água sobre a tubulação de refrigerante. A água que escoar pelos tubos segue uma direção contrária ao ar, rumo a bacia do condensador, no momento em que ela entra em contato com os tubos por onde escoar o refrigerante acontece a condensação do mesmo.

Concomitantemente, uma parcela de água é evaporada e em um mecanismo combinado de transferência de calor e massa entre água e o ar, esta também é resfriada. Quando a água alcança a bacia do condensador, entra novamente no ciclo por meio de uma bomba que mantém a quantidade de água utilizando um controle de nível que está acoplado na tubulação de reposição (INCROPERA *et al.*, 2012).

Logo após a troca de calor no processo, a água de resfriamento é reciclada ocorrendo a adição de químicos necessários para evitar a proliferação de microrganismos e prevenção de corrosão em partes metálicas e formação de incrustações (MOTTA *et al.*, 2013). Em seguida, uma corrente de reposição é inserida para compensar as perdas de água ocasionadas ao longo do processo devido ao arraste e evaporação.

Os critérios de escolha para os condensadores evaporativos, geralmente, acontecem baseados na diferença da temperatura de condensação e da temperatura do bulbo úmido do ar que entra e sai do condensador, variando entre 10 e 15°C. Essa diferença resulta em um menor consumo de potência, visto que a temperatura de condensação será mais baixa. Em alguns condensadores evaporativos é instalado uma primeira serpentina chamada de dessuperequecedor, localizada acima da região onde a água é borrifada, para evitar a formação em excesso de incrustações sobre a superfície dos tubos. Essas incrustações ocorrem em regiões da serpentina devido ao contato da água em temperatura elevada onde o fluido frigorífico está superaquecido. A serpentina instalada é encarregada de reduzir a temperatura do refrigerante por meio da troca de calor com o ar saturado que sai do condensador. Isso reduz a formação de incrustações nessa região onde há água. Em alguns casos, ainda é adicionada uma serpentina aos condensadores evaporativos, visando promover o sub-resfriamento do refrigerante líquido, a uma temperatura inferior a de condensação. Apesar desse procedimento aumentar a capacidade de refrigeração total, seu maior benefício corresponde à redução da possibilidade de formação de vapor na linha de líquido, à custa da queda de pressão nesta linha (FERRAZ, 2008; VENTURINI; PIRANI, 2005).

De acordo com Nakalski (2007), as principais vantagens e desvantagens do condensador evaporativo são: possibilidade de operar com temperaturas de condensação mais baixas e a presença de taxas de rejeição de calor maiores do que modelos que usam somente água ou ar, já a principal desvantagem é a formação de incrustação ao longo do tempo nas serpentinas devido às impurezas presentes na

água de circulação, afetando a transferência de calor e o desempenho do equipamento.

3.5.1 Fluido refrigerante

O fluido refrigerante possui características específicas para cada aplicação nos processos de refrigeração, seja, para conservar alimentos, armazenar, climatizar ambientes entre outras aplicações. A transferência de calor em um ciclo de refrigeração é realizada através de tais fluidos, estes são responsáveis pela absorção do calor à baixa temperatura e baixa pressão, e à retirada de calor a uma temperatura e pressão elevadas, ocorrendo neste processo uma mudança em seu estado físico (MELLO, 2011).

Um refrigerante considerado bom é aquele que reúne a maior quantidade de qualidades possíveis, para um determinado fim. As principais propriedades de um bom refrigerante são listadas na Tabela 4:

Tabela 4 – Principais propriedades de um bom refrigerante

Principais Propriedades de um bom Refrigerante	
Condensar-se a pressões moderadas;	Não ser tóxico;
Evaporar-se a pressões acima da atmosférica;	Ser inodoro;
Ter pequeno volume específico (menor trabalho do compressor);	Deve permitir fácil localização de vazamentos;
Ter elevado calor latente de vaporização;	Ter miscibilidade com óleo lubrificante e não deve atacá-lo ou ter qualquer efeito indesejável sobre os outros materiais da unidade;
Ser quimicamente estável (não se altera apesar de suas repetidas mudanças de estado no circuito de refrigeração);	Em caso de vazamentos, não deve atacar ou deteriorar os alimentos, não deve contribuir para o aquecimento global e não deve atacar a camada de ozônio.
Não ser corrosivo;	
Não ser inflamável;	

Fonte: Adaptado de Ferraz (2008)

Ainda não existe um fluido refrigerante que reúna todas essas propriedades simultaneamente, assim, a escolha do melhor refrigerante depende da aplicação que este estará destinado, se um é considerado bom para determinada instalação industrial, não significa que este mesmo é indicado para ser utilizado em outra (FERRAZ, 2008).

Neste caso, um refrigerante recomendado para finalidades industriais é a amônia (NH_3 ou R-717) ou hidróxido de amônia (NH_4OH) conhecida no Brasil como amoníaco, que é uma solução composta de água destilada e amônia pura.

Segundo Cleto (2005), a amônia se apresenta como um gás incolor, mais leve que o ar e possui um odor muito forte inserido na sua composição artificialmente, servindo de alerta de vazamento, para que pessoas consigam sair do local antes de ocorrerem problemas com a sua inalação, mesmo em concentrações muito pequenas desde 5 ppm. Com cerca de 35 ppm o gás já se torna nocivo para a saúde, sintomas iniciais como dificuldade de respirar e ardência nos olhos, boca, garganta e em machucados expostos já começam a incomodar. O volume de amônia produzido pelo homem é equivalente a apenas 3% da quantidade total presente na natureza.

Seu uso é regulamentado pela norma NR 36 (BRASIL, 2013) que dispõe de medidas de prevenção coletivas caso haja vazamento do gás, por ser um refrigerante com maior índice de toxicidade que a maioria dos HFCs (hidrofluorcarbonetos). Em vários países, inclusive o Brasil, há legislações que requerem uma série de cuidados desde o projeto até a operação de um sistema de refrigeração que, dependendo da carga de refrigerante no sistema e do local onde o mesmo será instalado, podem até inviabilizar a sua aplicação (BRASIL, 2011).

Entretanto, a amônia é um dos refrigerantes naturais mais utilizados em refrigeração tanto em ciclos de absorção como em ciclos de compressão de vapor. Apresenta vantagens de possuir baixo custo, alta disponibilidade, alto coeficiente de transferência de calor que proporciona a melhora na eficiência energética dos ciclos, alta temperatura crítica e zero ODP e GWP (*Ozone Depletion Potential* e *Global Warming Potential*, respectivamente), por ser natural não prejudica a camada de ozônio (DINÇER; KANOGLU, 2010).

Além disso, a amônia apresenta propriedades termo físicas semelhantes ou melhores do que os HFCs, tornando-a um eficiente substituto. Pearson (2008), mostrou que para um ciclo de compressão de vapor operando com temperaturas de evaporação e condensação de 258 K e 303 K, respectivamente, a amônia apresenta melhor desempenho termodinâmico do que alguns hidrocarbonetos (propano e butano), HFCs e dióxido de carbono. Isso porque a amônia possui elevada entalpia de vaporização, o que reduz a carga de refrigerante e apresenta menor razão de compressão sendo que estes fatores auxiliam para que este refrigerante apresente

maior eficiência energética dos que os demais avaliados (MASSUCHETTO, 2018). Na Tabela 5 são apresentadas mais algumas propriedades da amônia anidra.

Tabela 5 – Propriedades físicas da amônia anidra

Fórmula Molecular	NH ₃
Massa Molecular	17,03 kg/kmol
Ponto de Ebulição a 1,0 atm	-33,4 °C
Ponto de Congelamento a 1,0 atm	-77,9 °C
Pressão Crítica	113,5 bar
Temperatura Crítica	132,4°C
Volume específico a 1,0 atm e 0°C	1,2954 m ³ /kg
Densidade do líquido saturado a 35,0°C	587,4 kg/m ³
Ponto de Ignição	651°C
h (pressão normal)	23,343 kJ/kmol

Fonte: Adaptado de Cleto (2005); Stoecker (2002)

3.5.2 Água para sistema de refrigeração

A necessidade de remover calor é comum em quase todos os processos industriais. Grandes quantidades de água são usadas na refrigeração. É importante destacar que a corrosão, a formação de depósitos e incrustações e ainda o desenvolvimento microbiológico nestas águas podem reduzir a eficiência operacional, deteriorar os equipamentos e aumentar os custos de manutenção. Apesar de levar um tratamento externo, a água não deixa de necessitar de um tratamento interno para reduzir os problemas anteriormente referidos. Existem dois circuitos de água em sistemas de refrigeração. Um circuito semi-aberto e um completamente fechado. O circuito semi-aberto existe tanto nas torres como nos condensadores. Esta água por estar em contato com o ar atmosférico está mais sujeita a contaminações. O circuito fechado não apresenta tantos problemas e por isso tem um tratamento mais simplificado (PEREIRA, 2009). Quando se trata com sistemas de ar condicionado de grandes capacidades existe a necessidade de sistemas de distribuição de água, tanto de condensação quanto de água gelada. O sistema de água gelada pouco necessita de tratamento, devido os fatores de baixa temperatura, pouco contato com o ar exterior, pequena quantidade de água de reposição. Já para o sistema de água de condensação há vários fatores que concorrem para sérios problemas, temperatura elevada, contato com ar exterior, elevadas quantidades de água de reposição entre outros. Devido aos fatores supracitados muitos problemas ocorrem, proliferação de microrganismos, acúmulo de partículas, aumento da concentração de determinados

produtos, corrosão e incrustações. Geralmente estes fatores são tratados de forma química, largamente utilizados na indústria, e são chamados de inibidores de corrosão.

3.6 Fundamentos da termodinâmica no ciclo de refrigeração

3.6.1 Coeficiente de desempenho (COP)

A definição de eficiência de ciclos se resume na relação entre a energia útil, denominada o objetivo do ciclo, neste caso gerar um efeito de refrigeração, e a energia gasta para a obtenção deste efeito. Assim, diante da necessidade de se mensurar a eficiência de um período de refrigeração, é empregado o parâmetro de desempenho termodinâmico conhecido como coeficiente de desempenho (COP – do inglês *Coefficient of Performance*), este é um fator adimensional, que neste caso baseia-se na razão entre a carga térmica do evaporador (Q_{evap}) e a energia suprida aos compressores (W_c), já que o produto de interesse é a absorção de calor do meio e a força motriz deste ciclo é o trabalho fornecido para a compressão, com o isso o (COP) é representado pela Equação 1.

$$COP = \frac{\text{EFEITO DE REFRIGERAÇÃO}}{\text{FORÇA MOTRIZ CONSUMIDA}} = \frac{Q_{evap}}{W_c} \quad (1)$$

Assim, a potência mecânica de compressão em kW e a carga térmica do evaporador também em kW, são calculados através do balanço de energia em cada um dos equipamentos, resultando nas Equações (2) e (3) respectivamente:

$$W_c = m_f (h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$Q_{evap} = m_f (h_1 - h_4) \quad (3)$$

Sendo \dot{m}_f a vazão mássica de fluido refrigerante em kg/s, h_1 é a entalpia na saída do evaporador a conseqüentemente da entrada do compressor, em kJ/kg, h_2 a entalpia de saída do compressor e h_4 a entalpia na entrada do evaporador em kJ/kg.

Logo, para um ciclo de compressão a vapor básico, tem-se:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (4)$$

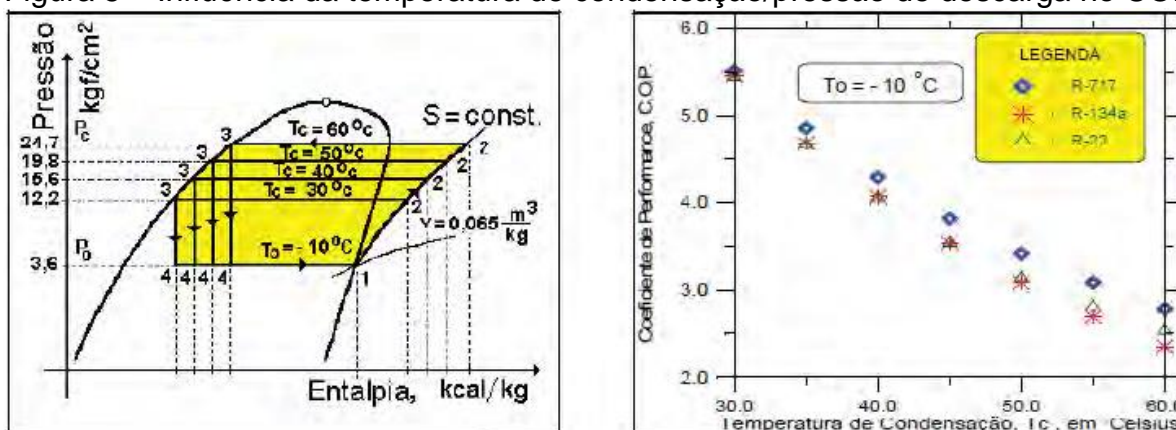
Onde os índices se referem aos estados apresentados no diagrama de Mollier (Figura 1b apresentada na seção 3.3). Quanto maior o valor do COP mais eficaz é o sistema e menor é o consumo de energia. Analisar este parâmetro é fundamental para o desenvolvimento de alternativas que objetivam elevar a eficiência energética de ciclos de refrigeração.

A obtenção de um COP elevado implica na redução do trabalho necessário para se alcançar o efeito de refrigeração (AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, 1986), o mesmo resultado pode ser obtido com o aumento da temperatura de condensação do fluido refrigerante, ou também com a elevação da temperatura de evaporação (STOECKER, 2002).

De acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica (CARNOT, 1872), a transferência de calor ocorre do corpo mais quente para o mais frio. Considerando o circuito frigorífico estudado, espera-se remover calor de um ambiente frio e que este seja rejeitado para a atmosfera que se encontra a uma temperatura superior, nestas condições a temperatura de evaporação do refrigerante deve ser inferior à do ambiente frio, para que se ocorra a remoção de calor. Entretanto, para que este calor transferido para o refrigerante seja rejeitado no condensador, a temperatura da atmosfera deve se apresentar menor que a temperatura de condensação do fluido refrigerante, possibilitando que este alcance o ponto de condensação.

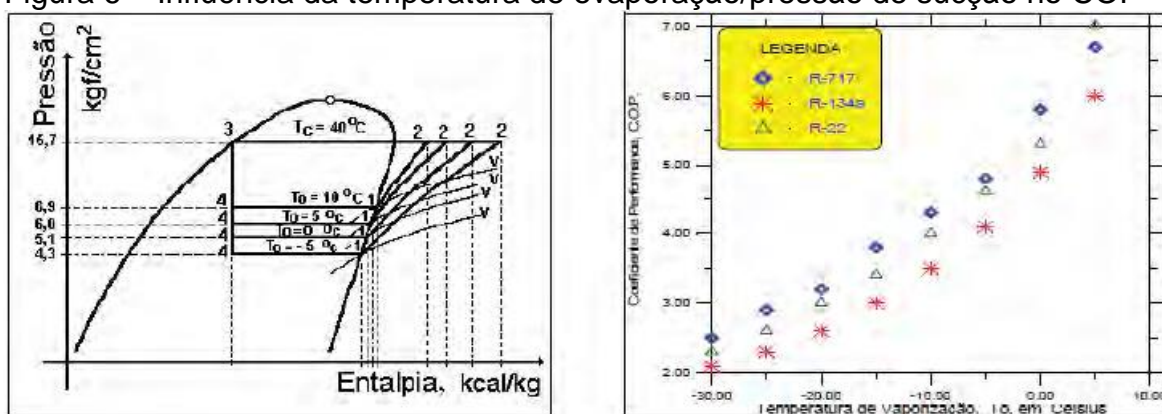
Percebe-se assim que o COP do ciclo está relacionado com as diferenças de temperatura entre o ambiente refrigerado e o evaporador e entre o condensador e a atmosfera, como pode-se observar nos diagramas e gráficos das Figuras 5 e 6, os quais demonstram o comportamento referente à amônia (refrigerante R-717).

Figura 5 – Influência da temperatura de condensação/pressão de descarga no COP



Fonte: Adaptado de Venturini; Pirani (2005)

Figura 6 – Influência da temperatura de evaporação/pressão de sucção no COP



Fonte: Adaptado de Venturini; Pirani (2005)

A partir do que foi explicado acima pode-se observar com as representações gráficas o aumento do COP com a diminuição da temperatura de condensação e com o aumento da temperatura de vaporização, além da demonstração de que o refrigerante R-717 apresenta-se mais eficiente em relação aos outros no valor do COP.

3.6.2 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor é um dos coeficientes essenciais em qualquer análise de trocadores de calor, sendo este definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos. Ao longo da operação normal de trocadores de calor, com frequência as superfícies estão sujeitas à deposição de impurezas dos fluidos, à formação de oxidação ou a outras reações entre o fluido e o material que compõe a parede, causando o surgimento de

incrustações nas tubulações. Como consequência disso pode-se aumentar significativamente a resistência à transferência de calor entre os fluidos. (INCROPERA; DEWITT, 2003). Nos últimos anos esta tem sido uma das áreas mais estudadas, com o objetivo de diminuição dos custos de manutenção ao longo do tempo e aumento da eficiência do trocador (OZISIK, 1985).

A expressão para o cálculo do coeficiente global, U , em condições normais e sem considerar os efeitos relativos à deposição, é dado pela Equação 5:

$$U = \frac{1}{\frac{De}{Di} \left(\frac{1}{hi} \right) + \left(\frac{De \cdot \ln(De/Di)}{2\pi kL} \right) + \frac{1}{he}} \quad (5)$$

Considerando –se os fatores de incrustação interna e externa para o caso de tubos com paredes lisas, utiliza-se:

$$U = \frac{1}{\frac{De}{Di} \left(\frac{1}{hi} \right) + \frac{De}{Di} R_{fi} + \left(\frac{De}{2k} \right) \ln \left(\frac{De}{Di} \right) + R_{fe} + \frac{1}{he}} \quad (6)$$

Os diâmetros externo, interno dos tubos são respectivamente De e Di , na unidade m, hi é o coeficiente de transferência de calor entre a amônia e a parede interna das tubulações, em $W/(m^2K)$. L é a espessura dos tubos, em m, k é a condutividade térmica dos tubos na temperatura de filme T_{fH_2O} em $W/(m.K)$ e R_{fi} e R_{fe} são os coeficientes de incrustação interno e externo, respectivamente, estes representam o efeito de incrustação que interfere diretamente no desempenho térmico do trocador de calor.

Os fatores de incrustação que serão utilizados na equação 6, provém da Tabela 6:

Tabela 6 – Fatores de incrustação de alguns fluidos industriais

Tipo de Fluido	Fator Fuligem	Unidade
Água de refrigeração	0,0001	h.m ² . °C/kcal
Vapor d'água	0,0001	h.m ² . °C/kcal
Líquido refrigerante	0,0002	h.m ² . °C/kcal
Ar industrial	0,0004	h.m ² . °C/kcal
Óleo de têmpera	0,0008	h.m ² . °C/kcal
Óleo combustível	0,001	h.m ² . °C/kcal
Amônia vapor	0,000176	m ² . °C/W
Amônia líquida	0,000176	m ² . °C/W

Fonte: Adaptado de Incropera; Dewitt (2003); Tema (1999)

De uma forma geral, Essel (2014), cita algumas considerações a respeito de incrustações no projeto de trocador de calor:

- a incrustação é suave em temperaturas abaixo de 120°C;
- a vaporização aumenta a possibilidade de incrustação em um nível severo;
- altas velocidades tendem a diminuir a incrustação;
- o aquecimento de hidrocarbonetos potencializa a incrustação mais do que o resfriamento destes.

Outros fatores importantes no cálculo do coeficiente global de transferência de calor são os coeficientes de convecção h_i e h_e . Apesar de ser um dos fatores mais complexos de serem encontrados, são inteiramente importantes e as literaturas fornecem algumas tabelas com faixas de valores para determinados fluidos e tipo de convecção, no entanto, os limites dessas faixas são grandes, fazendo-se necessário, para uma modelagem mais precisa, o cálculo destes coeficientes.

Ao se calcular o coeficiente de convecção interno e externo durante o dimensionamento de um trocador de calor, deve-se ajustar as condições físicas do equipamento de forma que os valores dos coeficientes de convecção estejam numa mesma grandeza, pois se um dos coeficientes for muito maior que o outro, não resultará em uma melhoria proporcional no coeficiente global de transferência de calor.

3.6.3 Efetividade & NUT

A efetividade ε é um parâmetro adimensional ligado ao rendimento do trocador, e pode ser entendido como a razão das temperaturas alcançadas em um trocador real com aquelas que seriam obtidas em um trocador contracorrente de área infinita, onde $\varepsilon = 1$. Este método busca integrar os dados de medições com os teóricos, ou seja, corrigir a efetividade calculada através da inserção de um coeficiente de ajuste experimental F_p .

Uma questão presente na análise de trocadores de calor é a determinação da taxa de transferência de calor e das temperaturas de saída dos fluidos quente e frio, para vazões mássicas dos fluidos e temperaturas de entrada prescritas, quando o tipo e o tamanho do trocador de calor são especificados. O objetivo disso é determinar o desempenho da transferência de calor de um determinado trocador de calor ou determinar se o trocador de calor disponível terá capacidade de realizar o trabalho (ÇENGEL, 2009).

O método da efetividade ε NUT é baseado em um parâmetro adimensional chamado de efetividade da transferência do calor ε , definido como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} = \frac{\text{Taxa de transferência de calor real}}{\text{Taxa de transferência de calor máxima possível}} \quad (7)$$

A taxa real de transferência de calor pode ser determinada a partir de um balanço de energia sobre o fluido quente ou frio e pode ser expressa como:

$$\dot{Q} = C_q(T_{q,saída} - T_{q,entrada}) = \dot{Q} = C_f(T_{f,saída} - T_{f,entrada}) \quad (8)$$

Sendo $C_q = \dot{m}_q c_{pq}$ e $C_f = \dot{m}_f c_{pf}$ as taxas de capacidade térmica do fluido quente e frio, respectivamente.

A efetividade também pode ser definida pelas relações de temperatura do fluido quente e frio na entrada e saída do trocador, ou ainda se não houver o conhecimento das temperaturas, pelo cálculo do número unitário de trocas NUT, conforme as equações 9, 10 e 11:

$$\varepsilon = \frac{Tb_{s_{ar-s}} - Tb_{s_{ar-e}}}{Tf_{H2O} - Tb_{s_{ar-e}}} \quad (9)$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad (10)$$

$$NUT = \frac{UA}{m_{ar}C_p} \quad (11)$$

3.7 Modelagem e simulação

A simulação de sistemas térmicos presume o conhecimento do desempenho característico de todos os componentes do sistema de propriedades termodinâmicas das substâncias de trabalho. Para a simulação de um sistema entende-se como o cálculo das variáveis operacionais que constituem o modelo do sistema, através da solução simultânea do conjunto formado pelas equações de desempenho dos equipamentos, das propriedades termodinâmicas, das substâncias e dos balanços de massa e energia.

A mesma é interessante principalmente para as condições de operação diferentes das de projeto como, por exemplo, as condições de carga parcial pois os sistemas térmicos operam a maior parte do tempo fora das condições de projeto. Esta ainda pode ser aplicada na resolução de problemas operacionais e na análise das alternativas de melhorias possíveis, havendo um crescimento também na área da determinação dos requisitos anuais de energia do sistema.

Na Tabela 7 apresentam-se exemplos de pesquisas utilizando simulação aplicada ao sistema de refrigeração.

Tabela 7 – Pesquisas utilizando modelagem matemática na refrigeração

Autor	Metodologia	Resultado
Domanski; Didion (1983)	Aplicaram os princípios de termodinâmica para modelar o ciclo de refrigeração através da compressão de vapor; e a técnica tubo-por-tubo para o evaporador e o condensador.	Para a capacidade frigorífica, os resultados apresentaram um erro máximo de 3,4%, comparados com os resultados experimentais.
Judge; Radermacher (1997)	Desenvolveram um modelo matemático para simulações do ciclo de compressão de vapor, em regime permanente e transiente para um evaporador e um condensador do tipo tubo circular com aletas planas.	Validação em regime permanente para a capacidade de refrigeração e o calor rejeitado no condensador, apresentando erros de 3,8% e 7,2% respectivamente.
Wang <i>et al.</i> (2006)	Desenvolveram modelo matemático para evaporadores tipo tubo circular com aletas onduladas. O método consistia na aplicação das equações de transferência de calor e de massa e na obtenção dos coeficientes globais e interno de transferência de calor.	O modelo apresentou um erro de 15%.
Nunes (2015)	Apresentou um modelo matemático adimensional simplificado para um sistema de refrigeração de compressão de vapor, operado em regime transiente. Combinou os princípios da termodinâmica e transferência de calor e massa, aplicando ao sistema, assumindo volumes de controle.	Um sistema de refrigeração experimental foi construído, validando o modelo matemático e os resultados foram normalizados, para os refrigerantes R12 e R134a.
Nakalski (2007)	Propôs melhorias no desempenho térmico de condensadores evaporativos a partir do estudo de modelos para representar a transferência de calor e a efetividade deste equipamento, chamados de Ajuste Global e Psicrométrico, elaborando dois aplicativos no <i>Software Engineering Equation Solver</i> .	Erro de 4% para o Ajuste Global e 7,7% para o modelo Psicrométrico, possibilitando desenvolver uma nova tabela de correção de capacidades e propor melhorias para o processo de refrigeração.

Fonte: Adaptado de Domanski; Didion (1983); Judge; Radermacher (1997); Wang *et al.* (2006); Avançaço *et al.* (2010); Nunes (2015); Nakalski (2007)

O presente trabalho baseia-se na dissertação de Nakasli (2007), aplicado ao sistema de refrigeração de uma indústria frigorífica, devido à semelhança da operação no condensador evaporativo. Escolheu-se realizar a modelagem através do modelo Psicrométrico, por ser de mais simples desenvolvimento e ter resultados consideravelmente eficientes em comparação à outros modelos.

3.8 Modelo psicrométrico

O modelo psicrométrico foi proposto pela *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers - ASHRAE*, neste, utiliza-se a carta psicrométrica disponibilizada no Anexo B, considerando a mudança de fase como o principal fenômeno, e relacionando-a com a efetividade da troca de calor no condensador (AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, 1993).

4 MATERIAIS E MÉTODOS

Esta pesquisa caracteriza-se como quantitativa. De acordo Richardson (1989) a pesquisa quantitativa caracteriza-se pelo uso da quantificação, tanto nas modalidades de coleta de informações, quanto no tratamento destes através de técnicas estatísticas.

O percurso metodológico da pesquisa seguiu os seguintes passos:

- Primeiramente buscou-se identificar em que pontos do sistema existem oportunidades de se implantar melhorias e realizar o reconhecimento da sala de máquinas;
- Construção do fluxograma de processo de refrigeração da unidade utilizando o *software AutoCad*;
- Coleta de dados de todas as informações necessárias para se calcular os parâmetros utilizados nas equações termodinâmicas e de transferência de calor e massa;
- Aplicação na modelagem psicométrica utilizando como análise o método da Efetividade-NUT, tomando como base o trabalho realizado por Nakalski (2007);
- Construção do ciclo real do sistema no *software CoolPack*, permitindo realizar uma comparação do mesmo com o ciclo teórico de refrigeração;
- Comparar taxa de transferência de calor real x modelo psicrométrico;
- Calcular o COP.

4.1 Identificação das melhorias

Realizou-se a visita no setor da sala de máquinas da Agro indústria de suínos situada na região do Alto Uruguai, e dentro da análise dos equipamentos do ciclo de refrigeração, observou-se a necessidade de melhoria no desempenho do condensador evaporativo de amônia, já que este apresentava pontos de corrosão e incrustação nas tubulações, havendo possibilidade de afetar a eficiência da troca de calor.

4.2 Construção do Fluxograma

O fluxograma foi construído a partir do levantamento do *layout* do ciclo frigorífico em questão e do reconhecimento da disposição dos equipamentos na sala de máquinas. Utilizou-se o *software* Autodesk AutoCAD para a construção do fluxograma completo do processo a fim de se obter uma visualização ampla do sistema, contendo neste a quantidade de cada equipamento na planta e suas ligações no interior da fábrica, bem como um diagrama mais simplificado para facilitar o entendimento do fluxo do ciclo de refrigeração e a função do condensador evaporativo no mesmo.

4.3 Coleta de dados

Os parâmetros necessários para se iniciar os cálculos de transferência de calor foram solicitados ao técnico da sala de máquinas que realizou as medições de temperaturas e pressões do ar, da água e do fluido refrigerante, além de disponibilizar o manual de especificações técnicas do condensador Mebrafe modelo CETI3000, onde coletou-se os dados de dimensão do condensador e das serpentinas.

As medições da velocidade do ar foram realizadas através do Anemômetro Minipa modelo MDA-20, para temperatura da amônia verificada através da superfície da tubulação utilizou-se o termômetro infravermelho Raytek Raynger ST, para as demais temperaturas utilizou-se o termômetro 33Ri plus e para a medição das pressões utilizou-se o equipamento controlador e indicador digital de pressão PCT-410E. Efetuou-se leituras ao longo do dia em um período total de 3 dias. Os dados coletados e os dados tabelados encontrados foram organizados em uma planilha do *software* Microsoft Excel e nesta realizou-se as simulações termodinâmicas propostas nos capítulos a seguir.

4.4 Método de avaliação da termodinâmica do condensador pelo modelo psicrométrico

O modelo parte considerando a velocidade máxima do ar no conjunto de tubulações para se iniciar os cálculos dos adimensionais Re , Nu e finalmente NUT . Após isso determina-se as pressões e umidade do ar no condensador para se definir

os valores de entalpia do ar. Esses resultados possibilitam o cálculo da taxa de transferência de calor do condensador evaporativo.

4.4.1 Equacionamento do método da efetividade-NUT

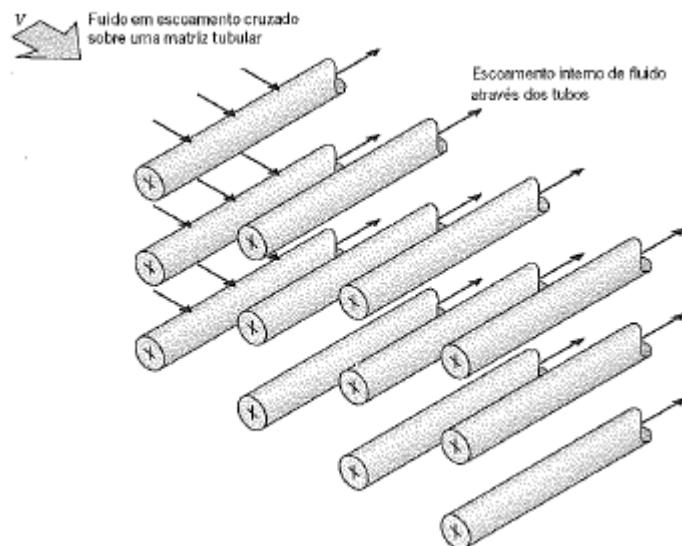
Para o cálculo do NUT utilizou-se a Equação 12, que seria a Equação 11 reescrita com a inserção do parâmetro de ajuste F_p , o qual aproximará os dados teóricos dos reais, este foi obtido a partir da tabela correspondente à refrigerante amônia, desenvolvida por Nakalski (2007), presente no Anexo C.

$$NUT = \frac{F_p UA}{m_{ar} c p_{ar}} \quad (12)$$

Primeiramente para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor necessita-se obter os coeficientes de convecção h_i e h_e .

O processo de transferência de calor analisado ocorre em um feixe de tubos em escoamento cruzado, como exemplificado na Figura 7:

Figura 7 – Esboço de feixe de tubos em escoamento cruzado



Fonte: Incropera; Dewitt (2003)

Por isso, o coeficiente de transferência de calor por convecção externo h_e , em $W/(m^2\text{°C})$, é calculado através do número de Nusselt, para escoamentos em regime turbulento, por meio da correlação de Zhukauskas (INCROPERA; DEWITT, 2003),

dada como uma correlação mais precisa para escoamento cruzado sobre cilindro circular:

$$\overline{Nu_d} = C Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (13)$$

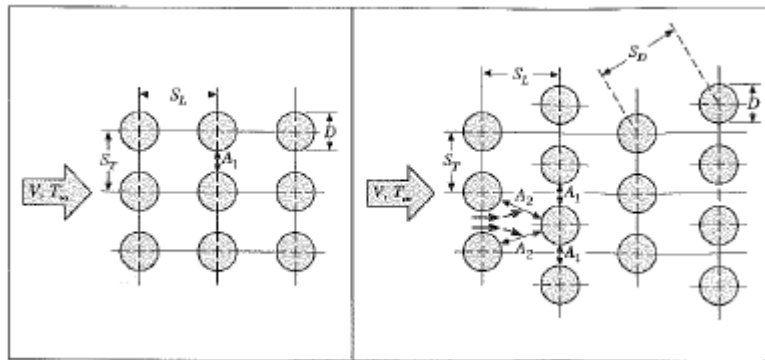
Onde Pr e Pr_s são os números de Prandtl na temperatura do ar, e na temperatura superficial dos tubos respectivamente, e $Re_{D,max}^m$ é o número de Reynolds máximo. A correlação descrita na equação 13, é proposta para ser utilizada em trocadores de calor com banco de tubos que apresentam apenas circulação de ar entre si. No caso em questão, o condensador evaporativo apresenta além de ar, água circulando em sentido oposto, o que ocasiona em um fluxo turbulento e com isso eleva-se o valor do coeficiente de transferência de calor, simultaneamente com o aumento da área de contato entre água e ar. Justamente devido a isso, utiliza-se o parâmetro F_p para ajustar a correlação, a fim de prever esse aumento que ocorre na transferência de calor pela presença da água juntamente com o ar.

$Re_{D,max}^m$ é calculado pela Equação 14:

$$Re_{D,max}^m = \frac{V_{max} D}{\nu} \quad (14)$$

No qual V_{max} é a velocidade máxima do ar, D o diâmetro dos tubos e ν a viscosidade cinemática. Para se calcular V_{max} , deve-se considerar que as tubulações estão dispostas de modo alternado, o arranjo é caracterizado pelo diâmetro dos tubos D e pelos passos transvesal, St , longitudinal Sl e diagonal Sd medidos entre os centros dos tubos, conforme a Figura 8.

Figura 8 – Configuração de tubos em uma matriz tubular alternada e alinhada



Fonte: Adaptado de Incropera; Dewitt (2003)

A velocidade máxima pode ocorrer tanto no plano transversal A_1 quanto no diagonal A_2 . Esta ocorrerá em A_2 se:

$$[S_L^2 + (S_T/2)^2]^{1/2} < (S_T + D)/2 \quad (15)$$

Caso ocorra em A_2 , então V_{max} será:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_T - D)} V \quad (16)$$

Caso ocorra em A_1 calcula-se:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (17)$$

A Tabela 8 apresenta os coeficientes C e m que devem ser utilizados na correlação de Zhukauskas, correspondente à Equação 13:

Tabela 8 – Coeficientes da correlação de Zhukauskas

Configuração	Re Max	C	M
Alinhado $St/SI > 0,7$	10^3 a 2×10^5	0,27	0,63
Alternado $St/SI < 2$	10^3 a 2×10^5	$0,35(St/SI)^{1/5}$	0,6
Alternado $St/SI > 2$	10^3 a 2×10^5	0,4	0,6

Fonte: Adaptado de Incropera; Dewitt (2003)

Com isso, o coeficiente de convecção externo será:

$$h_e = \frac{\overline{Nu_d} k_{ar}}{D} \quad (18)$$

Sendo k_{ar} a condutividade térmica na temperatura do ar em $W/(m^\circ C)$.

Já o coeficiente de convecção interno, h_i , foi determinado a partir da correlação de Chato, (RUBBO 2014), que condiz com a transferência de calor entre o fluido refrigerante e a superfície interna dos tubos horizontais na condensação, representada pela Equação 19:

$$h_i = 0,555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l (T_{condNH3} - T_{sup}) D_i} \left(h_{lv} \frac{3}{8} C_{pl} (T_{condNH3} - T_{sup}) \right) \right]^{1/4} \quad (19)$$

No qual g é a aceleração da gravidade, em m^2/s , ρ_l e ρ_v são respectivamente as massas específicas da amônia em estado líquido e vapor saturado, em kg/m^3 , k_l é a condutividade térmica da amônia como líquido saturado, em $W/(m^\circ C)$, μ_l é a viscosidade dinâmica da amônia como líquido saturado em $N.s/m^2$, D_i é o diâmetro interno dos tubos, em m, h_{lv} é o calor latente de vaporização em J/kg , C_{pl} é o calor específico do líquido $kJ/kg.^\circ C$, $T_{condNH3}$ é a temperatura de condensação da amônia, e T_{sup} é a temperatura superficial do tubo, ambas em $^\circ C$, sendo T_{sup} definida pela Equação 20:

$$T_{sup} = \frac{T_{rH2O} + T_{bH2O}}{2} \quad (20)$$

Onde T_{rH2O} é a temperatura da água de reposição no condensador e T_{bH2O} a temperatura da água da bacia em $^\circ C$.

4.4.1.1 Determinação das resistências térmicas

Em um trocador de tubos cilíndricos leva-se em consideração uma resistência por condução e duas por convecção, do lado interno e externo do tubo. A resistência por convecção é determinada pela Equação 21:

$$R_{conv} = \frac{1}{h.A} \quad (21)$$

Sendo A , a área do tubo em m^2 calculada pela Equação 22:

$$A = \pi.D.L \quad (22)$$

Enquanto que a resistência por condução para tubos circulares é dada pela Equação 23:

$$R_{cond} = \frac{\ln De/Di}{2\pi kL} \quad (23)$$

Onde k é a condutividade térmica do material do tubo, $W/(m^{\circ}C)$, e L o comprimento do tubo em m. As incrustações formadas nas tubulações também são consideradas resistências térmicas, representada pela Equação 24:

$$R_i = \frac{R_f}{A} \quad (24)$$

Sendo R_f o fator de incrustação representativo para as superfícies. Para a superfície interna é referente a amônia, e para a superfície externa é referente a água de refrigeração que compõe o filme sobre os tubos somado a corrente de ar, os valores utilizados estão de acordo com a Tabela 6. Assim o fator de incrustação total, R_t é definido como a soma de todas resistências presentes no processo, de acordo com a Equação 25.

$$R_t = R_{conv-i} + R_{conv-e} + R_{cond} + R_{ii} + R_{ie} \quad (25)$$

4.4.1.2 Determinação do Coeficiente Global com e sem Fator Incrustação

Com os resultados obtidos, pode-se determinar o coeficiente global de transferência de calor U através das equações 6 e 7, ou também através das resistências, como explicitado nas Equações 26 e 27:

Para uma tubulação limpa:

$$U_{limpo} = \frac{1}{A_e(R_{conv-i} + R_{conv-e} + R_{cond})} \quad (26)$$

Para uma tubulação incrustada:

$$U_{incrustação} = \frac{1}{A_e(R_t)} \quad (27)$$

Com esses resultados definidos, é possível se calcular o NUT .

4.4.1.3 Modelagem psicrométrica

Para calcular as condições do ar na atmosfera (AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, 1993), propôs uma série de equações para determinar a entalpia específica do ar h_{ar} e seu teor de umidade w .

Com isso calcula-se o valor de Q_c , em kW, pela relação:

$$Q_c = m_{ar} \varepsilon \Delta h_{ar} \quad (28)$$

Em que ε é a efetividade calculada através da equação 10 e Δh_{ar} é a máxima diferença possível de entalpia entre os estados final e inicial do ar em kJ/kg, obtido pelas seguintes equações:

$$h_{ar} = 1,006Tbs_{ar} + (2501 + 1,805Tbs_{ar})w \quad (29)$$

$$w = \frac{(2501 - 2,381Tbu_{ar})w_s^* - 1,006(Tbs_{ar} - Tbu_{ar})}{2501 + 1,805Tbs_{ar} - 4,1868Tbu_{ar}} \quad (30)$$

$$w_s^* = 0,62198 \frac{p_{ws}^*}{p - p_{ws}^*} \quad (31)$$

$$\ln(p_{ws}^*) = \frac{C8}{Tbu_{ar}} + C9 + C10Tbu_{ar} + C11Tbu_{ar}^2 + C12Tbu_{ar}^3 + C13\ln(Tbu_{ar}) \quad (32)$$

No qual w e w_s correspondem a umidade do ar e umidade do ar na saturação, respectivamente, e p_{ws} é a pressão do ar na saturação. As constantes, C8, C9, C10, C11, C12 e C13, estão dispostas na Tabela 9:

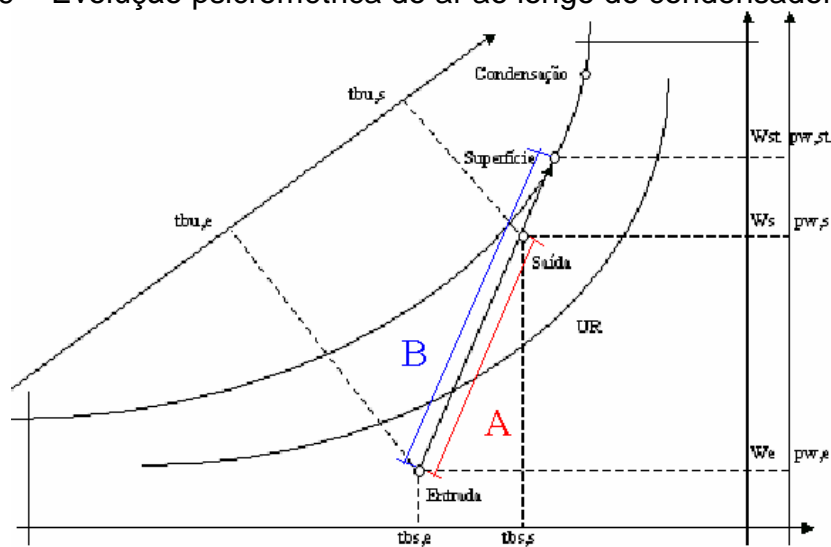
Tabela 9 – Constantes para determinação da pressão do ar na saturação

Constantes	
C8	$-5,80 \times 10^3$
C9	1,39
C10	$-4,86 \times 10^{-2}$
C11	$4,18 \times 10^{-5}$
C12	$-1,45 \times 10^{-8}$
C13	6,55

Fonte: Adaptado de Nakalski (2007)

O comportamento do ar ao longo do condensador poderá ser observado na carta psicrométrica, como exemplificado na Figura 10 onde os pontos de temperatura, pressão e umidade relativa de entrada e saída estão marcados na mesma. Na carta, pode-se entender a efetividade do condensador como a relação entre as seções A e B, sendo A:B compreendido como a quantidade de calor que o ar recebe pelo máximo que ele poderia receber.

Figura 9 – Evolução psicrométrica do ar ao longo do condensador



Fonte: Adaptado de Nakalski (2007)

Com isso, pretende-se realizar simulações com este modelo variando-se parâmetros tais como: Tbu_{ar} , vazão de ar, vazão de água, área de transferência de calor entre outros, para estudar as possibilidades de elevar a quantidade de calor retirado da amônia.

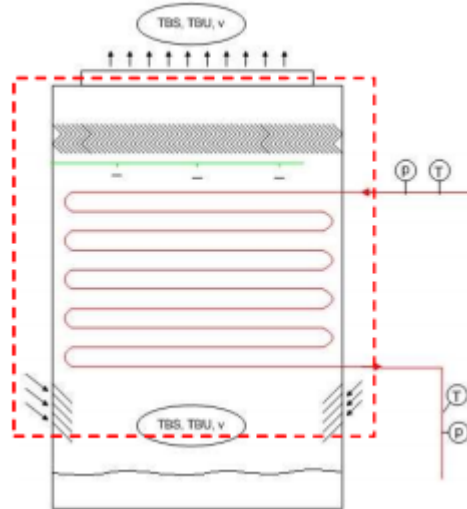
4.5 Comparação Q_{real} x modelo Psicrométrico

Nesta etapa do trabalho procura-se analisar os resultados simulados comparando-os com os do condensador utilizado no sistema de refrigeração do frigorífico. O erro entre os resultados será calculado pela Equação 25:

$$Erro (\%) = \left| \left(\frac{Q_c - Q_{real}}{Q_{real}} \right) 100 \right| \quad (25)$$

Onde Q_c é o calor calculado pelo modelo Psicrométrico e Q_{real} , ambos em kW, é o calor medido através do balanço de energia definindo o condensador evaporativo como volume de controle, como na Figura 10, considerando os parâmetros de entrada e saída da amônia e da água de refrigeração nas condições operacionais do condensador, conforme a Equação 26.

Figura 10 – Volume de controle no condensador



Fonte: Adaptado de Niencheski (2010)

$$Q_{real} = Q_{NH_3} - Q_{H_2O} = \dot{m}_{NH_3}(h_{NH_3-e} - h_{NH_3-s}) - \dot{m}_{H_2O-evap}(h_{H_2O-s} - h_{H_2O-e}) \quad (26)$$

Onde Q_{NH_3} e Q_{H_2O} são os calores rejeitados pela amônia e pela água de reposição respectivamente, em kW; Δh_{NH_3} e Δh_{H_2O} são as variações de entalpia da amônia e da água, respectivamente, dadas em kJ/kg e $\dot{m}_{H_2O-evap}$ é a massa de água evaporada em kg/s.

4.6 Cálculo do COP

O cálculo do COP é realizado através da Equação 29:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (29)$$

Onde as entalpias h_1 , h_2 e h_4 são encontradas nas tabelas de propriedades termodinâmicas e no diagrama P x h para líquido refrigerante R-717, disponibilizados no Anexo D e Anexo E, respectivamente, através das pressões correspondentes à cada processo. De acordo com Stoecker (2002), os diagramas P x h só fornecem informações detalhadas da região de vapor superaquecido, já a região da saturação pode ser normalmente coberta pelas tabelas de propriedades termodinâmicas, que neste caso são mais precisas que os diagramas, por isso os dois são usados em

conjunto. O COP real obtido será comparado com o COP ideal de Carnot através do software *CoolPack*.

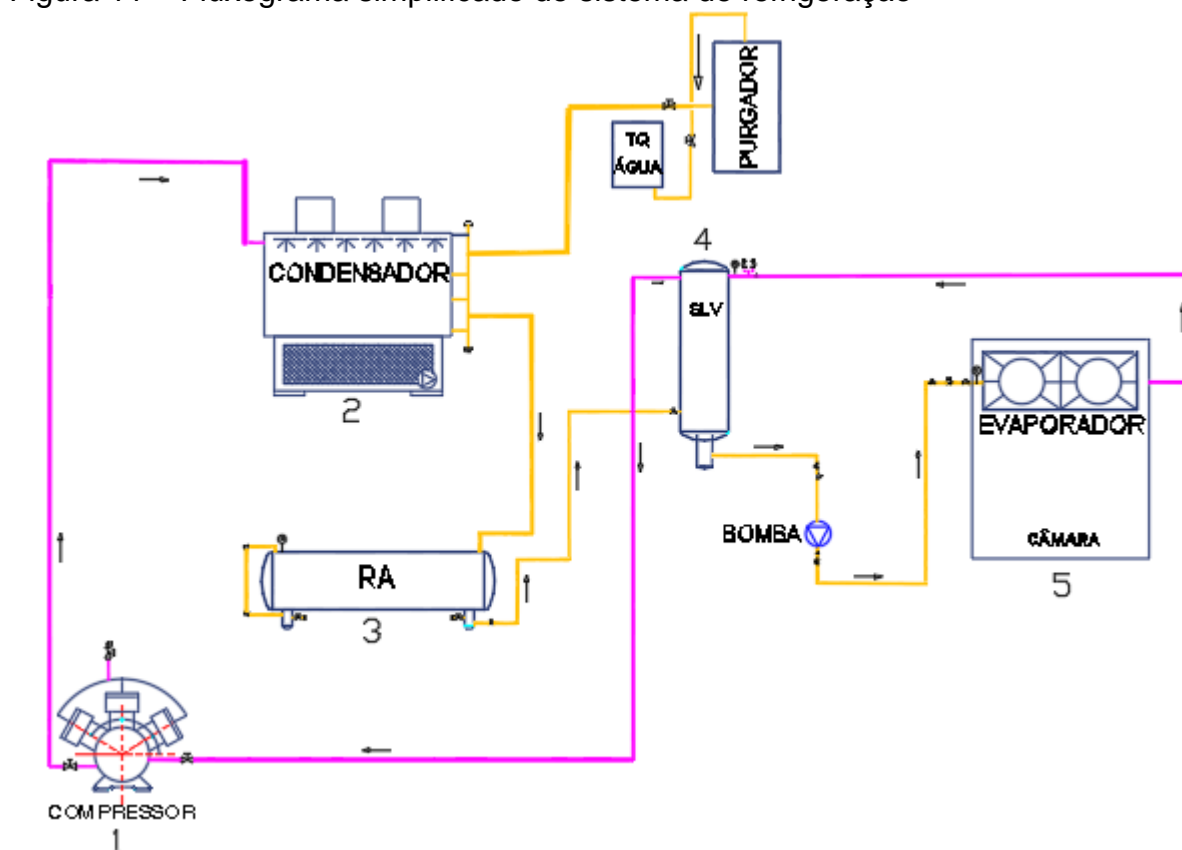
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Fluxograma do ciclo de refrigeração

Este tópico descreve fluxograma do ciclo de refrigeração no qual opera o condensador evaporativo estudado no presente trabalho.

Após a visita no setor de máquinas foi possível coletar as informações necessárias para construção do fluxograma do sistema de refrigeração com auxílio do *software* AutoCad. A unidade estudada conta com o setor da sala de máquinas, onde se localiza e se controla o sistema de refrigeração responsável por refrigerar os ambientes internos da indústria, como as câmaras de congelamento e resfriamento. O sistema funciona 24 horas por dia, com paradas apenas para degelo e higienização das câmaras. Desta forma o fluxograma simplificado do sistema de refrigeração encontra-se representado na Figura 11. O sistema rosa representa a corrente de vapor e o amarelo a corrente de líquido.

Figura 11 – Fluxograma simplificado do sistema de refrigeração



No Apêndice A é possível visualiza-lo completo, assim como sua disposição e ligações na fábrica.

O sistema de refrigeração por compressão de vapor parte do fornecimento de trabalho do compressor (1), que é aplicado como fonte para a elevação da pressão e temperatura do fluido refrigerante (R-717) que se encontra em estado gasoso, transferido no interior de tubulações. Nesta etapa o refrigerante sofre um aumento de pressão de 1,44 bar para cerca de 10,6 bar, o que é fundamental para que o mesmo esteja nas condições ideais para que ocorra a dissipação de calor no condensador evaporativo. O fluido é encaminhado para o condensador (2) a uma temperatura de 70°C, onde troca calor com a água e o ar que escoam em contracorrente sobre as serpentinas por onde passa o refrigerante em estado vapor superaquecido. A água e o ar devem estar em temperatura inferior à temperatura de condensação do refrigerante para possibilitar que o fluido perca calor latente e condense.

O refrigerante condensado sai como líquido saturado a uma temperatura de 30°C e segue para o reservatório de líquido (3), localizado abaixo do

condensador, para receber por gravidade o refrigerante e armazená-lo à alta pressão possibilitando o abastecimento contínuo dos evaporadores.

Este é encaminhado para a alimentação na parte inferior do separador líquido - vapor (4), que é utilizado para separar o líquido gerado no condensador, da fração de vapor gerada pelo dispositivo de expansão no processo seguinte, garantindo que somente vapor seja admitido na sucção do compressor.

Em sequência, no dispositivo de expansão é reduzida a pressão e regulada a vazão do fluido refrigerante que entra no evaporador (5).

O refrigerante é fornecido ao evaporador, localizado no interior da fábrica, no estado líquido saturado, pois somente o processo de evaporação apresenta capacidade de absorver uma alta quantidade de calor, assim retira-se calor do ambiente ou sistema que se deseja refrigerar. Enquanto o ambiente alcança a temperatura desejada, o fluido refrigerante utiliza o calor do local para se vaporizar e ser direcionado com uma temperatura de -10°C em estado vapor saturado à parte superior do separador de líquido, em seguida retorna ao compressor. Com isso, completa-se o ciclo de refrigeração.

5.1.2 Condensador evaporativo

Verificou-se que o condensador evaporativo possui uma seção transversal de 2,53 m de largura por 12,68 m de comprimento, e altura de 3,21 m, o que resulta em uma área total de aproximadamente $161,8 \text{ m}^2$. A serpentina é construída com tubos de aço carbono galvanizado com zinco, com diâmetro externo de 25,4 mm e espessura de 1,5 mm e aproximadamente 2 m de comprimento, o condensador é composto por 20 blocos destas serpentinas, em que cada um contém 16 colunas de seis tubos cada, dispostas em um arranjo alternado, é possível observá-lo na Figura 12.

Figura 12 – Instalações do condensador do frigorífico



Fonte: Autora (2021)

Identificou-se no equipamento pontos de deposição de partículas sólidas nas serpentinas de amônia e em torno do condensador. Possivelmente as incrustações externas são derivadas do acúmulo de impurezas como poeira e areia presentes no ar ambiente, somado à película de água que permanece constantemente na superfície das tubulações, que facilita a formação de corrosão. O principal causador de corrosão são os gases presentes na água de recirculação, como oxigênio e CO_2 , que promovem a corrosão por baixar o pH da água de recirculação, dependendo da espessura da camada galvanizada, mais facilmente irá ocorrer a oxidação.

Além disso, também há a probabilidade de haver agregação das substâncias possivelmente presentes na água de recirculação, como matéria orgânica, salinidade, dureza (cálcio e magnésio), sílica e óxido de ferro, que aderem a superfície dos tubos das serpentinas. A água de recirculação ainda é submetida à um tratamento químico, porém se o mesmo não for realizado de maneira correta ou aplicado na quantidade recomendada possibilitará também a ocorrência de reações ou precipitações ocasionadas pelos compostos dos produtos químicos utilizados na água de recirculação, o que reduz a vida útil do tubo galvanizado.

Na Figura 13 nota-se o aspecto das tubulações de amônia do condensador estudado.

Figura 13 – Estado atual das serpentinas



Fonte: Autora (2021)

Através da Figura 14 pode-se perceber também o momento da substituição de um dos blocos de tubos por um novo, devido à baixa eficiência do mesmo, o que possibilita a comparação do estado de uma serpentina nova com uma mais antiga.

Figura 14 – Substituição das serpentinas



Fonte: Autora (2021)

Na Figura 15 visualiza-se a lateral do condensador a fim de demonstrar a disposição alternada do banco de serpentinas.

Figura 15 – Banco de tubos alternado



Fonte: Autora (2021)

Observa-se na Figura 16 as incrustações e corrosões formadas na área de entrada da corrente de ar e por onde passa a água de refrigeração para a bacia do condensador.

Figura 16 – Incrustações área externa do condensador



Fonte: Autora (2021)

Na Figura 17 nota-se o estado das tubulações de um condensador que anteriormente integrava o sistema de refrigeração, este foi desativado devido a intensa oxidação em suas serpentinas, o que ocasionou a formação de micro furos nos mesmos, impossibilitando seu funcionamento de forma efetiva. Busca-se então evitar que ocorra o mesmo no condensador em questão.

Figura 17 – Incrustações em condensador desativado



Fonte: Autora (2021)

Em vista disso, os estudos do presente trabalho foram realizados a fim de definir o quanto as incrustações afetam a transferência de calor no processo de condensação do fluido refrigerante, e o impacto do mesmo no ciclo em geral.

5.2 Parâmetros utilizados nas equações termodinâmicas e de transferência de calor

A partir do reconhecimento das instalações do condensador evaporativo foi possível realizar a coleta de dados necessários para realização dos cálculos.

Os parâmetros utilizados para as tubulações de aço carbono liso estão dispostos na Tabela 10.

Tabela 10 – Parâmetros das serpentinas

Serpentinas	
De (m)	0,0255
Di (m)	0,0239
Espessura (m)	0,0015
Comprimento de cada serpentina (m)	2
Raio (m)	0,0127
A de troca térmica (m ²)	306,41
Sl (m)	0,443
St (m)	1,119
Temperatura superficial Ts (°C)	29,5
Prs	0,707
k (W/m°C)	60,5

Fonte: Autora (2021)

Para o fluido refrigerante em questão, amônia (R717), as seguintes propriedades foram consideradas (Tabela 11):

Tabela 11 – Parâmetros do fluido refrigerante R717

Fluido interno (R717)	
Temperatura de entrada, Te (°C)	70
Temperatura de saída, Tf (°C)	30
Temperatura de condensação, Tc (°C)	35
ρ_l (kg/m ³)	595,1
ρ_v (kg/m ³)	26,4
kl (W/m.°C)	0,4695
μ_l (Pa.s)	0,000136
Cpl (kJ/kg.°C)	4,9
hlv (kJ/kg)	1144,41
Resistência interna (m ² .°C/W)	0,000176
mNH3 (kg/s)	1,973

Fonte: Autora (2021)

Da mesma forma as propriedades dos fluidos externos à tubulação, como a corrente de ar e água de refrigeração em contracorrente, estão explicitadas nas Tabelas 12 e 13.

Tabela 12 – Parâmetros da corrente de ar

Fluido externo (corrente de ar)	
Tbs médio de entrada ar (°C)	20,52
Tbs médio de saída ar (°C)	27,81
Tbu médio de entrada ar (°C)	17,23
Tbu médio de saída ar (°C)	25
V de entrada (m/s)	7
V de saída (m/s)	11,52
k (W/m.°C)	0,0263
Pr	0,707
mar (kg/s)	96
Resistência externa ar, Rfe (m ² .°C/W)	0,0004

Fonte: Autora (2021)

Tabela 13 – Parâmetros da água de refrigeração

Fluido externo (água)	
Temperatura média de entrada (°C)	30
Temperatura média de saída (°C)	20
mH ₂ O (kg/s)	0,81
Resistência externa água, Rfe (m ² .°C/W)	0,0001

Fonte: Autora (2021)

5.3 Método da efetividade-NUT aplicada a modelagem psicrométrica

Para se obter os coeficientes globais de transferência de calor, calculou-se todas as resistências térmicas do sistema do interior do tubo até o exterior. Primeiramente calculou-se os parâmetros necessários para se obter os coeficientes convectivos de calor (Tabelas 14, 15):

Tabela 14 – Variáveis para equacionamento do coeficiente de convecção

Vmax (m/s)	7,1626
Redmax	11450,00
Nud	95,2593

Fonte: Autora (2021)

Tabela 15 – Coeficientes convectivos de calor

h_i (W/m ² .°C)	1204,25825
h_e (W/m ² .°C)	98,6346

Fonte: Autora (2021)

Os valores obtidos para os fatores de incrustação estão dispostos na Tabela 16:

Tabela 16 – Fatores de incrustação

Fatores de incrustação (°C/W)	
Rconv-i	0,00278
Rconv-e	0,01667
Rcond	$8,00651 \times 10^{-5}$
Rii	0,00058
Rie	0,00157
Rt	0,02168

Fonte: Autora (2021)

É notável que a resistências externas são as que apresentam maior influência na resistência total à transferência de calor, com isso demonstra-se a importância de se analisar este ponto, em função das incrustações formadas nas superfícies externas das tubulações de amônia.

Com os fatores de incrustação definidos, foi possível calcular os coeficientes globais de transferência de calor, analisou-se as tubulações apresentando aspecto limpo e incrustado, a fins de comparação (Tabela 17).

Tabela 17 – Coeficientes globais de transferência de calor

Ulimpo (W/m ² .°C)	2014,700428
Uincrustação (W/m ² .°C)	1815,87617

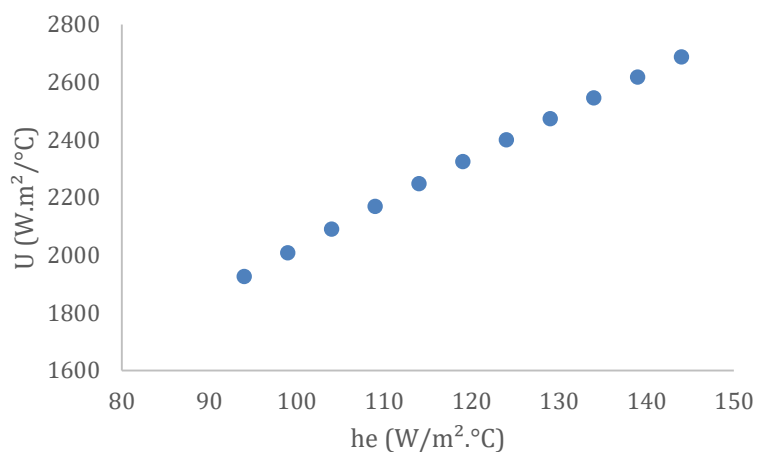
Fonte: Autora (2021)

Nota-se o efeito negativo das incrustações sobre o coeficiente global de transferência de calor, apresentando uma diferença de 200,15 W/m².°C (aproximadamente 10% do valor total). Segundo Çengel (2009) o valor que representa o coeficiente global de transferência de calor em condensadores de amônia resfriado a água se encontra entre 800 e 1400 W/m².°C, possivelmente a discrepância se justifica pela presença da corrente de ar em contracorrente à aspersão de água, que

eleva a troca de calor a partir da evaporação da água.

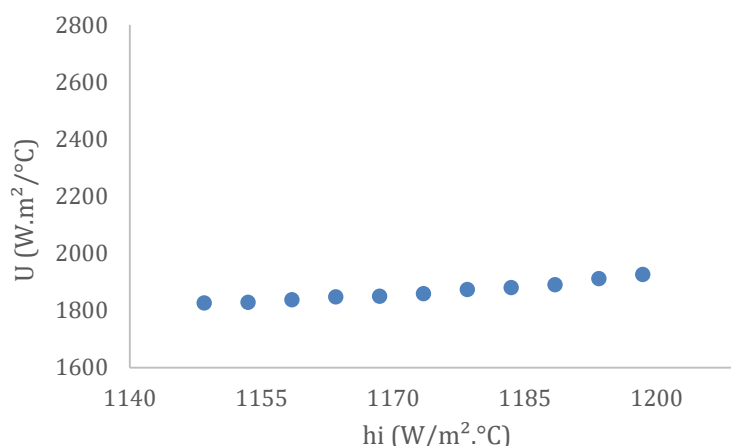
A partir disso, avaliou-se o impacto dos coeficientes convectivos sobre o coeficiente global de transferência de calor para o estado atual das serpentinas. Calculou-se o coeficiente global primeiramente em função de h_e e em sequência em função de h_i , os comportamentos das funções se encontram dispostos nas Figuras 18 e 19.

Figura 18 – Variação do coeficiente global com o coeficiente de convecção externo



Fonte: Autora (2021)

Figura 19 – Variação do coeficiente global com o coeficiente de convecção interno



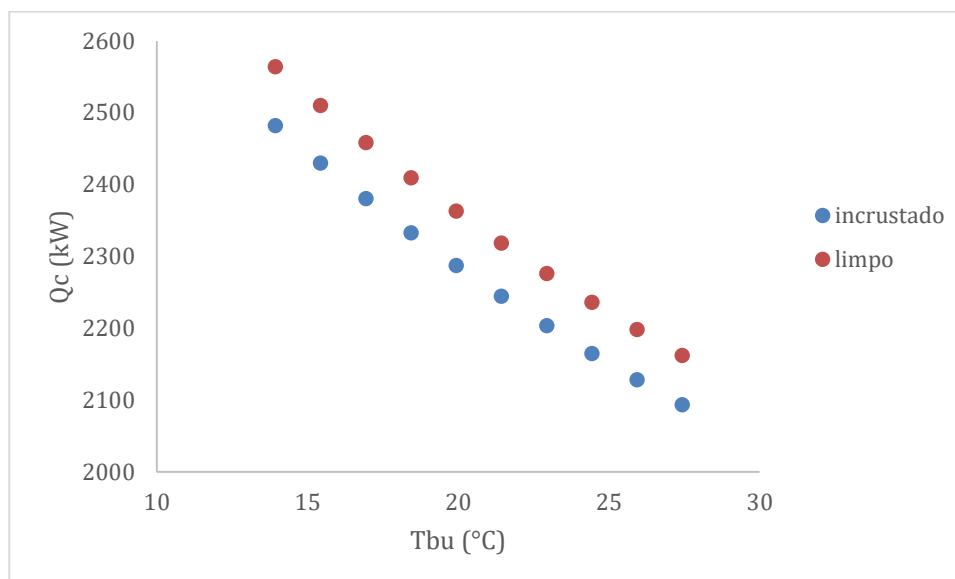
Fonte: Autora (2021)

Desta forma, pode-se perceber que o coeficiente global de transferência de calor apresenta uma variação muito maior com o aumento de h_e , ou seja, U depende essencialmente de h_e para qualquer que seja o valor de h_i . Isto se deve ao fato de que a resistência do tubo à transferência de calor é extremamente baixa, tornando-se desprezível. Além disso, os valores de h_i são muito superiores aos valores de h_e , assim h_e se torna o fator limitante do processo de transferência de calor.

O estudo então deve focar em h_e a fim de verificar quais parâmetros podem ser alterados para a obtenção de melhores resultados.

O comportamento do modelo Psicrométrico pôde ser avaliado frente às principais variáveis independentes. A Figura 20 apresenta o quanto a taxa de transferência de calor do condensador pode ser afetada se o mesmo for operado em condições onde a temperatura de bulbo úmido for baixa, e seu comportamento quando elevada até alcançar uma temperatura próxima a de bulbo seco, de 27,43 °C. Além disso percebe-se a diferença da taxa com as tubulações limpas e sob efeito das incrustações.

Figura 20 – Variação da taxa de transferência de calor com a temperatura de bulbo úmido

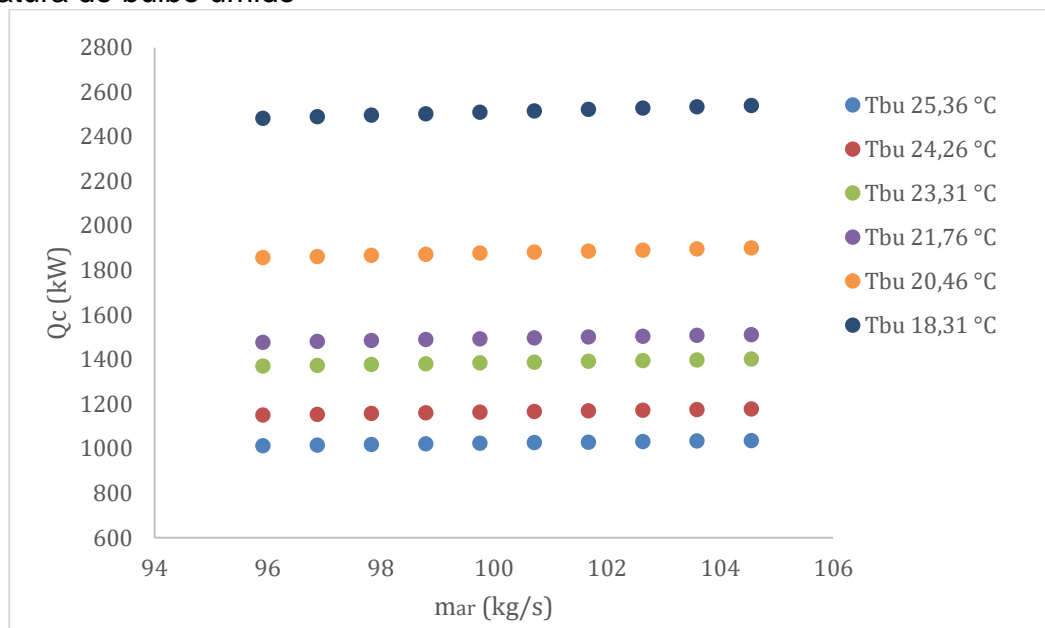


Fonte: Autora (2021)

O perfil de função decrescente ocorre pois quanto menor a temperatura de bulbo úmido mais seco se encontra o ar, e conseqüentemente maior é a capacidade de evaporação da água, o que aumenta a quantidade de calor absorvido. Quando o ar está muito úmido a temperatura de bulbo úmido se aproxima à de bulbo seco, diminuindo a capacidade de transferir de calor. Percebe-se que as incrustações também afetam a taxa de transferência de calor, de modo que atuam como uma barreira e dessa forma dificulta-se o processo de troca térmica.

Na Figura 21 observa-se que a taxa de transferência de calor tende a aumentar com o crescimento da vazão da corrente de ar que incide sobre as serpentinas. Esse comportamento tende a ser mais elevado a medida em se diminui as temperaturas de bulbo úmido no condensador.

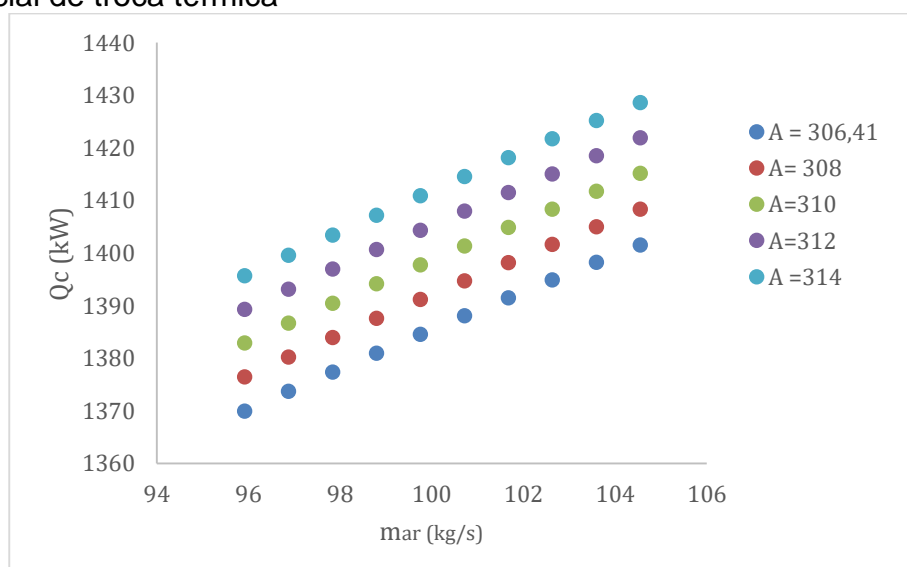
Figura 21 – Variação da taxa de transferência de calor com a vazão do ar e a temperatura de bulbo úmido



Fonte: Autora (2021)

A Figura 22 mostra essa mesma taxa de transferência de calor sendo simulada para diferentes valores de áreas de transferência de calor e também distintos valores de vazão de ar, mantendo uma T_{bu} de $23,31\text{ °C}$. Foi observado um crescimento de Q_c em relação ao aumento das vazões e áreas.

Figura 22 – Variação da taxa de transferência de calor com a vazão do ar e a área superficial de troca térmica

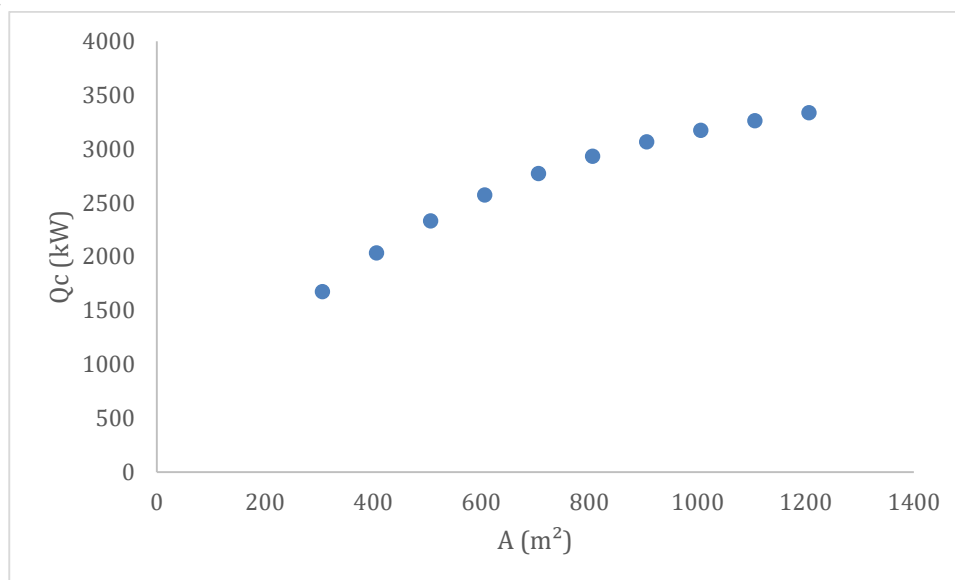


Fonte: Autora (2021)

Ao se avaliar a área de transferência de calor como variável independente é

obtido o comportamento demonstrado na Figura 23, o qual apresenta um crescimento da taxa de transferência de calor do condensador evaporativo frente ao aumento da área, até certo ponto em que o comportamento da função tende a ficar constante.

Figura 23 – Variação da taxa de transferência de calor com a área superficial de troca térmica



Fonte: Autora (2021)

A Tabela 18 demonstra a quantidade de calor trocado por unidade de área em relação a variação da área de troca térmica, percebe-se que o aumento da área de transferência de calor implica no conseqüente aumento da taxa de transferência de calor, porém o calor rejeitado por unidade de área diminui. Esse comportamento foi obtido para vazão de ar de aproximadamente 96 kg/s, utilizando atualmente 10 ventiladores axiais.

Tabela 18 – Fluxo de calor em relação ao aumento da área

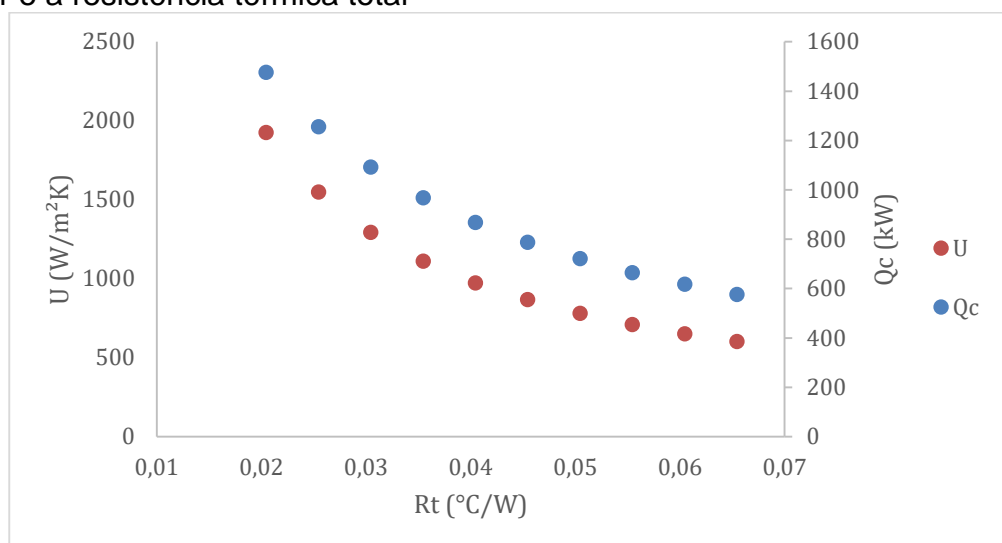
Qc (kW)	A (m ²)	Q (kW/m ²)
1604,3097	306	5,2428
1957,8860	406	4,8224
2250,8627	506	4,4483
2493,6257	606	4,1149
2694,7813	706	3,8169
2861,4606	806	3,5502
2999,5727	906	3,3108
3114,0135	1006	3,0954
3208,8403	1106	2,9013
3287,4145	1206	2,7259

Fonte: Autora (2021)

Segundo Stoecker e Jabardo (2002), o mais ideal é que esse fluxo de calor esteja por volta de 4,0 kW/m² em um trocador de calor evaporativo. Baseado nisto conclui-se que seria viável um aumento da área de transferência de calor até 600 m² para se obter valores consideravelmente bons de taxa e fluxo de calor.

Para se avaliar o efeito das incrustações nas serpentinas ao longo do tempo, construiu-se o gráfico disposto na Figura 24, o qual permite observar o comportamento do coeficiente global e da taxa de transferência de calor em função do aumento da resistência total à troca térmica. Como esperado, constatou-se que quanto maior a resistência menor o coeficiente global e conseqüentemente menor a taxa de transferência de calor.

Figura 24 – Variação do coeficiente global de troca térmica com a taxa de transferência de calor e a resistência térmica total



Fonte: Autora (2021)

A Tabela 19 revela a tendência das mesmas variáveis em função do crescimento das impurezas que este carrega incrustada em suas paredes externas, já que este é o fator que apresenta maior influência na resistência total de troca térmica. Simulou-se então uma tubulação limpa, considerada nova, com fator de incrustação inicialmente de 0 m².°C/W, e seu crescimento até, segundo Çengel (2009), o máximo estimado para os fatores de incrustação externos, neste caso água de recirculação e ar. Percebe-se as consequências negativas no coeficiente global de calor e na taxa de transferência de calor ao se utilizar uma serpentina com incrustações externas a longo prazo, já que estas tendem a aumentar de acordo com o tempo de exposição e trabalho da serpentina.

Tabela 19 – Coeficientes de troca de calor em função das resistências externas

Uincrustação (W/m ² .°C)	Qc (kW)	Rfe (m ² .°C/W)
1957,2934	2510,4053	0
1867,4086	2426,0354	0,00001
1768,9269	2330,7915	0,00005
1668,6259	2230,6806	0,0001
1569,0395	2128,0810	0,00015
1469,9228	2022,6955	0,0002
1371,0290	1914,1917	0,00025
1272,1071	1802,1976	0,0003
1172,900111	1686,294616	0,00035
1073,141916	1566,010675	0,0004
968,8062728	1436,067489	0,0005

Fonte: Autora (2021)

5.4 Comparação taxa de transferência de calor real x modelo psicrométrico

A taxa real de transferência de calor considera os parâmetros relacionados ao líquido refrigerante e à água de recirculação expostos na Tabela 20.

Tabela 20 – Parâmetros para cálculo de Q_{real}

mNH ₃ (kg/s)	1,6078
mH ₂ O evap (kg/s)	0,63
TNH ₃ entrada (°C)	70
TNH ₃ saída (°C)	30
TH ₂ O entrada (°C)	20
TH ₂ O saída (°C)	30
hNH ₃ entrada (kJ/kg)	1484,1
hNH ₃ saída (kJ/kg)	322,42
hH ₂ O entrada (kJ/kg)	83,87
hH ₂ O saída (kJ/kg)	125,6

Fonte: Autora (2021)

A fins de comparação, considerou-se a taxa de transferência de calor Q_c obtida através do modelo psicrométrico nas mesmas condições de temperatura de ar e água utilizados para a obtenção de Q_{real} , os resultados podem ser observados na Tabela 21.

Tabela 21 – Q_c x Q_{real}

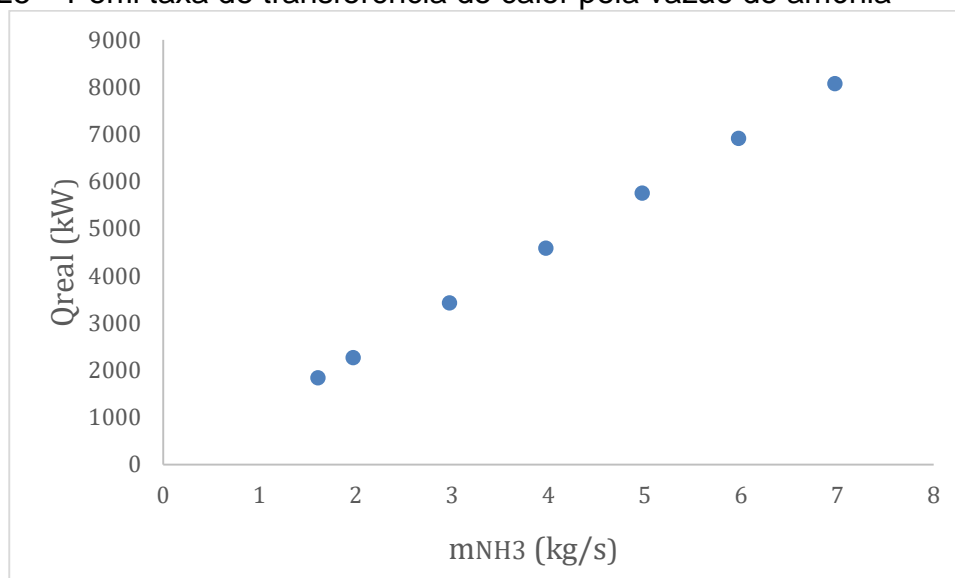
Q_c (kW)	1841,459204
Q_{real} (kW)	1311,486939
Erro (%)	0,287800166

Fonte: Autora (2021)

Percebe-se um erro consideravelmente baixo entre os valores de Q_c e Q_{real} , o que valida a coerência do modelo Psicrométrico frente a equação proposta pela Norma ASHRAE (1995).

A partir do cálculo da taxa de transferência de calor pelo balanço de energia, foi possível estudar seu comportamento em relação a variação da vazão de amônia, como é demonstrado na Figura 25.

Figura 25 – Perfil taxa de transferência de calor pela vazão de amônia



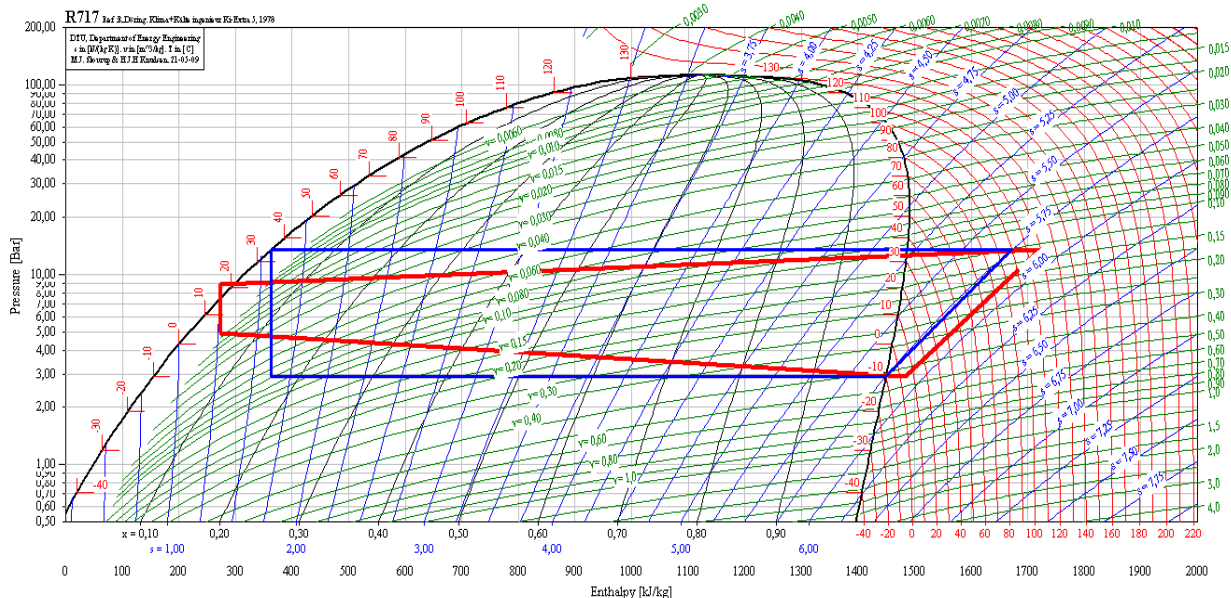
Fonte: Autora (2021)

Verifica-se que a taxa de transferência de calor aumenta linearmente para vazões de amônia mais altas.

5.5 Simulação do COP no diagrama de Mollier

O diagrama P x h para o ciclo em questão foi executado através do *software* CoolPack, no qual foi construído o ciclo teórico representado em azul, e o real, representado em vermelho, com as respectivas perdas de carga. O comportamento do ciclo real comparado ao teórico corresponde ao explicitado por Venturini; Pirani (2005), onde há uma queda de pressão nas linhas de descarga do compressor e sucção do evaporador, e confirma-se a presença de um subresfriamento do líquido refrigerante na saída do condensador e um superaquecimento na sucção do compressor, que torna a temperatura de descarga do mais elevada.

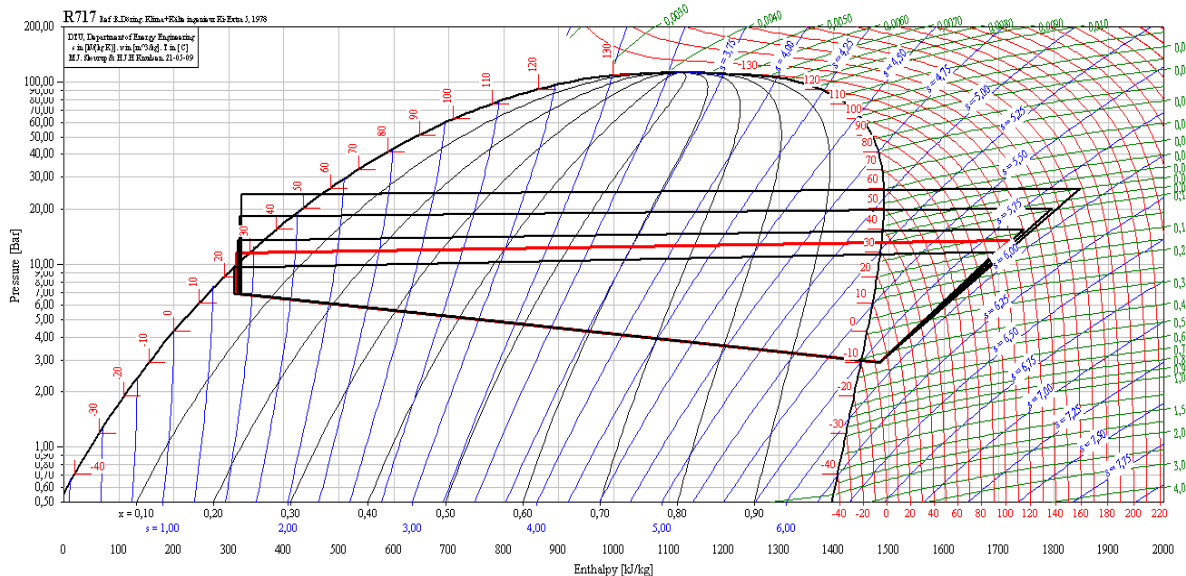
Figura 26 – Ciclo real x ciclo teórico



Fonte: Autora (2021)

Através do *Coolpack* também foi possível simular diferentes valores de temperatura de condensação da amônia para entender seu efeito no COP do ciclo, demonstrado na Figura 27.

Figura 27 – Variação do COP com a temperatura de condensação da amônia



Autora (2021)

Os valores de COP obtidos a partir da variação da temperatura de condensação são apresentados na Tabela 22, os que estão em destaque condizem com a condição atual do ciclo em questão:

Tabela 22 – Valores de COP para diferentes temperaturas de condensação da amônia

T cond (°C)	COP
30	5,56
35	4,93
40	4,44
50	3,69
60	3,17

Fonte: Autora (2021)

Comprova-se que quanto menor a temperatura de condensação da amônia maior o valor do COP, o que é coerente já que, de acordo com Stoecker e Jabardo (2002), o aumento da vazão da amônia diminui a sua temperatura de condensação, e como já foi visto anteriormente, aumenta-se o valor da taxa de transferência de calor. Seria interessante realizar um estudo no compressor variando, a pressão de entrada da amônia para tentar controlar essa condição.

5.6 Melhorias propostas no Condensador Evaporativo

Neste item será avaliado, a partir dos resultados obtidos pelo modelo de Psicrometria proposto, a possibilidade de se aprimorar o desempenho térmico do condensador evaporativo a partir de seus dados operacionais e pela obtenção de pontos onde a vazão de ar e a área de transferência de calor permitam elevar a taxa de transferência de calor do equipamento.

O valor da capacidade total de rejeição de calor nominal do condensador evaporativo utilizado atualmente no frigorífico (modelo CETI 3000) é de 3.000.000 kcal/h, ou aproximadamente 3489 kW. O desempenho obtido nos cálculos pelo modelo psicrométrico se encontra em torno de 1400 à 1800 kW, para as condições de operação atuais dependendo da temperatura de bulbo úmido do ar, ou seja, muito abaixo da sua capacidade máxima, com isso deseja-se obter condições plausíveis para que a taxa de transferência de calor se aproxime mais da sua capacidade total.

A partir dos resultados obtidos, nota-se que as variáveis de controle que mais

influenciaram na taxa de transferência de calor foram a vazão do ar, a área de transferência de calor e a vazão do líquido refrigerante (R717). Por outro lado, compreende-se que somente até certo ponto um aumento da área de transferência de calor poderá trazer benefícios para o condensador evaporativo, uma vez que aproximadamente a partir de 600m² o valor da taxa de transferência de calor começa a ter um comportamento constante, e além disso diminui consideravelmente o fluxo de calor trocado por unidade de área. Diante disso, uma proposta viável seria manter ou aumentar a área de transferência de calor, que atualmente é de 306 m² para 400 m², o que diminuiria fluxo de calor mas ainda assim estaria em um valor aceitável, aumentar a vazão de ar a partir da adição de um ventilador axial, e a vazão de amônia de 1,9 a 2,5 Kg/s, a proposta segundo os modelos, aumentaria Qc para quase 3000 kW.

Cabe também avaliar o coeficiente global de transferência de calor, neste caso o enfoque é no coeficiente de transferência de calor externo, ou seja, na troca de calor que ocorre entre o filme de água e os tubos, já que foi observado que o h_e é a variável que apresenta maior influência no coeficiente global. É possível propor para o aumento do coeficiente global a presença de aletas ou de tubulações com superfície rugosa para que se aumente a área de contato entre a superfície e o filme de água, o ideal seria que os mesmos sejam desenvolvidos utilizando aço. Entretanto para o funcionamento efetivo desta proposta deve-se atentar para um bom tratamento da água de refrigeração, como por exemplo com a utilização de um filtro para reter as impurezas da água, assim como realização de ajustes de PH e redução do teor de oxigênio dissolvido, prevenindo que a rugosidade ou as aletas não causem o efeito invertido, e por fim acabem acumulando essas impurezas entre si, é necessário também uma limpeza periódica das serpentinas do condensador para evitar que a deposição de partículas criem uma resistência diminuindo a troca térmica.

Ao se analisar as variações do COP no *software Coolpack* percebe-se o impacto da temperatura de condensação da amônia R717 no ciclo de refrigeração, se a mesma puder ser controlada, é um fator que pode trazer benefícios ao desempenho de todo o sistema. Para tais modificações não foram avaliados os custos de implementação.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Objetivou-se neste trabalho avaliar a transferência de calor que ocorre no condensador evaporativo de amônia do sistema de refrigeração de um frigorífico, a fim de propor melhorias no desempenho térmico do mesmo partindo do modelo de Psicrometria. A modelagem foi implementada no *software Excel* com os dados coletados para calcular a transferência de calor em diversas condições a fim de avaliar qual parâmetro apresenta efeitos mais significativos sobre a eficiência de troca térmica. Além disto objetivou-se também a construção do fluxograma de processo no *software AutoCAD* e do ciclo de refrigeração no diagrama de Mollier utilizando o *software Coolpack*.

Em vista do que foi explicitado acima, alcançou-se as seguintes conclusões: Foi possível identificar pontos do condensador que estavam afetando a eficiência da troca térmica e aplicar as equações de transferência de calor nos mesmos.

A partir disto realizou-se a construção do fluxograma completo e simplificado do sistema de refrigeração a fim de melhor visualizar o ciclo e sua funcionalidade no interior do frigorífico.

Elaborou-se a modelagem Psicrométrica e obteve-se resultados coerentes para representar o condensador evaporativo estudado, que ao se comparar com o modelo resultante do balanço de energia no condensador, apresentou um valor de erro consideravelmente baixo.

Observou-se a partir do cálculo do coeficiente global de transferência de calor a influência significativa das incrustações, independentemente de sua natureza, no coeficiente global de transferência de calor, e conseqüentemente, na taxa de calor trocado. Encontrou-se aproximadamente $200\text{W}/\text{m}^2\text{C}$ de diferença entre os coeficientes globais de um trocador com serpentinas limpas e incrustadas, o que pode não ser significativo quando se trata de curtos períodos de tempo, porém, a longo prazo, um trocador de calor sem a devida limpeza pode representar prejuízo financeiro e energético considerável, além do desperdício de água se esta não estiver sendo tratada de maneira correta.

Concluiu-se também que o ponto mais indicado a ser avaliado deve ser entre os tubos e o filme de água em sua superfície, referente ao coeficiente de transferência de calor externo, a fim de aumentar o coeficiente global. Percebeu-se que a adição de aletas ou tubulações com rugosidade tenderia a elevar tal parâmetro, além de facilitar

a formação do filme d'água em sua superfície também aumentaria o turbilhonamento do ar.

A partir da análise do COP no *software Coolpack* constatou-se a influência da temperatura de condensação no ciclo de refrigeração, onde quanto menor for a mesma maior será o valor do COP, garantindo um melhor desempenho no processo de refrigeração.

É importante explicitar que não foram encontrados dados na literatura em que se possibilitasse comparar com os resultados obtidos nesta pesquisa, para o devido modelo de condensador utilizando o fluido R717 como refrigerante, a maior parte dos materiais disponíveis são referentes à bancadas experimentais ou a outros modelos de condensadores, sendo inviável a comparação.

Ressalta-se que o presente trabalho estará disponível para ser aplicado a empresa em questão, em melhorias para o sistema de refrigeração atuando na economia de energia da mesma.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se a realização de uma análise físico-química da água de recirculação para que seja possível averiguar a melhor forma de tratamento para a mesma, para que esta não influencie no surgimento de incrustações ao longo das serpentinas de amônia. Além disso também seria interessante uma avaliação por microscopia da superfície das serpentinas para que se possa definir a classificação das incrustações e assim estudar com maior exatidão as formas de prevenção e tratamento das mesmas.

REFERÊNCIAS

ACUNHA JUNIOR, Ivoni Carlos. **Transferência de calor e massa de um condensador evaporativo em escala reduzida**. 2010. Tese (Doutorado)- Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010. Disponível em: <<https://lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/27938/000766711.pdf>>. Acessado em: 03 nov.2020.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **Handbook: Fundamentals**. Atlanta, GA: ASHRAE, 2020. Disponível em :<<https://www.ashrae.org/File%20Library/About/Strategic%20Plan/ASHRAE-Vision-2020-color.pdf> >. Acessado em : 04 dez. 2020.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. Standard 64. **Methods of testing Remote Mechanical-Draft Evaporative Refrigerant**. Atlanta, GA: ASHRAE, 1995. Disponível em: <Methods of testing remote mechanical-draft evaporative refrigerant... (iifir.org)>. Acessado em: 04 dez 2020.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **Handbook: Heating, ventilating, and air-conditioning systems and equipment**. Atlanta, GA: ASHRAE, 2012. Disponível em:<https://www.academia.edu/39015437/Heating_Ventilating_and_Air_Conditioning_SYSTEMS_AND_EQUIPMENT_SI_Edition>. Acessado em: 04 dez. 2021.

AUTODESK AutoCAD for Windows 8.1. Versão 2009. © Autodesk Inc., 2016.

BRASIL. Ministério do Meio Ambiente. **Uso de fluidos naturais em sistemas de refrigeração e ar condicionado**. Brasília, DF: MMA, 2011. Disponível em: <<http://protocolodemontreal.org.br/eficiente/repositorio/publicacoes/549.pdf>>. Acesso em: 04 dez.2020.

BRASIL. Ministério do Trabalho e Emprego. **NR 36 - SEGURANÇA E SAÚDE NO TRABALHO EM EMPRESAS DE ABATE E PROCESSAMENTO DE CARNES E DERIVADOS**. Brasília: Ministério do Trabalho e Emprego, 2013. Disponível em: <<https://www.gov.br/trabalho/pt-br/inspecao/seguranca-e-saude-no-trabalho/normas-regulamentadoras/nr-36.pdf/view>>. Acesso em: 13 nov. 2020.

BRASIL. Presidência da República. Decreto n. 2.244, de 4 de junho de 1997. Regulamento da inspeção industrial e sanitária de produtos de origem animal. **Diário Oficial da União**: seção 1, Brasília, DF, p. 11555, 5 jun. 1997. Disponível em: <http://www3.servicos.ms.gov.br/iagro_ged/pdf/182_ged.pdf>. Acesso em: 01 nov. 2020.

BRASIL. Serviço de Inspeção de Produtos Agropecuários e Materiais Agrícolas. Normas higiênico-sanitárias e tecnológicas para exportação de carnes. **Circular SIPAMA**, Rio de Janeiro, n. 588, 14 jul. 1965. Disponível em: <https://www.gov.br/agricultura/ptbr/assuntos/inspecao/produtosanimal/empresario/copy_of_TOMODEBOVINO.pdf> Acesso em: 01 nov.2020.

CARNOT, S. **Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance**. 1824. Paris: Gauthier-Villars. Disponível em: <http://www.numdam.org/article/ASENS_1872_2_1__393_0.pdf>. Acesso em: 03 fev. 2021.

CONSULTING ENGINEERS AND PLANNERS AS. COWI. **Cleaner production assessment in meat processing**. Paris: UNEP, 2000. Disponível em: <<https://wedocs.unep.org/bitstream/handle/20.500.11822/9571/Cleaner%20Producton%20Assessment%20in%20Meat%20Processing2000321.pdf>>. Acesso em: 05 nov. 2020.

FERRAZ, Fábio. **Apostila de refrigeração**. Bahia: Cefet, 2008.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro: Ltc, 2003.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C. Refrigeração. **Apostila**. Panambi: UNIJUÍ/UERGS, 2003. Disponível em: <http://www.portaldoeletrodomestico.com.br/cursos/refrigeracao_ar/apostila_refrigeracao.pdf>. Acesso em: 03 dez. 2020.

MENEZES, M. S. Refrigeração na Indústria de Alimentos. **Apostila**. Passo Fundo: UPF, 2010. Disponível em: < <https://pt.scribd.com/document/36645482/Apostila-Refrigeracao-na-Industria-de-Alimentos> >. Acessado em: 01 nov.2020.

MOLGARO, P. E. **Estudo sobre o coeficiente de desempenho (COP) de um sistema de refrigeração utilizando dois fluidos refrigerantes distintos**. 2015. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Tecnologia em Manutenção Industrial) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Medianeira, 2015. Disponível em: <<https://repositorio.utfpr.edu.br/jspui/bitstream/1/13620/1/coeficientedesempenhosistemarefrigeracao.pdf>>. Acesso em: 04 dez 2020.

NAKALSKI, A. T. **Modelos Matemáticos para o Aprimoramento do Desempenho Térmico de Condensadores Evaporativos**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Porto Alegre, 2007. Disponível em:<<https://lume.ufrgs.br/handle/10183/11168>>. Acesso em: 10 out. 2020.

NIENCHESKI, Henrique Zuardi. **Balanco calorimétrico de um condensador evaporativo**. 2010. 28 f. Monografia (Especialização) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010. Disponível em: <<https://lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/25888/000754847.pdf?sequence=1&isAllowed=y>>. Acesso em: 10 abr. 2021.

PAUKA, F. S. **Análise de desempenho de um ciclo real de refrigeração por compressão de vapor**. Apostila. Rio Verde: UniRV, 2016.

PEREIRA, M. M. C. M. S. **Optimização do tratamento químico de água e sua reutilização usando nanofiltração**. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade do Porto. Faculdade de Engenharia, Porto, 2009. Disponível em: <<https://repositorio-aberto.up.pt/bitstream/10216/58975/1/000136262.pdf>>. Acesso em: 12 nov. 2020.

RICHARDSON, R. J. Pesquisa social: métodos e técnicas. **São Paulo: Atlas**, 1989.

RODRIGUES, M. R. C. *et al.* Reproductive and metabolic responses of ewes fed dehydrated cashew apple bagasse during the postpartum period. **Arquivo Brasileiro de Medicina Veterinária e Zootecnia**, Belo Horizonte, v. 63, n. 1, p. 171-179, 2011. Disponível em: <https://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_abstract&pid=S0102-09352011000100026&lng=en&nrm=iso>. Acesso em: 15 nov. 2020.

SANTOS, F. S. *et al.* Adubação orgânica, nutrição e progresso de cercosporiose e ferrugem do cafeeiro. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, Brasília, DF, v. 43, n. 7, p. 783-791, 2008. Disponível em: <https://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_abstract&pid=S0100-204X2008000700001&lng=pt&nrm=iso&tlng=pt>. Acesso em: 22 out. 2020.

SHAPIRO, H. N. *et al.* **Termodinâmica para engenharia**. Rio de Janeiro: Ltc, 2005. 7 v.

SOLA, A. V. H.; MOTA, C. M. M. Melhoria da eficiência energética em sistemas motrizes industriais. **Production**, Ponta Grossa, v. 25, n. 3, p. 498-509, 2015. Disponível em: <<https://www.scielo.br/pdf/prod/2015nahead/0103-6513-prod-0103-6513063311.pdf>>. Acesso em: 02 nov. 2020.

SOUSA, C. M. Z. **Uso do frio industrial na conservação de carcaças bovinas: uma revisão**. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Medicina Veterinária) – Universidade de Brasília, Brasília, DF, 2017. Disponível em: <https://bdm.unb.br/bitstream/10483/17952/1/2017_CarlaMagaliniDeSousa_tcc.pdf>. Acesso em: 29 out. 2020.

STOECKER, W. F. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 2002.

TASSINI, J. O. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial: estudo de caso**. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Guaratinguetá, 2012. Disponível em: <https://repositorio.unesp.br/bitstream/handle/11449/99296/tassini_jo_me_guara.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Acesso em: 21 out. 2020.

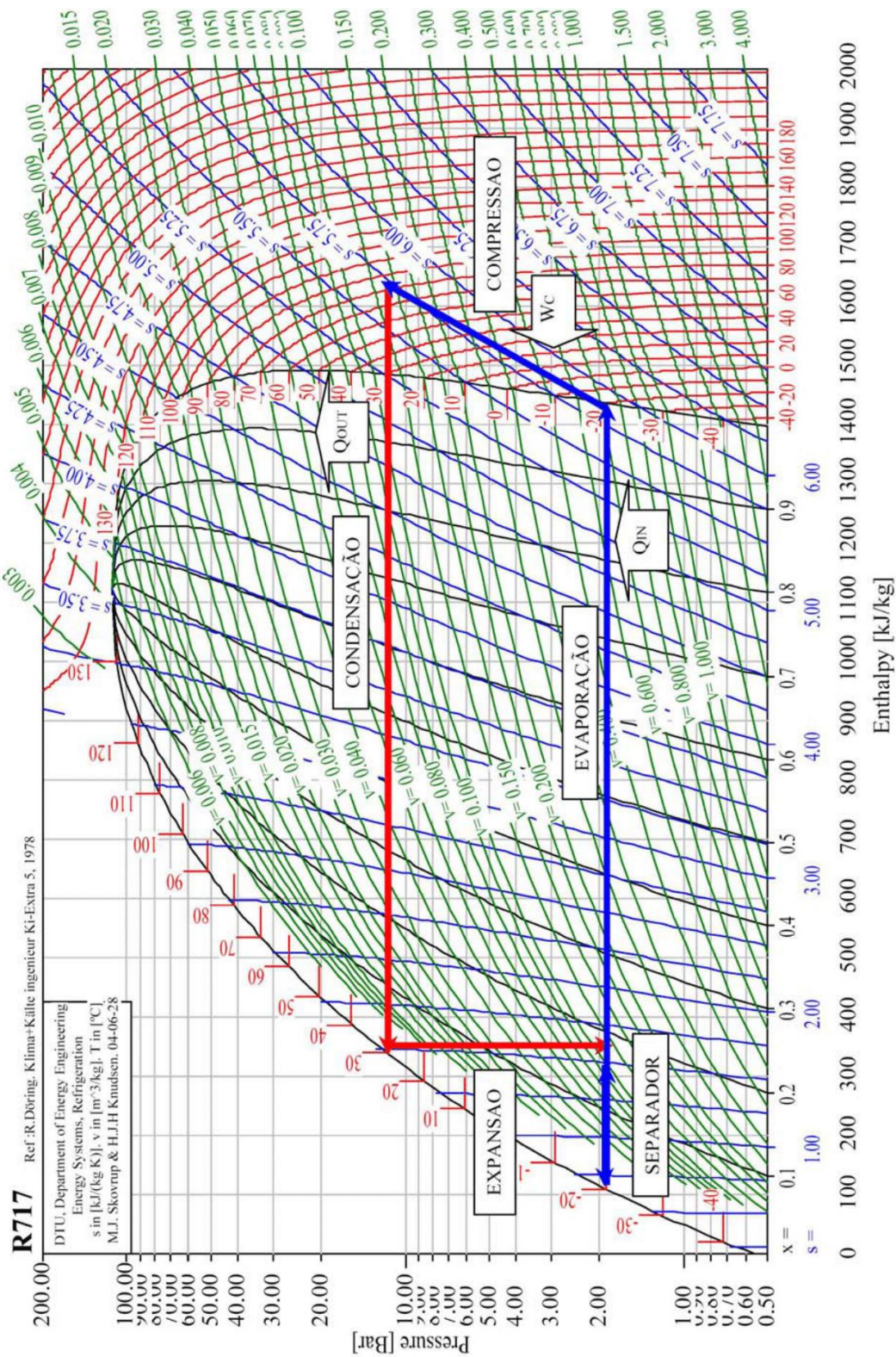
TOLEDO, R. C. **Análise de Potencial de Economia de Energia de Medidas específicas de processo na Indústria de Alimentos - Estudo de Caso: Segmento de Carnes**. 2013. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Energia) – Universidade Federal de Itajubá. Programa de Pós-graduação em Engenharia de Energia, Itajubá, 2013. Disponível em: <http://bdtd.ibict.br/vufind/Record/UFEI_d4d8c531186132ce2d17424a56a8f94a>. Acesso em: 25 out 2020.

VENTURINI, O. J; PIRANI, M. J. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial**. Rio de Janeiro: Eletrobrás/Procel. 2005. Disponível em: <http://www.marioloureiro.net/tecnica/refrigeracao/EficiEnergSist.Refri.IndustrialCom.pdf>. Acesso em: 30 out. 2020.

VIANNA, R. M. **Uma análise da importância da eficiência energética no setor elétrico brasileiro**. 2014. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Economia) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014. Disponível em: <<https://pantheon.ufrj.br/bitstream/11422/500/1/Raphaella%20-%20Monografia.pdf>>. Acesso em: 15 out. 2020.

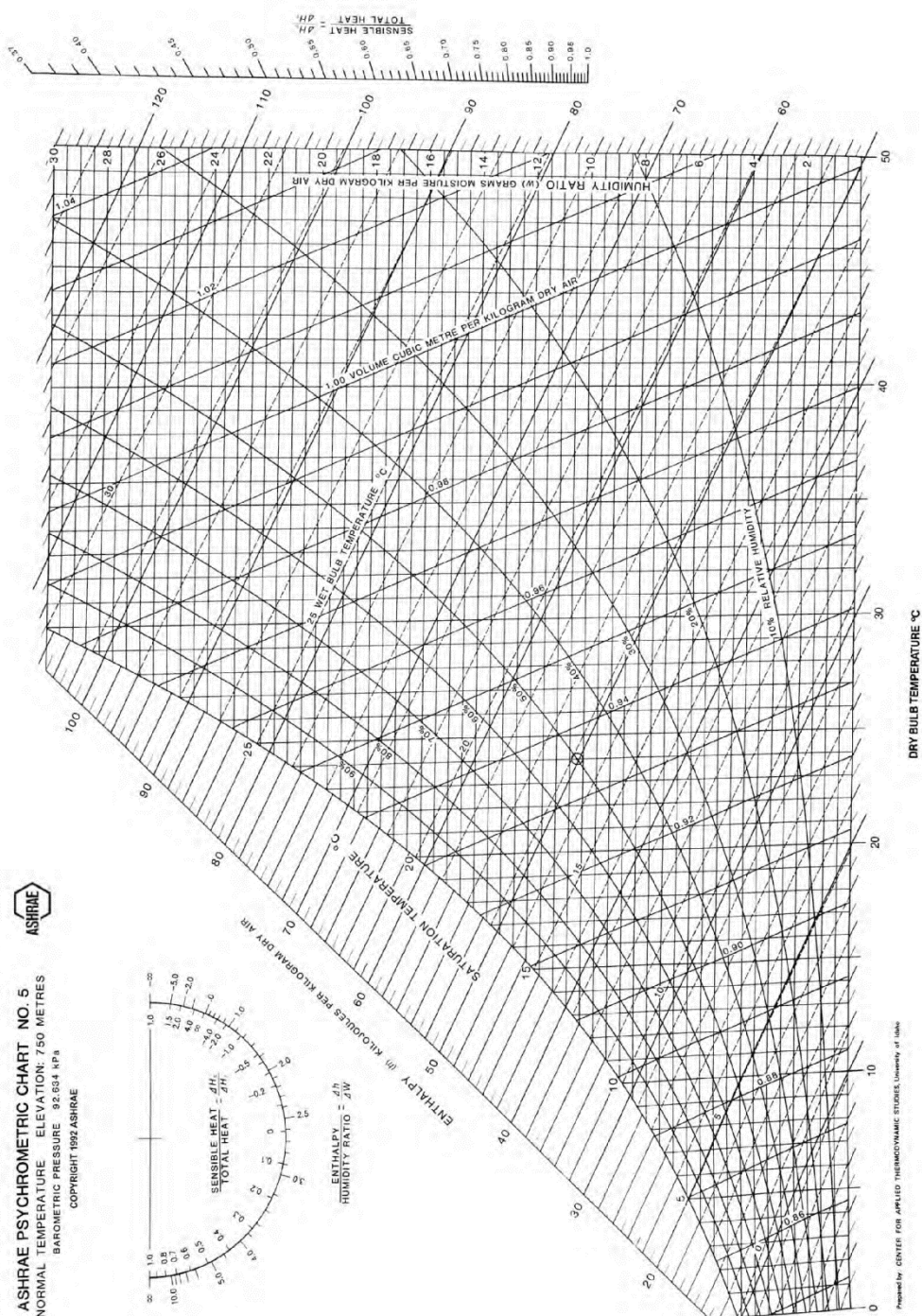
ÇENGEL, Y. A.. **Transferência de calor e massa : uma abordagem prática**. São Paulo: McGraw-Hill, 2009. 923 p. 3 v.

ANEXO A – Ciclo de Carnot teórico para R-717



Fonte: Centeno; Beyer; Schneider (2006)

ANEXO B – Carta Psicrométrica



Fonte: Ashrae (1993)

ANEXO C – Tabela de Fatores de Correção de Capacidades

FATORES DE CORREÇÃO DE CAPACIDADES - REFRIGERANTE NH3																						
Temp. Cond. (°C)	Pressão Cond.-Man. (kgf/cm ²)	TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO (°C)																				
		12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32
45	17,16											2.64	2.57	2.49	2.41	2.32	2.23	2.14	2.04	1.94	1.83	1.72
44	16,68									2.59	2.52	2.45	2.37	2.30	2.21	2.13	2.04	1.94	1.85	1.74	1.64	1.52
43	16,21							2.54	2.47	2.41	2.34	2.27	2.19	2.11	2.03	1.94	1.86	1.76	1.66	1.56	1.45	1.34
42	15,74					2.48	2.42	2.36	2.30	2.23	2.16	2.09	2.02	1.94	1.86	1.77	1.68	1.59	1.49	1.38	1.28	1.16
41	15,29	2.53	2.48	2.43	2.37	2.32	2.26	2.20	2.13	2.07	2.00	1.93	1.85	1.77	1.69	1.60	1.51	1.42	1.32	1.22	1.11	1.00
40	14,85	2.37	2.32	2.27	2.21	2.16	2.10	2.04	1.97	1.91	1.84	1.77	1.69	1.61	1.53	1.44	1.35	1.26	1.16	1.06	0.95	0.84
39	14,41	2.22	2.17	2.12	2.06	2.01	1.95	1.89	1.82	1.76	1.69	1.62	1.54	1.46	1.38	1.29	1.20	1.11	1.01	0.91		
38	13,99	2.08	2.03	1.97	1.92	1.86	1.80	1.74	1.68	1.61	1.54	1.47	1.40	1.32	1.23	1.15	1.06	0.96	0.86	0.76		
37	13,57	1.94	1.89	1.84	1.78	1.73	1.67	1.61	1.54	1.48	1.41	1.33	1.26	1.18	1.10	1.01	0.92	0.82	0.73	0.62		
36	13,16	1.81	1.76	1.70	1.65	1.59	1.54	1.47	1.41	1.34	1.27	1.20	1.13	1.05	0.96	0.88	0.79	0.69	0.59			
35	12,76	1.68	1.63	1.58	1.53	1.47	1.41	1.35	1.28	1.22	1.15	1.08	1	0.92	0.84	0.75	0.66	0.57	0.47			
34	12,37	1.56	1.51	1.46	1.40	1.35	1.29	1.23	1.16	1.10	1.03	0.96	0.88	0.80	0.72	0.63	0.54	0.45				
33	11,99	1.45	1.40	1.34	1.29	1.23	1.18	1.11	1.05	0.98	0.91	0.84	0.76	0.69	0.60	0.52	0.42	0.33				
32	11,61	1.34	1.29	1.24	1.18	1.12	1.07	1.00	0.94	0.87	0.80	0.73	0.65	0.58	0.49	0.41	0.31	0.22				
31	11,25	1.23	1.18	1.13	1.08	1.02	0.96	0.90	0.84	0.77	0.70	0.63	0.55	0.47	0.39	0.30	0.21					
30	10,89	1.13	1.08	1.03	0.98	0.92	0.86	0.80	0.73	0.67	0.60	0.53	0.45	0.37	0.29	0.20						
29	10,54	1.04	0.99	0.93	0.88	0.82	0.76	0.70	0.64	0.57	0.50	0.43										
28	10,2	0.95	0.89	0.84	0.79	0.73	0.67	0.61	0.55	0.48												
27	9,87	0.86	0.81	0.75	0.70	0.64	0.58	0.52	0.46	0.39												
26	9,54	0.77	0.72	0.67	0.62	0.56	0.50	0.44														
25	9,22	0.69	0.64	0.59	0.54	0.48	0.42	0.36														

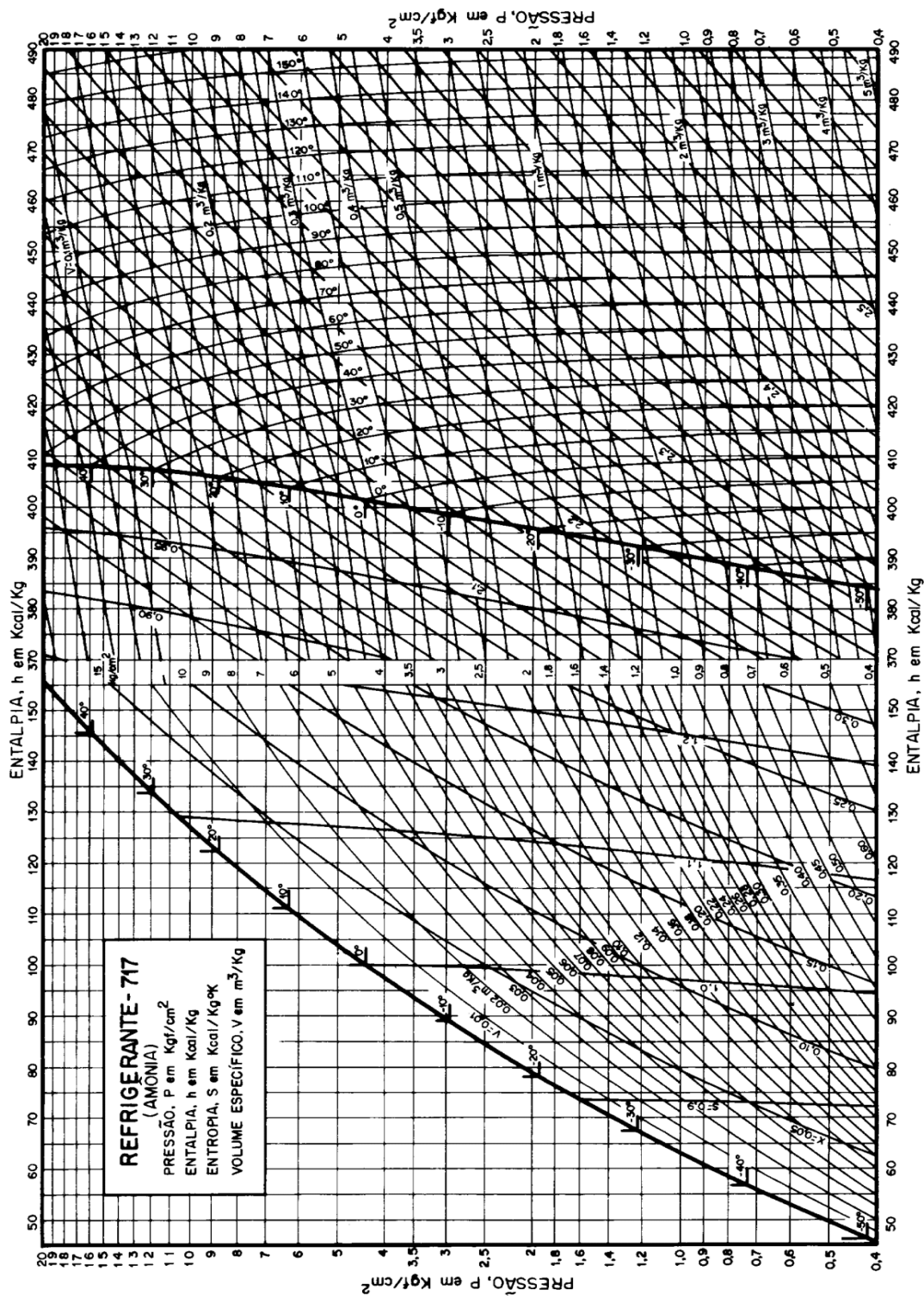
Fonte: Nakalski (2007)

ANEXO D – Propriedades de transporte do refrigerante R-717 saturado

T [°C]	ρ_l [kg/m ³]	ρ_v [kg/m ³]	$C_{p,l}$ [kJ/kg·K]	$C_{p,v}$ [kJ/kg·K]	k_l [W/m·K]	k_v [W/m·K]	$\mu_l \times 10^4$ [Pa·s]	$\mu_v \times 10^6$ [Pa·s]	Pr_l	Pr_v
-40	689,5	0,6421	4,239	2,157		0,01797	2,93	7,96		0,955
-38	687,1	0,709	4,266	2,170		0,01818	2,87	8,03		0,958
-36	684,6	0,7815	4,293	2,183		0,01840	2,80	8,10		0,961
-34	682,2	0,8598	4,319	2,197		0,01862	2,75	8,17		0,964
-32	679,8	0,9443	4,346	2,212		0,01884	2,69	8,24		0,967
-30	677,3	1,035	4,371	2,227		0,01906	2,63	8,31		0,971
-28	674,9	1,133	4,397	2,243	0,60380	0,01929	2,57	8,38	1,875	0,975
-26	672,4	1,239	4,422	2,260	0,59910	0,01952	2,52	8,45	1,860	0,979
-24	669,9	1,352	4,446	2,277	0,59450	0,01976	2,47	8,52	1,844	0,983
-22	667,4	1,473	4,470	2,296	0,58990	0,01999	2,41	8,60	1,828	0,987
-20	664,8	1,602	4,494	2,315	0,58530	0,02024	2,36	8,67	1,813	0,991
-18	662,3	1,741	4,517	2,334	0,58060	0,02048	2,31	8,74	1,797	0,996
-16	659,7	1,888	4,540	2,355	0,57600	0,02073	2,26	8,81	1,781	1,001
-14	657,1	2,046	4,562	2,376	0,57140	0,02098	2,21	8,89	1,766	1,006
-12	654,5	2,214	4,583	2,398	0,56670	0,02124	2,16	8,96	1,750	1,011
-10	651,9	2,392	4,604	2,421	0,56210	0,02150	2,12	9,03	1,734	1,017
-8	649,3	2,582	4,624	2,445	0,55750	0,02177	2,07	9,11	1,718	1,023
-6	646,6	2,783	4,644	2,470	0,55280	0,02204	2,03	9,18	1,702	1,029
-4	643,9	2,997	4,663	2,496	0,54820	0,02232	1,98	9,25	1,685	1,035
-2	641,2	3,223	4,681	2,522	0,54360	0,02260	1,94	9,33	1,669	1,041
0	638,5	3,462	4,699	2,550	0,53900	0,02289	1,90	9,40	1,653	1,048
2	635,8	3,716	4,716	2,578	0,53430	0,02318	1,86	9,48	1,637	1,054
4	633,1	3,984	4,733	2,608	0,52970	0,02348	1,81	9,55	1,621	1,061
6	630,3	4,266	4,749	2,638	0,52510	0,02378	1,77	9,63	1,605	1,068
8	627,5	4,565	4,764	2,670	0,52040	0,02409	1,74	9,70	1,589	1,075
10	624,7	4,879	4,779	2,702	0,51580	0,02440	1,70	9,78	1,573	1,083
12	621,8	5,211	4,794	2,736	0,51120	0,02473	1,66	9,86	1,557	1,091
14	619	5,56	4,807	2,771	0,50650	0,02506	1,62	9,93	1,541	1,099
16	616,1	5,927	4,821	2,807	0,50190	0,02539	1,59	10,0	1,525	1,107
18	613,2	6,313	4,833	2,844	0,49730	0,02573	1,55	10,1	1,510	1,115
20	610,2	6,719	4,846	2,882	0,49270	0,02608	1,52	10,2	1,494	1,123
22	607,3	7,145	4,857	2,922	0,48800	0,02644	1,49	10,2	1,479	1,132
24	604,3	7,593	4,869	2,962	0,48340	0,02681	1,45	10,3	1,464	1,141
26	601,3	8,062	4,880	3,005	0,47880	0,02718	1,42	10,4	1,449	1,150
28	598,2	8,555	4,890	3,040	0,47410	0,02757	1,39	10,5	1,435	1,160
30	595,1	9,071	4,900	3,093	0,46950	0,02796	1,36	10,6	1,420	1,169
32	592	9,612	4,910	3,140	0,46490	0,02836	1,33	10,7	1,406	1,179
34	588,9	10,18	4,920	3,188	0,46020	0,02877	1,30	10,7	1,392	1,189
36	585,7	10,77	4,930	3,237	0,45560	0,02919	1,27	10,8	1,378	1,199
38	582,5	11,39	4,939	3,289	0,45100	0,02962	1,25	10,9	1,365	1,210
40	579,3	12,04	4,948	3,342	0,44640	0,03006	1,22	11,0	1,352	1,221
42	576,1	12,72	4,957	3,397	0,44170	0,03052	1,19	11,1	1,339	1,232
44	572,8	13,43	4,966	3,455	0,43710	0,03098	1,17	11,2	1,327	1,244
46	569,4	14,18	4,976	3,514	0,43250	0,03146	1,14	11,2	1,315	1,256
48	566	14,95	4,985	3,576	0,42780	0,03195	1,12	11,3	1,303	1,268
50	562,6	15,77	4,994	3,640	0,42320	0,03245	1,09	11,4	1,292	1,281
52	559,2	16,62	5,004	3,706	0,41860	0,03296	1,07	11,5	1,281	1,294
54	555,7	17,51	5,015	3,776	0,41390	0,03349	1,05	11,6	1,271	1,307
56	552,1	18,43	5,026	3,848	0,40930	0,03404	1,03	11,7	1,261	1,321
58	548,5	19,41	5,037	3,924	0,40470	0,03460	1,01	11,8E	1,252	1,336
60	544,9	20,42	5,049	4,003	0,40010	0,03518	0,985	11,9E	1,243	1,351

Fonte: Stoecker (2002)

ANEXO E – Diagrama P x h para o refrigerante R-717 superaquecido



Fonte: Stoecker (2002)