

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

RODOLPHO AUGUSTO ZANOTTI DE AGUIAR
VINÍCIUS DE ALVARENGA LEAL

MODELAGEM DE REFERÊNCIA PARA AR CONDICIONADO DE
JANELA UTILIZANDO O SOFTWARE ENGINEERING EQUATION
SOLVER

VITÓRIA

2014

RODOLPHO AUGUSTO ZANOTTI DE AGUIAR

VINÍCIUS DE ALVARENGA LEAL

**MODELAGEM DE REFERÊNCIA PARA AR CONDICIONADO DE
JANELA UTILIZANDO O SOFTWARE ENGINEERING EQUATION
SOLVER**

Trabalho de conclusão de curso
apresentado ao Departamento de
Engenharia Mecânica da Universidade
Federal do Espírito Santo, como
requisito parcial para obtenção do título
de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. João Luiz Marcon
Donatelli.

VITÓRIA

2014

RODOLPHO AUGUSTO ZANOTTI DE AGUIAR

VINÍCIUS DE ALVARENGA LEAL

MODELAGEM DE REFERÊNCIA PARA AR CONDICIONADO DE JANELA UTILIZANDO O SOFTWARE ENGINEERING EQUATION SOLVER

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovada em 31 de Julho de 2014.

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos
Universidade Federal do Espírito Santo

Prof. Me. Leonardo Rodrigues de Araujo
Instituto Federal do Espírito Santo

AGRADECIMENTOS

Agradecemos, primeiramente, a nossos familiares por nos ter proporcionado constante apoio e uma educação de qualidade que nos levou à conclusão desta importante etapa de nossas vidas acadêmicas.

A nossos amigos, os quais, durante todo o decorrer do curso de Engenharia Mecânica, sempre estiveram presentes, nos dando ânimo e incentivando, tanto em momentos difíceis quanto de celebração.

Ao nosso orientador João Luiz Marcon Donatelli pela oportunidade a nos concedida e por toda a disponibilidade e orientação dada para o desenvolvimento e conclusão deste estudo.

RESUMO

O consumo energético no mundo, atualmente, apresenta um alto crescimento, e os equipamentos de ar condicionado são um dos grandes responsáveis por tal aumento como, por exemplo, nos EUA, onde 30% de todo o consumo energético é ligado a estes equipamentos. Em decorrência disso, existe uma grande busca por mudanças em atividades ligadas à energia consumida, como o uso mais racional de energia, e muitos estudos estão sendo feitos nos últimos anos visando um aumento na eficiência desses aparelhos. Neste contexto, o presente trabalho tem como objetivo a modelagem de um sistema de refrigeração por compressão a vapor para ser usada como referência no equipamento do Laboratório de Refrigeração e Ar Condicionado (LabRAC) da UFES, visando o controle do comportamento para diagnóstico e detecção de possíveis falhas futuras. Para tal, utiliza-se um método proposto por Stoecker e Jones (1985) para simulação gráfica e matemática de todo o sistema de refrigeração. Utilizando o software Engineering Equation Solver (EES), este método foi aplicado tanto para aquisições das medidas obtidas pela instrumentação local quanto para as medidas geradas através de dados do fabricante do compressor. Os resultados foram, então, comparados com o comportamento do modelo base, no que diz respeito à capacidade de refrigeração, potência requerida no compressor e variações das temperaturas de evaporação, condensação, ambiente e de ar interno.

Palavras-chaves: Ciclo de refrigeração por compressão a vapor; modelagem; simulação.

ABSTRACT

The energy consumption in Brazil and in the world currently presents a high increase, and the air conditioners are one of the biggest responsible for this increase, for example, in the U.S., where 30% of all energy consumption is linked to these equipments. As a result, there is a search for changes in activities related to energy consumed, as the most rational use of energy, and many studies have been made in recent years aiming at increasing the efficiency of these equipments. In this context, this work aims at the modeling of a vapor-compression refrigeration system to be used as reference in the equipment of the UFES' Laboratory of Refrigeration and Air Conditioning (LabRAC) , aiming to control the system behavior for diagnosis and detection of possible future failures. Therefore, we used a method proposed by Stoecker and Jones (1985) for graphic and mathematical simulation of the entire refrigeration system. Using the Engineering Equation Solver (EES) software, this method was applied as to acquisition of measurements obtained by local instrumentation as for measurements generated using data from the compressor manufacturer. The results were then compared with the behavior of the base model, with regard to refrigeration capacity, compressor power as well as variations of evaporating, condensing, outside air and inside air temperatures.

Key-words: vapor-compression refrigeration cycle; modeling; simulation.

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Resultados da simulação	8
Tabela 4.1 – Dados fornecidos pelo fabricante	22
Tabela 5.1 – Constantes c e d das equações 5.1 e 5.2	33
Tabela 5.2 – Simulação usando o diagrama de informações de figura 5.9	41
Tabela 5.3a – Resultado das medições no equipamento.....	43
Tabela 5.3b – Resultado das medições no equipamento.....	44
Tabela 5.4 – Pressão utilizada no ponto 4	44
Tabela 5.5 – Potência medida no compressor	46
Tabela 5.6 – Resultados da primeira abordagem.....	47
Tabela 5.7 – Constantes da primeira abordagem	47
Tabela 5.8 – Resultados da segunda abordagem.....	48
Tabela 5.9 – Constantes da segunda abordagem.....	49
Tabela 5.10 – Constantes para aplicação do método com os dados do fabricante ..	53
Tabela 6.1 – Comportamento da capacidade de refrigeração e da potência consumida com o aumento das temperaturas separadamente.....	68

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 - Desenho esquemático do ciclo de refrigeração	10
Figura 3.2 - Ciclo de Refrigeração Ideal.....	11
Figura 3.3 - Ciclo Real de Refrigeração por compressão a vapor.....	12
Figura 3.4 - Desenho esquemático do equipamento com seus respectivos pontos..	13
Figura 3.5 - Desenho esquemático do compressor o processo no diagrama P-h.....	14
Figura 3.6 - Desenho esquemático do evaporador e o processo no diagrama P-h...	15
Figura 3.7 - Desenho esquemático do condensador e o processo no diagrama P-h	17
Figura 3.8 - Desenho esquemático do dispositivo de expansão e o processo no diagrama P-h.....	18
Figura 4.1 - Esquema do ACJ adaptado.	20
Figura 4.2 - Compressor	22
Figura 4.3 - Condensador	23
Figura 4.4 - Evaporador	24
Figura 4.5 - Tubo Capilar	25
Figura 4.6 - Motor e Ventilador.....	26
Figura 4.7a - Medidor de pressão	27
Figura 4.7b - Monovacuômetro	27
Figura 4.7c - Manômetro	27
Figura 4.8 - Manômetro Diferencial.....	27
Figura 4.9 - Medidor de Temperatura.....	28
Figura 4.10 - Termo-Higrômetro digital	29
Figura 4.11 - Anemômetro Digital.....	29
Figura 4.12 - Alicates Amperímetro.....	30
Figura 4.13 - Wattímetro	30
Figura 5.1 - Capacidade de refrigeração e potencia necessária de um compressor hermético York Modelo H62SP, trabalhando a 1750 rotações por minuto e com refrigerante do tipo 22.	32
Figura 5.2 – Taxa de rejeição de calor de um compressor recíproco hermético. Modelo York H62SP-22e, trabalhando a 1750 rotações por minutos e com refrigerante do tipo 22	34

Figura 5.3 - Comportamento de um condensador resfriado a ar, modelo 36 de Bohn Heat Transfer Division, operando com refrigerante do tipo 22	35
Figura 5.4 - Unidade de condensação	35
Figura 5.5 - Pontos de equilíbrio do compressor e condensador que indicam o comportamento da unidade de condensação.....	36
Figura 5.6 - Comportamento de uma unidade de condensação que consiste no compressor da Fig. 5.2 acoplado ao condensador da Figura 5.3.....	37
Figura 5.7 - Capacidade de refrigeração de um resfriador de água marca Dunham-Bush modelo CH660B operando com refrigerante do tipo 22, com vazão de água igual a 2kg/s.	38
Figura 5.8 - Comportamento do Sistema completo.	39
Figura 5.9 - Diagrama de Informação para a simulação do sistema completo de compressão de vapor	40
Figura 5.10 - Simulação do sistema completo usando o software EES.	41
Figura 5.11 - Redução na capacidade e temperatura de evaporação devido ao fornecimento insuficiente de refrigerante no evaporador	42
Figura 5.12 - Memorial de cálculo da primeira abordagem.	46
Figura 5.13 - Memorial de cálculo da segunda abordagem.	48
Figura 5.14 - Coeficientes para o uso das equações 5.15 e 5.16	51
Figura 5.15 - Memorial de Cálculo para geração de pontos.....	52
Figura 5.16 - Modelagem para encontrar F e G	54
Figura 6.1 - Capacidade de refrigeração, lado ar, em função da temperatura de evaporação.....	55
Figura 6.2 - Capacidade de refrigeração, lado refrigerante, um função da temperatura de evaporação	55
Figura 6.3 - Trabalho líquido do compressor em função da temperatura de evaporação.....	56
Figura 6.4 - Capacidade de refrigeração em função da temperatura de evaporação.....	56
Figura 6.5 - Trabalho líquido do compressor em função da temperatura de evaporação	57
Figura 6.6 - Câmara calorimétrica	58
Figura 6.7a - Capacidade de refrigeração e potência em função das temperaturas de evaporação e condensação, usando nossos valores.....	59

Figura 6.7b - Capacidade de refrigeração e potência em função das temperaturas de evaporação e condensação, usando os valores de Stoecker e Jones.(1985)	60
Figura 6.8a - Calor rejeitado em função de t_e e t_c ,usando nossos valores.....	60
Figura 6.8b - Calor rejeitado em função de t_e e t_c , usando os valores de Stoecker e Jones (1985)	61
Figura 6.9a - Comportamento do condensador, usando nossos valores	61
Figura 6.9b - Comportamento do condensador, usando os valores de Stocker e Jones(1985)	62
Figura 6.10a - Pontos de equilíbrio do compressor e condensador, usando nossos valores.....	62
Figura 6.10b - Pontos de equilíbrio do compressor e condensador, usando os valores de Stoecker e Jones (1985).....	63
Figura 6.11a - Comportamento de uma unidade de condensação, usando nossos valores.....	64
Figura 6.11b - Comportamento de uma unidade de condensação, usando os valores de Stoecker e Jones (1985)	64
Figura 6.12a - Comportamento do evaporador, usando nossos valores.....	65
Figura 6.12b - Comportamento do evaporador, usando os valores de Stoecker e Jones (1985).	65
Figura 6.13a - Comportamento do sistema completo, usando nossos valores.	66
Figura 6.13b - Comportamento do sistema completo, usando os valores de Stoecker e Jones (1985).	66
Figura 6.14 - Simulação matemática do sistema completo.	67
Figura 6.15 - Comportamento do sistema com $t_5 = 24,3$ e $t_8 = 26$	69

LISTA DE TABELAS

ρ_5	Densidade do ar no ponto 5
ρ_8	Densidade do ar no ponto 8
ν	Volume específico
a, b, c, d, e, f	Parâmetros da eficiência do motor e compressor combinadas.
A_8	Área de troca de calor no condensador
A_5	Área de troca de calor no evaporador
C	Fração de espaço nocivo
COP	Avaliação de desempenho do ciclo
Delta 8-9	Diferença de pressão entre os pontos 8 e 9
Delta 5-6	Diferença de pressão entre os pontos 5 e 6
F	Capacidade por diferença unitária de temperatura
G	Fator de proporcionalidade
h_1	Entalpia n ponto 1
h_2	Entalpia no ponto 2
h_{2s}	Entalpia em 2 para entropia constante no processo 1-2
h_3	Entalpia no ponto 3
h_4	Entalpia no ponto 4
h_5	Entalpia do ar no ponto 5
h_7	Entalpia do ar no ponto 7
h_8	Entalpia do ar no ponto 8
h_9	Entalpia do ar no ponto 9

$\dot{m}_{ar}$	Vazão mássica do ar
$\dot{m}_{ref}$	Vazão mássica de refrigerante
η_c	Rendimento isentrópico
η_{comb}	Eficiência do motor e compressor combinadas.
N	Coeficiente politrópico
P_1	Pressão no ponto 1
P_2	Pressão no ponto 2
P_3	Pressão no ponto 3
P_4	Pressão no ponto 4
$\dot{Q}_c$	Taxa de rejeição de calor
$\dot{Q}_{evap}$	Capacidade de refrigeração
RPM	Velocidade do motor
T_1	Temperatura no ponto 1
T_2	Temperatura no ponto 2
T_3	Temperatura no ponto 3
T_4	Temperatura no ponto 4
T_5	Temperatura no ponto 5
T_6	Temperatura no ponto 6
T_7	Temperatura no ponto 7
T_8	Temperatura no ponto 8
T_9	Temperatura no ponto 9
t_{amb}	Temperatura ambiente

t_{we}	Temperatura de entrada da água
UR_5	Umidade Relativa no ponto 5
UR_7	Umidade Relativa no ponto 7
V	Volume deslocado
V_5	Velocidade do ar no ponto 5
V_8	Velocidade do ar no ponto 8
V_b	Volume máximo do cilindro do compressor.
V_d	Volume de espaço nocivo
$\dot{W}_{elet}$	Potencia Medida no Ventilador
$\dot{W}_{total}$	Potência Total Medida

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivo.....	2
1.3 Estrutura do trabalho	2
CAPÍTULO 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
2.1 Modelagem e Simulação em Sistemas de Refrigeração	4
CAPÍTULO 3. CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR	10
3.1 O ciclo ideal	10
3.2 O ciclo real.....	12
3.3 Balanços de massa e energia.....	13
3.3.1 Balanço de massa.....	14
3.3.2 Balanço de energia	14
3.4 Coeficiente de desempenho, COP	19
CAPÍTULO 4. DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO E INSTRUMENTAÇÃO	20
4.1 COMPONENTES.....	20
4.1.1 Compressor.....	21
4.1.2 Condensador.....	22
4.1.3 Evaporador.....	23
4.1.4 Dispositivo de expansão	25
4.1.5 Motor e ventiladores.....	26
4.2 INSTRUMENTAÇÃO	26
4.2.1 Medidores de pressão.....	26
4.2.2 Medidores de Temperatura.....	28
4.2.3 Medidor de velocidade	29
4.2.4 Medidor de tensão e corrente	30
4.2.5 Medidor de potência elétrica	30
CAPÍTULO 5. MODELAGEM DO SISTEMA	31
5.1 MÉTODO DE ANÁLISE PROPOSTO POR STOECKER E JONES	31
5.2 Aplicação do método no equipamento do LabRAC	43
5.3 Aplicação do método com dados do fabricante do compressor.....	51
CAPÍTULO 6 - ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES	55
6.1 Resultados do método aplicado no equipamento e discussões	55

6.2 Resultados do método aplicado com os dados do fabricante do compressor, comparação dos resultados e discussões.	59
6.2.1 Simulação gráfica do sistema completo	66
6.2.2 Simulação matemática do sistema completo	67
CAPÍTULO 7. CONSIDERAÇÕES FINAIS E SUGESTÕES	70
7.1 Considerações Finais	70
7.2 Sugestões.....	71
REFERÊNCIAS.....	72
APÊNDICE.....	76

CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

Em todo o mundo, há uma crescente busca por mudanças em diversos processos produtivos por motivos ligados a três preocupações: meio ambiente, energia e economia global. Neste contexto, apesar de a matriz energética brasileira ser aproximadamente 46% renovável, valor muito superior à média mundial de 12%, ainda há muito que se fazer no que se refere à economia de energia. Basta lembrar-se de crises como a de 2001, quando a ausência de chuvas limitou a produção das hidrelétricas e, conseqüentemente, levou o país a um longo período de racionamento de energia elétrica, influenciando direta e indiretamente todos os setores da economia e da política brasileira (VICHÍ & MANSOR, 2009).

Equipamentos de ar condicionado nos grandes centros comerciais nos Estados Unidos podem chegar a representar em torno de 30% de todo o consumo energético, conforme Keir e Alleyne (2006), sendo que uma operação sob falha, mesmo que esta não seja motivo de intervenção no equipamento para reparo, pode levar este número para patamares ainda mais elevados.

De acordo com Nicola Pamplona (2014), no Brasil, o consumo de eletricidade por residências e estabelecimentos comerciais tem criado problemas para as distribuidoras de energia. O consumo disparou no país com uma alta de 31% nos últimos cinco anos.

Deste modo, a utilização mais eficiente da energia é um assunto de extensa pesquisa nas universidades e de grande interesse nas empresas devido à utilização mais consciente dos recursos naturais disponíveis e ao ganho financeiro proporcionado. Dentre tais estudos, destacam-se as pesquisas voltadas para sistemas de refrigeração, nos quais a economia energética está diretamente ligada à eficiência de funcionamento dos seus componentes.

Outro Aspecto que também pode ser levado em conta acerca da utilização de ar condicionado na atualidade é o fato de que uma operação sob falha pode acarretar à insatisfação de ocupantes devido a condições não confortáveis, levando a prejuízos no comércio, baixa produtividade de funcionários e assim por diante.

Portanto, neste contexto, modelagem e simulação de sistemas de refrigeração tem uma parcela extremamente importante a fim de fornecer mapas de comportamento dos aparelhos de ar condicionado, podendo identificar um comportamento fora do normal. Usando essa modelagem como referência, pode-se então utilizar de diversas técnicas e métodos de diagnósticos e detecção de falhas para evitar um desperdício energético e um conseqüente aumento da eficiência desses aparelhos.

1.2 OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo a obtenção de uma modelagem de referência para o ACJ adaptado da bancada do Laboratório de Refrigeração e Ar Condicionado (LabRAC) da UFES através do método de análise de sistemas proposto por Stoecker e Jones (1985), utilizando o software Engineering Equation Solver (EES).

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

No capítulo 2, é feita uma revisão bibliográfica com trabalhos sobre modelagem de sistemas de refrigeração, bem como simulação e mapas de desempenho.

No capítulo 3, encontra-se uma revisão do ciclo de refrigeração por compressão a vapor, onde é citado o ciclo ideal, o ciclo real e o balanço de massa e energia de cada componente do ciclo.

Já no capítulo 4, cada componente do equipamento utilizado neste presente trabalho é descrito sucintamente. Também é descrita a instrumentação utilizada para a aquisição dos dados.

No 5º capítulo, apresenta-se o método de análise proposto por Stoecker e Jones (1985) e, posteriormente, aplica-se o método tanto para os dados medidos no equipamento quanto para os pontos gerados a partir de dados disponibilizados pelo website do fabricante do compressor utilizado.

No capítulo 6, são mostrados os resultados obtidos pela aplicação do método e é feita uma discussão sobre os mesmos.

No capítulo 7, comentários e sugestões para trabalhos futuros estão apresentados.

Por fim, no apêndice, é encontrada uma tabela com todos os pontos gerados no capítulo 5 a partir de dados do fabricante do compressor.

CAPÍTULO 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 MODELAGEM E SIMULAÇÃO EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

O desenvolvimento em sistemas de refrigeração se passa pelo contínuo aperfeiçoamento da modelagem para simulação desses sistemas. Essa simulação se torna vital para criação de mapas de desempenho, que visam, dentre outras finalidades, fazer o diagnóstico e detecção de falhas.

De acordo com Aute et al (2010), diversas metodologias de modelagem de componentes de HVAC (heating, ventilating and air conditioning) estão sendo desenvolvidas para simulação em regime permanente. Para modelagem de compressores, podemos citar Jabardo et al (2002), Shao et al (2004), Zhao et al (2009), dentre outros. Para trocadores de calor, diversos autores proporam métodos para modelagem, dentre os quais Domanski (1999), Liang et al (2001), Jiang et al (2002), Liu et al (2004). Já para dispositivos de expansão, foram desenvolvidas modelagens por Stoecker (1983), O'Neal (1994), Park et al (2007) e muitos outros.

Conforme Aute et al (2010), os modelos dos componentes são os pilares para a simulação de sistemas de refrigeração. O trabalho na solução de um sistema é combinar todos os modelos dos componentes juntos para calcular o desempenho do sistema dado certas restrições e sob certas condições de operações. Desenvolveram trabalhos nessa área Davis e Scott (1976), Fischer e Ricer (1983), Robinson e Groll (2000), Sarkar et al (2006), dentre vários outros.

Stoecker e Jones (1985) apresentaram dois métodos de análise de sistemas que envolviam modelagem e simulação com o objetivo de tornar possível o conhecimento do comportamento de um sistema inteiro de refrigeração, além de poder analisar a influência sobre o sistema das condições externas impostas a ele, como, por exemplo, a temperatura ambiente do ar que resfria o condensador.

Em 1999, Jähnig desenvolveu um modelo semi-empírico para representar desempenho de compressor. O mesmo é baseado no conceito de eficiência volumétrica e assume um processo de compressão politrópico. O modelo contém

parâmetros de ajuste de curva que tem que ser determinado com regressão não-linear e foi feito para extrapolar temperaturas de evaporação e condensação 10°C mais altas ou mais baixas com erro dentro de 5% do que o representado nos dados medidos.

Para isso, precisou seguir 7 passos:

√ Coletar dados de desempenho de compressores

Coletou 21 conjuntos de dados de 3 fabricantes contendo de 9 a 16 pontos de dados de vazão mássica, capacidade de refrigeração ou potência em diferentes condições de operação.

√ Procurar na literatura modelos existentes que pudessem ser usados ou modificados para gerar mapas de desempenho

O atual método de representar dados de desempenho de compressor (ARI-540-91) foi investigado assim como diversas variantes do modelo semi-empírico proposto.

√ Examinar o atual método para apresentar dados de desempenho, o método da norma ARI.

Verificou que o método não é confiável no que diz respeito a interpolações e extrapolações.

√ Desenvolver um modelo semi-empírico para gerar mapa de desempenho.

Desenvolveu um modelo baseado na suposição de um processo de compressão politrópico, recomendando para a sua modelagem a equação 2.1 para a vazão mássica, a equação 2.2 para a potência e as equações 2.3 e 2.4 para eficiente combinada exponencial e proporcional, respectivamente. Melhores resultados foram obtidos para o modelo exponencial.

$$\dot{m} = \left[1 + C - C \left(\frac{p_{descarga}}{p_{sucção}} \right)^{\frac{1}{n}} \right] \cdot \frac{V \cdot RPM}{v_{sucção}} \quad (2.1)$$

$$\dot{W}_c \cdot \eta_{comb} = \dot{m} \cdot \frac{n}{n-1} \cdot p_{sucção} \cdot v_{sucção} \left[\left(\frac{p_{descarga}}{p_{sucção}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.2)$$

$$\eta_{comb} = d + e \cdot \exp(f \cdot p_{evap}) \quad (2.3)$$

$$\eta_{comb} = a + \frac{b}{p_{evap}} \quad (2.4)$$

Onde:

$\dot{W}_c$ = potência, kW

$\dot{m}$ = vazão mássica, kg/s

$C = \frac{V_d}{V_b - V_d}$ = fração de espaço nocivo, em que V_d é o volume de espaço nocivo e V_b é o volume máximo do cilindro do compressor.

p = pressão, em kPa

V = volume deslocado, em m³

RPM = Velocidade do motor

ν = volume específico, m³/kg

n = coeficiente politrópico

η_{comb} = eficiência do motor e compressor combinadas, em que a , b , c , d , e e f são parâmetros do modelo a serem ajustados.

√ Determinar o número de pontos necessários para gerar mapas precisos

Apenas 4 medidas em condições de operação muito diferentes da outra foram necessárias para ajustar 5 parâmetros do modelo (C , Δp , d , e e f). Uma quinta medida foi necessária para verificar o modelo.

√ Testar extrapolações do modelo

Utilizando o modelo exponencial, obteve erros abaixo de 5%, enquanto para o modelo proporcional, os erros chegaram até 12%.

√ Investigar o efeito da temperatura ambiente no desempenho do compressor.

Verificou que uma mudança na temperatura ambiente altera o volume específico do refrigerante no lado de sucção do compressor. Usou na literatura dados disponíveis

para diferentes temperaturas e comparou com os resultados de seu modelo, onde a mudança na temperatura ambiente foi bem representada.

Em Winkler (2009), foi estudada a aproximação de modelos de componentes em regime permanente para utilização em simulação de regime transiente de tal forma que os cálculos do estado transiente e regime permanente convirjam para o mesmo resultado em regime permanente, aproveitando os pontos fortes de cada tipo de simulação.

A tese apresenta uma ferramenta de simulação que serve simultaneamente as necessidades da indústria de uma integrada ferramenta de simulação de compressão à vapor transiente e regime permanente. A ferramenta foi desenvolvida utilizando uma arquitetura baseada em componentes, permitindo aos usuários a incorporar modelos de componentes “in-house” para a simulação. Uma ênfase especial é colocada na simulação transitória no trocador de calor, resultando em um algoritmo que reduz modelos de trocadores de calor complexos e detalhados em simplificados, versões mais rápidas que ainda têm precisão suficiente para que os resultados do estado transiente e do permanente convirjam para o mesmo desempenho sob condições de regime permanente. Assim, a consistência entre os resultados entre as simulações transientes e de regime permanente são preservadas.

A simulação em regime transiente pode fornecer informações detalhadas sobre o desempenho do sistema durante a partida, operações no ciclo, e outras medidas de controle de capacidade com um aumento no tempo de processamento. Sistemas de compressão de vapor tendem a não funcionar em regime permanente durante períodos significativos de tempo. Assim, uma simulação transiente pode capturar com mais precisão o desempenho geral do sistema. Já uma simulação em regime permanente fornece detalhes sobre o desempenho do sistema em um conjunto de pontos de projeto específico e descreve como o sistema vai se apresentar nas condições off-design .

Tabela 2.1 – Resultados da simulação

	Simulação em Regime Permanente	Simulação em Regime Transiente	Erro
Capacidade de Refrigeração (kW)	2,949	2,961	0,42%
Potência Consumida (W)	903,3	907,5	0,46%
Vazão Mássica (kg/s)	0,0187	0,0192	2,56%
Sub-Resfriamento (°C)	8,3	8,7	-0,40 °C
Superaquecimento (°C)	5,1	1,8	3,30 °C

Fonte: Winkler (2009) adaptado

A tabela 2.1 resume os resultados da simulação. As parcelas anteriores do desempenho transiente indicam que o sistema de fato alcançou um estado de equilíbrio. Os resultados transientes apresentados na tabela são os resultados do último passo de tempo da simulação. Estes resultados são utilizados para fazer comparações com a simulação em regime permanente uma vez que é importante para os resultados em regime permanente previsto por simulação transiente coincidir com os resultados da simulação em regime permanente. Os resultados comparados mostraram uma boa convergência entre as duas simulações, no que se refere a capacidade de refrigeração, potência consumida, vazão mássica de refrigerante, superaquecimento e sub-resfriamento.

Em sua tese, Bin Li (2009) desenvolveu um modelo de sistemas dinâmicos avançado, baseado no modelo “moving-boundary”, que consiste em dividir os trocadores de calor (evaporador e condensador) em volumes de controles ou zonas, com base na fase do fluido. Parâmetros do modelo são agrupados em cada zona e a localização do limite entre as zonas é uma variável dinâmica. O modelo foi desenvolvido para melhorar a dinâmica dos compressores “stop-start”. Extensivos resultados de validação do modelo são apresentados para provar a capacidade e validade do modelo “moving-boundary” para descrever o comportamento de compressores para sistemas VCC (Compressor de capacidade variável). Para

demonstrar os benefícios do modelo dinâmico, uma discussão de projeto de controle de temperatura foi apresentada com a aplicação alvo de sistemas de refrigeração de transporte.

Em Zhao (2012), um modelo semi-empírico foi desenvolvido para mapear o desempenho de compressores de deslocamento positivo, usados em sistemas de condicionamento de ar para prédios residenciais. O intuito era estimar o consumo de potência desses condicionadores e implementar futuramente o modelo em um prédio residencial. Seu modelo precisou de apenas 5 pontos de dados com duas temperaturas de ar externo diferentes para ser treinado, com erros relativos máximos de 2,95% e médios de 1,2%. Além disso, possui uma ótima capacidade de extrapolação.

Em Mendes (2012), foram desenvolvidos modelos matemáticos para simulação dos principais equipamentos de um sistema de refrigeração, para aplicar o diagnóstico termodinâmico ao mesmo, podendo assim determinar as consequências de anomalias operacionais sobre o desempenho do mesmo.

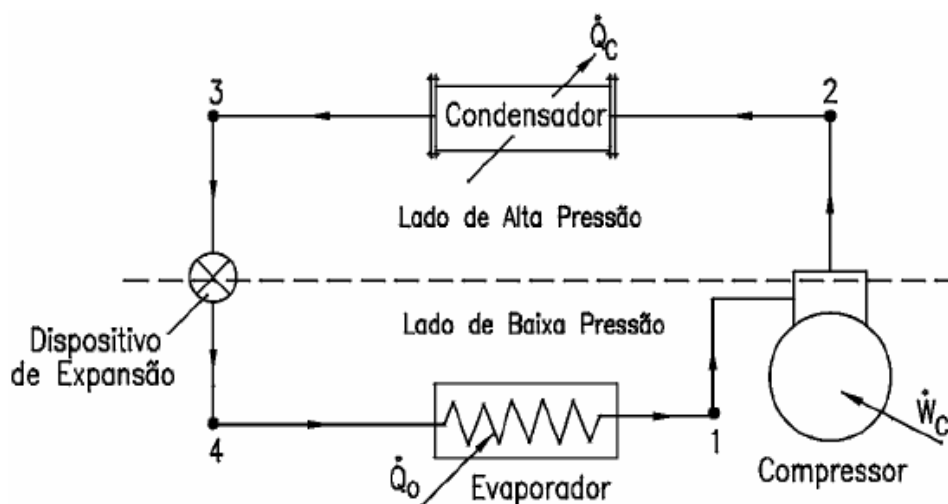
Outro a tratar do tema foi Cuzzuol (2014), que criou um modelo matemático para representar o estado de referência de um equipamento de refrigeração de compressor a vapor e também um modelo para aplicação de reconciliação de dados, com o intuito de fazer o diagnóstico de falha de baixa carga de refrigerante em um Ar Condicionado de Janela (ACJ) adaptado para testes.

CAPÍTULO 3. CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR

O ciclo de compressão a vapor é o sistema de refrigeração mais comum em uso atualmente. Aspectos importantes desse sistema serão tratados aqui nesse capítulo, como balanço de massa e energia, a fim de modelar o sistema termodinamicamente. Um desenho esquemático do ciclo pode ser visto na figura 3.1

Será considerado aqui a operação em regime permanente. Além disso, desprezaremos as variações de energia cinética e potencial nos componentes.

Figura 3.1 – Desenho esquemático do ciclo de refrigeração



Fonte: Venturi e Pirani (2005)

3.1 O CICLO IDEAL

De acordo com Moran e Shapiro (2008), no ciclo ideal as irreversibilidades internas no evaporador e no condensador são ignoradas, não existe queda de pressão por atrito e o refrigerante escoar a pressão constante ao longo dos dois trocadores de calor. Se a compressão ocorrer sem irreversibilidade, e a transferência de calor perdida para a vizinhança for também ignorada, o processo de compressão será isentrópico. Com essas considerações, tem-se o ciclo de refrigeração no diagrama P-h na figura 3.2. O ciclo consiste em 4 processos e todos são internamente

reversíveis, com exceção do processo de estrangulamento. Os processos são descritos a seguir:

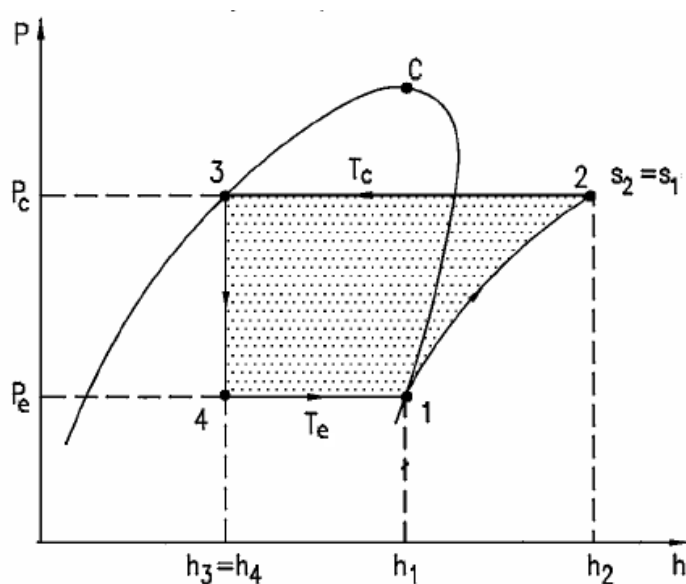
Processos 1-2: Compressão isentrópica do refrigerante do estado 1 até a pressão do condensador no estado 2.

Processo 2-3: Transferência de calor do refrigerante à medida que escoa a pressão constante ao longo do condensador. O refrigerante sai como líquido saturado no estado 3.

Processo 3-4: Processo de estrangulamento do estado 3 até uma mistura de duas fases líquido-vapor em 4.

Processo 4-1: Transferência de calor para o refrigerante à medida que este escoa a pressão constante ao longo do evaporador para completar o ciclo.

Figura 3.2 – Ciclo de refrigeração ideal



Fonte: Venturi e Pirani (2005)

3.2 O CICLO REAL

Na figura 3.3, é mostrado o diagrama P-h de um ciclo real de refrigeração por compressão a vapor. As principais diferenças, descritas por Stoecker e Jones (1985) estão listadas abaixo:

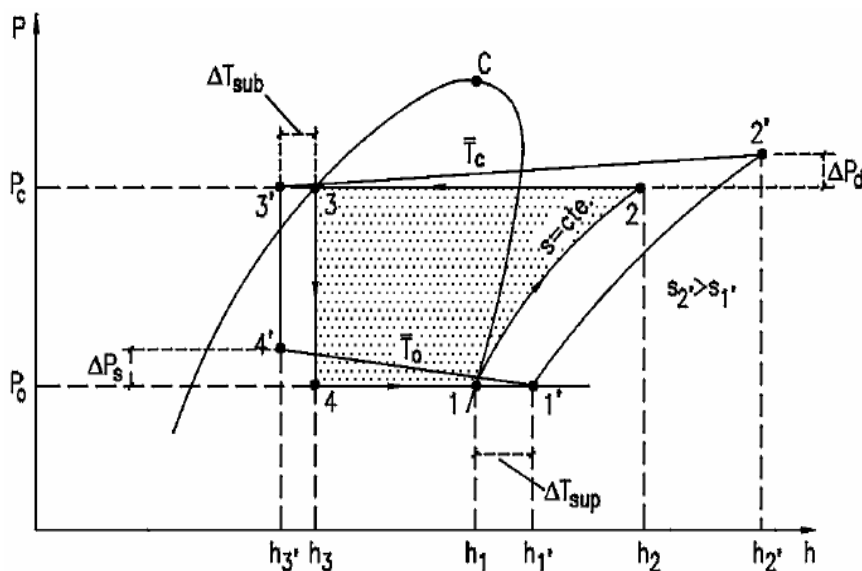
Perda de carga: Em virtude do atrito, ocorre uma perda de carga no evaporador e no condensador, resultando em um trabalho de compressão maior entre os estados 1 e 2.

Sub-resfriamento: Prática comum no condensador para garantir que o fluido entra na válvula de expansão seja líquido.

Superaquecimento: Ocorre na saída do evaporador, para evitar que gotículas de líquido entrem no compressor.

Compressão politrópica: Devido a ineficiências em razão do atrito e de outras perdas, a compressão no ciclo real não é isentrópica.

Figura 3.3 – Ciclo real de refrigeração por compressão a vapor.

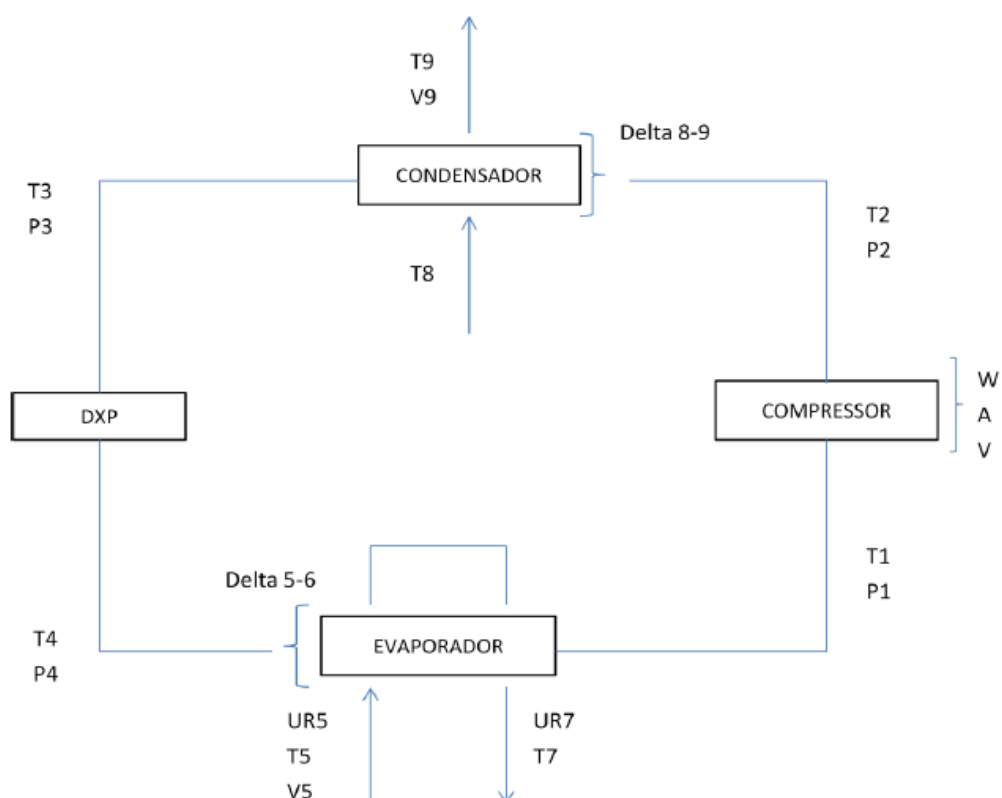


Fonte: Venturi e Pirani (2005)

3.3 BALANÇOS DE MASSA E ENERGIA

Antes de aplicar o balanço de massa e energia, é necessário identificar cada ponto do ciclo e sua numeração que será utilizada nesse trabalho. A figura 3.4 identifica todos esses pontos.

Figura 3.4 – Desenho esquemático do equipamento com seus respectivos pontos.



Fonte: Cuzzuol (2014).

Onde:

P_n Pressão no ponto n ; $n = 1, 2, 3, 4$

T_n Temperatura no ponto n ; $n = 1, 2, 3, 4, 5, 7, 8, 9$

Delta 5-6 Diferença de pressão entre os pontos 5 e 6

Delta 8-9 Diferença de pressão entre os pontos 8 e 9

UR_n Umidade Relativa no ponto n ; $n = 5, 7$

3.3.1 Balanço de massa

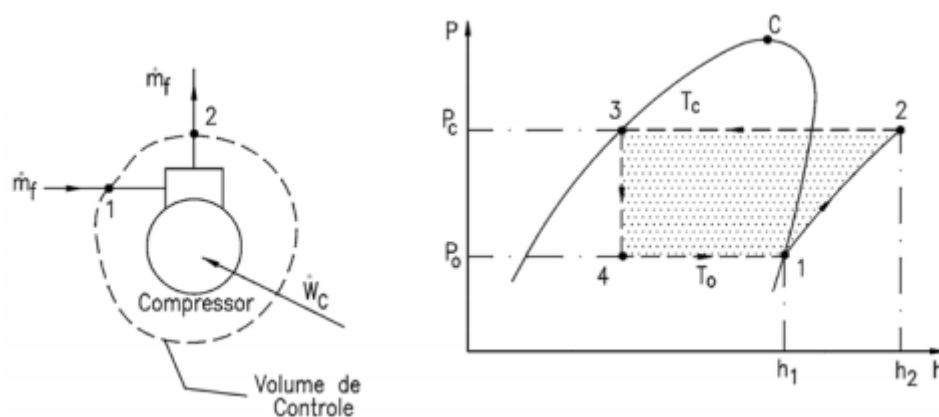
Nos balanços de massa de todos os componentes, tanto do lado refrigerante quanto do lado ar, a vazão mássica será constante, pois existe apenas uma linha de passagem do fluido.

3.3.2 Balanço de energia

Compressor

O refrigerante que deixa o evaporador é comprimido pelo compressor até uma pressão e temperatura relativamente altas. Com o balanço de energia no compressor, equação 3.1, encontra-se a potência necessária para o funcionamento do sistema. Na figura 3.5, o esquema do compressor.

Figura 3.5 – Desenho esquemático do compressor e o processo no diagrama P-h



Fonte: Venturi e Pirani (2005)

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1) \quad (3.1)$$

Onde:

$\dot{W}_c$ = potência necessária, kW

$\dot{m}_{ref}$ = vazão mássica de refrigerante, kg/s

h_2 = entalpia no ponto 2, kJ/kg

h_1 = entalpia no ponto 1, kJ/kg

No ciclo real, o processo de compressão é politrópico e irreversível, e o rendimento isentrópico é, então, dado pela equação 3.2.

$$\eta_c = \frac{(W_c/\dot{m}_{ref})_s}{(W_c/\dot{m}_{ref})} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.2)$$

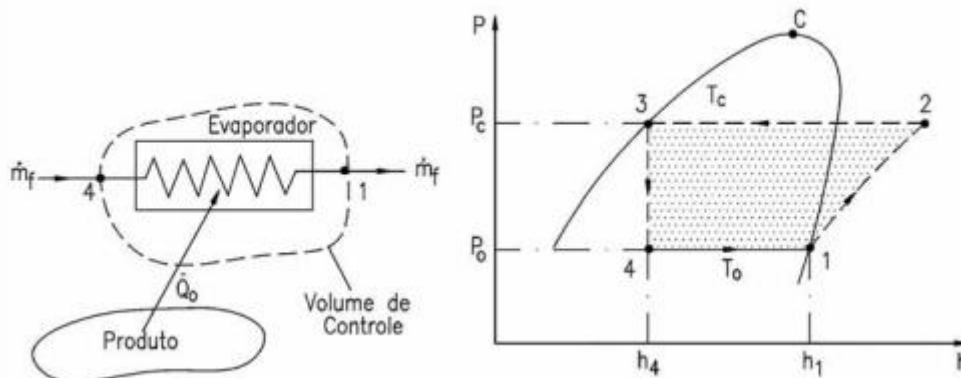
Onde:

η_c = rendimento isentrópico

h_{2s} = entalpia em 2 para entropia constante no processo 1-2

Evaporador

Figura 3.6 – Desenho esquemático do evaporador e o processo no diagrama P-h



Fonte: Venturi e Pirani (2005).

Balço de energia no evaporador no lado refrigerante, dado pela equação 3.3. O esquema é dado na figura 3.6.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) \quad (3.3)$$

Onde:

$\dot{Q}_{evap}$ = Capacidade de refrigeração, kW

h_1 = entalpia no ponto 1, kJ/kg

h_4 = entalpia no ponto 4, kJ/kg

No lado ar, primeiros definimos a vazão mássica de ar, conforme a equação 3.4, para então fazer o balanço de energia no evaporador, equação 3.5.

$$\dot{m}_{ar,5} = V_5 \cdot A_5 \cdot \rho_5 \quad (3.4)$$

Onde:

$\dot{m}_{ar}$ = vazão mássica do ar no ponto 5, kg/s

V_5 = Velocidade do ar no ponto 5, m/s

A_5 = Área de troca de calor no evaporador, m²

ρ_5 = densidade do ar no ponto 5, kg/m³

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ar} (h_5 - h_7) \quad (3.5)$$

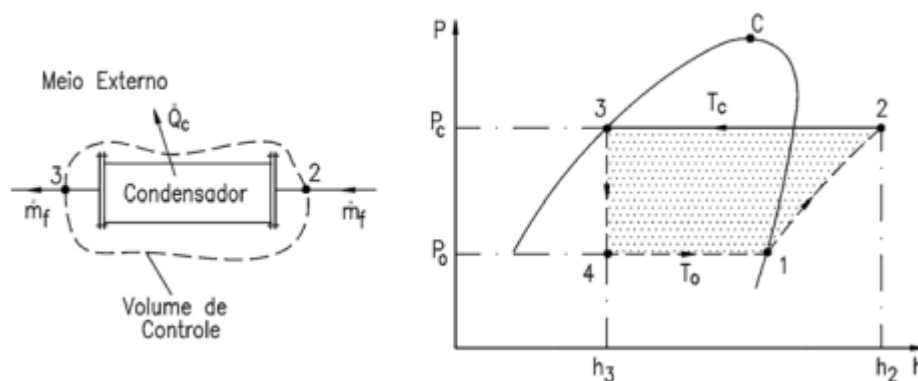
Onde:

h_5 = entalpia do ar no ponto 5, kJ/kg

h_7 = entalpia do ar no ponto 7, kJ/kg

Condensador

Figura 3.7 - Desenho esquemático do condensador e o processo no diagrama P-h



Fonte: Venturi e Pirani (2005)

Balço de energia no evaporador no lado refrigerante, dado pela equação 3.6. O esquema é dado na figura 3.7.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3) \quad (3.6)$$

Onde:

$\dot{Q}_c$ = Taxa de rejeição de calor, kW

h_2 = entalpia no ponto 2, kJ/kg

h_3 = entalpia no ponto 3, kJ/kg

No lado ar, primeiro é definida a vazão mássica de ar, conforme a equação 3.7, para então fazer o balanço de energia no condensador, equação 3.8.

$$\dot{m}_{ar,8} = V_8 \cdot A_8 \cdot \rho_8 \quad (3.7)$$

Onde:

$\dot{m}_{ar,8}$ = vazão mássica do ar no ponto 8, kg/s

V_8 = Velocidade do ar no ponto 8, m/s

A_8 = Área de troca de calor no condensador, m²

ρ_8 = densidade do ar no ponto 8, kg/m³

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ar,8}(h_9 - h_8) \quad (3.8)$$

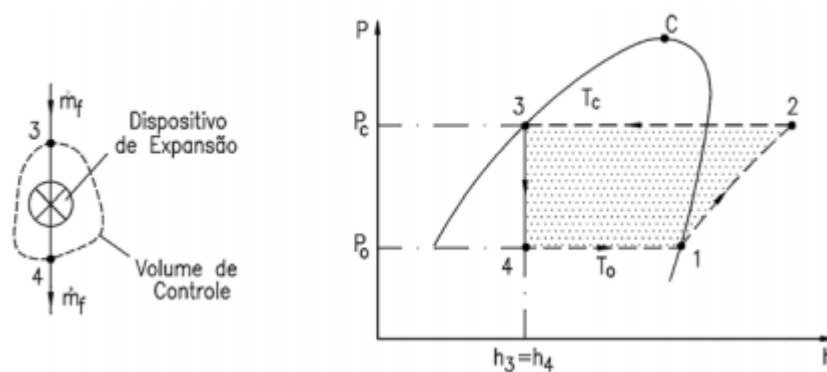
Onde:

h_8 = entalpia do ar no ponto 8, kJ/kg

h_9 = entalpia do ar no ponto 9, kJ/kg

Dispositivo de expansão

Figura 3.8 – Desenho esquemático do dispositivo de expansão e o processo no diagrama P-h



Fonte: Venturi e Pirani (2005)

Processo isoentálpico, conforme o balanço de energia na equação 3.9.

$$h_3 = h_4 \quad (3.9)$$

Onde:

h_3 = entalpia no ponto 3, kJ/kg

h_4 = entalpia no ponto 4, kJ/kg

3.4 COEFICIENTE DE DESEMPENHO, COP

COP é um parâmetro importante na análise das instalações de refrigeração. É uma relação da quantidade daquilo que se deseja pela quantidade daquilo que se gasta. No caso do ciclo de refrigeração por compressão a vapor, é a relação entre a capacidade de refrigeração e o trabalho necessário para o funcionamento do ciclo (equação 3.9), ou seja, uma avaliação do desempenho do ciclo.

$$COP = \dot{Q}_e / \dot{W}_c \quad (3.9)$$

Conforme Venturini e Pirani (2005), O COP é influenciado por alguns parâmetros tais qual temperatura de evaporação, temperatura de condensação, superaquecimento e sub-resfriamento. Analisando pelo refrigerante R-22, o utilizado nesse trabalho, o COP reduz com a redução da temperatura de evaporação e aumento da temperatura de condensação. Reduzindo o sub-resfriamento, temos um aumento no COP, apesar do sub-resfriamento não ser usado para obter ganho de eficiência. Já com o aumento do superaquecimento, o COP tem um aumento inicial e depois uma redução.

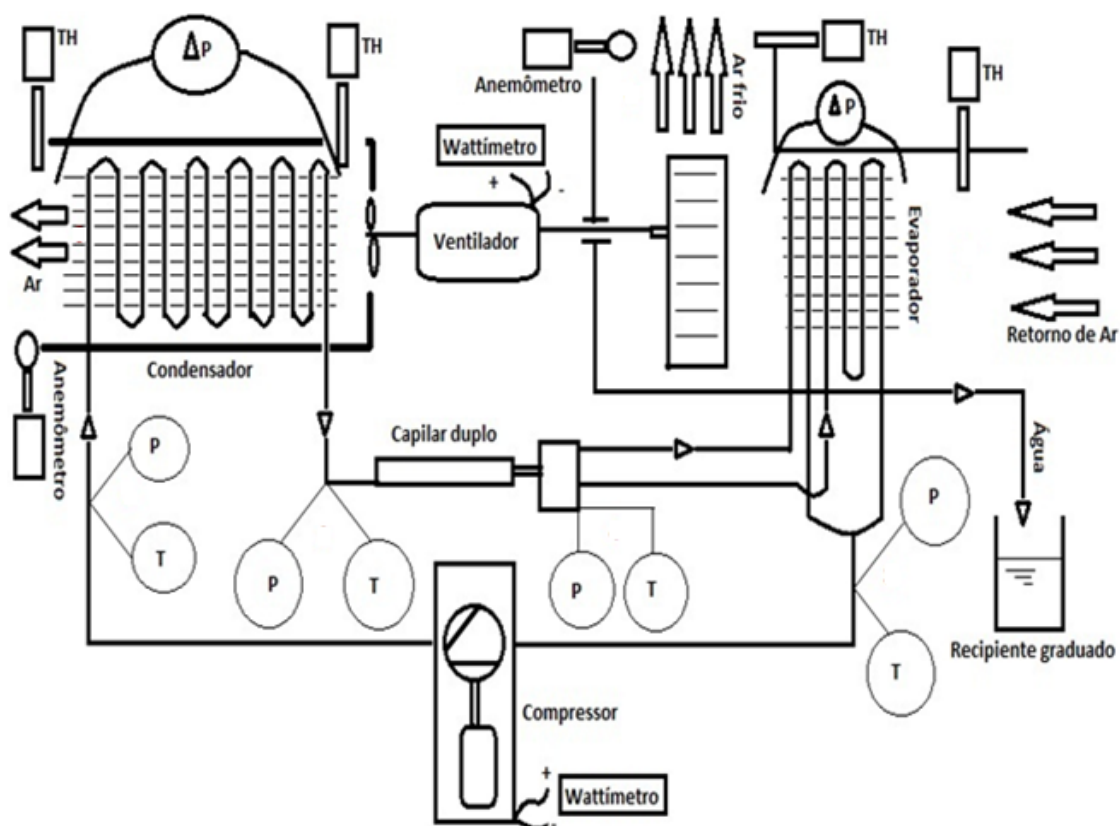
CAPÍTULO 4. DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO E INSTRUMENTAÇÃO

4.1 COMPONENTES

O equipamento utilizado no projeto trata-se de uma máquina de refrigeração por compressão de vapor, usando o refrigerante R22. A máquina foi adaptada e instrumentada para a realização de ensaios de desempenho em laboratório. Na figura 4.1 é mostrado o desenho esquemático do equipamento.

Este equipamento pode ser subdividido em compressor, evaporador, condensador, dispositivo de expansão, ventilador e motor.

Figura 4.1 – Esquema do ACJ adaptado.



Fonte: Lab Term II – Material de Aula

4.1.1 Compressor

Segundo Stoecker e Jones (1985), o compressor é o coração do sistema de compressão a vapor. Sua função é aumentar a pressão de um fluido no estado gasoso, provocando, também, um aumento na temperatura. Os principais tipos de compressores são: alternativo, parafuso, centrífugo e palhetas. Dentre os compressores alternativos, eles podem ser: abertos, semi-herméticos ou herméticos. Quase todas as aplicações de pequeno porte, tais como geladeiras, congeladores e aparelhos de ar condicionado residencial utilizam compressores herméticos.

Na nossa bancada, foi utilizado um compressor hermético alternativo da Bristol modelo H23B19QABC. Seguem abaixo os dados do compressor fornecido pelo fabricante (tabela 4.1) e a figura do mesmo na Figura 4.2.

Tabela 4.1 – Dados fornecido pelo fabricante

Desempenho	
Capacidade de refrigeração (kW)	5,5
Potência do motor (kW)	2,18
Corrente (A)	10,4
COP	2,5
Dados mecânicos	
Deslocamento (m ³ /h)	7,8
Velocidade (rpm)	3500
Carga limite de refrigerante (kg/h)	3

Fonte: Bristol Compressors (2013), adaptado.

Figura 4.2 - Compressor



Fonte: Foto tirado no LabRAC (2014)

4.1.2 Condensador

Conforme a revista Clube da Refrigeração (2013) o condensador é um trocador de calor, e como diz, tem a função de dissipar para o ambiente externo ao sistema de refrigeração o calor absorvido no evaporador e gerado pelo processo de compressão.

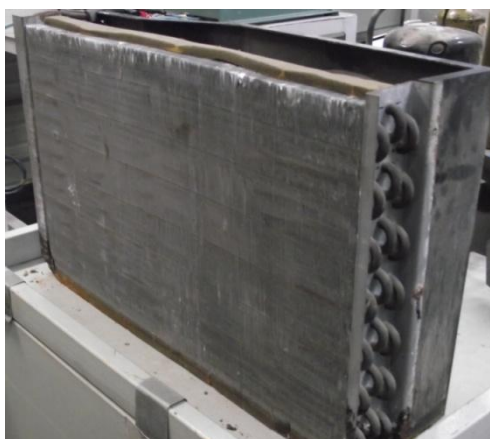
O bom funcionamento do sistema de refrigeração depende do desempenho apropriado de seus elementos de refrigeração, que são montados sempre nesta ordem: compressor, condensador, filtro secador, dispositivo de expansão (tubo capilar ou válvula de expansão), evaporador e, fechando-se o ciclo, compressor novamente.

A escolha inadequada do condensador pode gerar consequências negativas para o sistema de refrigeração e compressor. Quando o condensador é muito pequeno, ocorre perda da capacidade de refrigeração e o sistema não atinge as temperaturas desejadas, uma vez que o trocador de calor não é capaz de dissipar para o ambiente externo todo o calor absorvido no evaporador e gerado durante o processo de compressão.

Como resultado, ocorre o aumento da pressão do lado de alta e, para o compressor garantir a compressão, gera-se um esforço extra no motor (aumento da corrente), mancais e eixo. Assim, aumenta-se o consumo de energia e a temperatura interna do motor podendo ocasionar a entrada em ação do protetor térmico ou, em alguns casos, o rompimento e carbonização da placa válvula devido à alta pressão e temperatura de descarga (lado de alta).

O condensador utilizado neste presente trabalho possui uma serpentina com tubos de cobre de diâmetro interno de 7,5 mm e diâmetro externo de 10 mm, com 19 aletas planas de alumínio por polegada. Possui um circuito com 44 tubos de 595 mm e suas dimensões são 595x370x60 mm. Não foi possível identificar o fabricante do condensador. Segue abaixo na Figura 4.3 o condensador.

Figura 4.3 – Condensador



Fonte : Cuzzuol (2014)

4.1.3 Evaporador

Sua função é transferir calor do ambiente refrigerado para o fluido refrigerante que esta circulando. Assim, o fluido refrigerante, que está no estado líquido, se transforma em vapor. Enquanto isso, por ter absorvido o calor, o evaporador manterá uma temperatura adequada no gabinete do refrigerador.

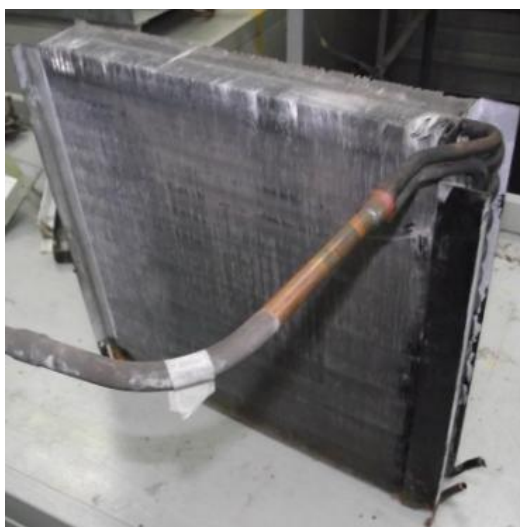
O princípio que explica o seu papel no sistema é o de que evaporação de qualquer liquido exige absorção de calor, que no caso da refrigeração é retirado do ambiente que o cerca. Esse fluido refrigerante na forma gasosa, à baixa pressão e

temperatura, sairá do evaporador para o compressor, que comprimirá o fluido, impulsionando-o para o condensador.

Evitar o acúmulo de gelo e de sujeira no evaporador é essencial para bom funcionamento do sistema. Quando se forma uma camada de gelo nesse componente, ela pode agir como um isolante térmico, impedindo a troca de calor entre o ar e a superfície do evaporador (Revista Clube da Refrigeração, 2014)

Neste trabalho, o evaporador usado possui uma serpentina com tubos de cobre de diâmetro interno de 6,1 mm e diâmetro externo de 8,1 mm com 19 aletas planas de alumínio por polegada. Possui dois circuitos de tubos, um com 30 tubos de 370 mm e outro com 14 tubos de 370 mm. Suas dimensões são 370x370x60 mm. Não foi possível identificar o fabricante do evaporador. Segue abaixo na Figura 4.4 o evaporador.

Figura 4.4 - Evaporador



Fonte: Cuzzuol(2014)

4.1.4 Dispositivo de expansão

Tem a função de manter a diferença de pressão entre a região de alta e baixa (respectivamente, condensador e evaporador). Esse elemento funciona por meio de restrição da passagem do fluido refrigerante, fazendo com que ele passe de líquido aquecido a alta pressão para líquido resfriado em baixa pressão. A partir daí, o refrigerante atinge o evaporador e inicia o processo de absorção de calor.

O dispositivo de expansão utilizado na bancada foi um tubo capilar. Em equipamentos com tubo capilar, o fluido refrigerante perde pressão em função do atrito com as paredes internas do tubo. Logo, em decorrência disso tanto o diâmetro interno quanto o comprimento são fatores importantes para o capilar. A determinação do tubo capilar depende do fluido refrigerante, da temperatura que se espera na região de baixa pressão e da capacidade do compressor (Revista Clube da Refrigeração, 2014)

No equipamento da bancada do LabRAC foram utilizados dois tubos capilares de cobre de diâmetro interno de 0,8 mm e diâmetro externo de 2,7mm. Um possui o comprimento de 900 mm e o outro de 940 mm. Na figura 4.5, uma foto do tubo capilar

Figura 4.5- Tubo Capilar (indicado pela seta)



Fonte: Foto tirado no LabRAC (2014)

4.1.5 Motor e ventiladores

Foi utilizado um motor elétrico com eixo duplo que aciona dois ventiladores. O primeiro ventilador, tipo axial, sopra ar no condensador. O segundo, um ventilador centrífugo tipo sirocco, aspira ar através do evaporador. Segue abaixo uma foto dos ventiladores já acoplados no motor (Figura 4.6).

Figura 4.6 – Motor e Ventilador



Fonte: Cuzzuol (2014)

4.2 INSTRUMENTAÇÃO

4.2.1 Medidores de pressão “Manifold” de teste

Ferramenta, mostrada na Figura 4.7a, muito utilizada na área de refrigeração e ar condicionado para testes e operações de carga de refrigerante e vácuo. Foi utilizada para medir a pressão do refrigerante em vários pontos. Possui um monovacuômetro (Figura 4.7b), que permite ler pressões negativas, um manômetro (Figura 4.7c) e 3 saídas para mangueiras, sendo a saída central designada para mangueira de serviço e normalmente conectada à bomba de vácuo ou ao reservatório de refrigerante. As escalas de temperatura correspondem às temperaturas de saturação para a pressão lida.

Figura 4.7a – Medidor de Pressão, 4.7b – Monovacuumetro, 4.7c - Manômetro



Fonte: Cuzzuol (2014)

Manômetro Diferencial

Foi utilizado para determinar a perda de carga tanto no evaporador quanto no condensador, ambas no lado ar. O instrumento, Figura 4.8, é da marca Instrutemp, modelo MP120.

Range de medição:

Pressão: 0 a 1000 pa – resolução > 1 pa.

Velocidade do ar: 2 a 40 m/s – resolução > 0,1 m/s

Figura 4.8 – Manômetro Diferencial



Fonte: Cuzzuol (2014)

4.2.2 Medidores de Temperatura

Termômetro “penta”

Este instrumento, mostrado na Figura 4.9, possui cinco sensores. Foi utilizado para medir as temperaturas de refrigerante e a temperatura de bulbo seco do ar na saída do condensador. Os sensores são instalados em poços de medição soldados paralelamente no lado externo da tubulação, sendo estes trechos de tubulação envolvidos com isolante térmico. Fabricado pela Full Gauge, o modelo tem intervalo de leitura de -50 a 150 °C.

Figura 4.9 – Medidor de Temperatura



Fonte: Cuzzuol (2014)

Termômetro de vidro

Instrumento usado para medir a temperatura de bulbo seco do ar na entrada no evaporador.

Termo-higrômetro digital

Foi usado para medir temperaturas e umidades relativas do ar na entrada e saída do evaporador. Este medidor, Figura 4.10, marca Minipa, modelo MTH-1361, possui intervalos de leitura de -20 a 60°C para temperatura e 0 a 100% para umidade relativa.

Figura 4.10 – Termo-higrômetro digital



Fonte: Cuzzuol (2014)

4.2.3 Medidor de velocidade Anemômetro digital

Para medir a velocidade do ar entrando no evaporador e a velocidade do ar saindo do condensador, foi utilizado um termo anemômetro digital de hélice, Figura 4.11, marca Minipa, Modelo MDA-11. As velocidades foram medidas somente no ponto central das seções e consideradas como valores médios.

Figura 4.11 – Anemômetro Digital



Fonte: Cuzzuol (2014)

4.2.4 Medidor de tensão e corrente

Alicate amperímetro

Para medir a tensão e a corrente da energia elétrica fornecida para o equipamento, foi utilizado o alicate amperímetro, Figura 4.12, marca Minipa, modelo ET-3200a, que mede correntes AC até 1000A, Tensão DC até 1000V e Tensão AC até 750V.

Figura 4.12 – Alicate Amperímetro



Fonte: Cuzzuol (2014)

4.2.5 Medidor de potência elétrica

Wattímetro

Foi utilizado um wattímetro, Figura 4.13, marca Politerm, modelo POL-64 Watt Meter. Este instrumento foi usado para medir a potência elétrica demandada pelo equipamento, que inclui tanto o compressor quanto o motor que aciona os ventiladores.

Figura 4.13 - Wattímetro



Fonte: Cuzzuol (2014)

CAPÍTULO 5. MODELAGEM DO SISTEMA

5.1 MÉTODO DE ANÁLISE PROPOSTO POR STOECKER E JONES

Um sistema de compressão a vapor é formado por compressor, evaporador, condensador e subsistema de expansão. De acordo com Stoecker e Jones (1985), estes componentes nunca trabalham isolados, mas são combinados num sistema de modo que seus comportamentos tornam-se interdependentes.

Stoecker e Jones (1985) apresentaram dois métodos de análise de sistemas: Simulação gráfica do sistema e o método mais moderno chamado simulação matemática do sistema. No primeiro, características dos componentes interligados são colocadas no gráfico em função das mesmas variáveis. Sobrepondo os gráficos, encontram-se os pontos de operação em que os componentes irão atuar. No segundo método, utilizam-se equações de massa, energia e de estado e, então, é feita a solução simultânea dessas equações a fim de encontrar os pontos de operação. Para um ciclo pequeno como o de compressão a vapor, pode ser usado o método de substituições sucessivas para a simulação do sistema, visto que é uma das técnicas mais rápidas de resolução desse tipo de problema. Para o presente trabalho, também foi utilizado o software EES para fazer essa simulação matemática.

Compressor

Iniciando pelo compressor, a Figura 5.1 mostra o gráfico de um compressor proveniente do catálogo do fabricante, com as curvas de potência e capacidade de refrigeração do compressor em função da temperatura de condensação e de evaporação. A capacidade de refrigeração mostrada no gráfico indica que o compressor é capaz de comprimir uma vazão de refrigerante que permita os valores ali mostrados, e não que o próprio compressor possui essa capacidade de refrigeração.

O comportamento da potência necessária ao sistema e a capacidade de refrigeração são definidas de acordo com as equações 5.1 e 5.2,

$$\dot{Q}_e = c_1 + c_2 t_e + c_3 t_e^2 + c_4 t_c + c_5 t_c^2 + c_6 t_e t_c + c_7 t_c t_e^2 + c_8 t_e t_c^2 + c_9 t_e^2 t_c^2 \quad (5.1)$$

$$\dot{W}_c = d_1 + d_2 t_e + d_3 t_e^2 + d_4 t_c + d_5 t_c^2 + d_6 t_e t_c + d_7 t_c t_e^2 + d_8 t_e t_c^2 + d_9 t_e^2 t_c^2 \quad (5.2)$$

Onde,

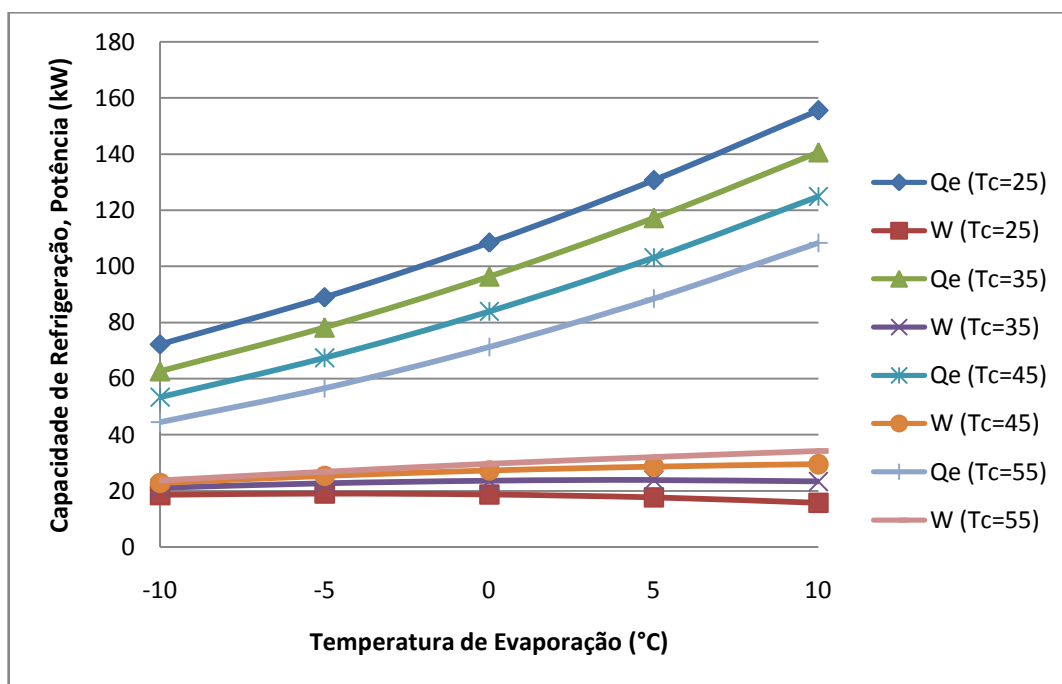
$\dot{Q}_e$ = capacidade de refrigeração, kW

$\dot{W}_c$ = potência necessária ao compressor, kW

t_e = temperatura de evaporação, °C

t_c = temperatura de condensação, °C

Figura 5.1 - Capacidade de refrigeração e potência necessária de um compressor hermético York Modelo H62SP-22E, trabalhando a 1750 rotações por minuto e com refrigerante do tipo 22.



Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado no Excel.

As constantes usadas nas equações 5.1 e 5.2 podem ser determinadas pelo método dos mínimos quadrados ou através do gráfico de comportamento de cada variável, escolhendo nove pontos e substituindo nas equações, criando um sistema com 9

equações e 9 variáveis. Os valores numéricos das constantes para o compressor adotado estão mostrados na tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Constantes c e d das equações 5.1 e 5.2

número	c	d
1	137,402	1,00618
2	4,60437	-0,893222
3	0,061652	-0,01426
4	-1,118157	0,870024
5	-0,001525	-0,0063397
6	-0,0109119	0,033889
7	-0,0040148	-0,00023875
8	-0,00026682	-0,00014746
9	0,000003873	0,0000067962

Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado.

Outro comportamento de interesse é o do calor rejeitado no condensador. Geralmente, a quantidade de calor rejeitado é definida como a soma da potência necessária ao compressor com a capacidade de refrigeração, como mostra a equação 5.3. Deste modo, o calor rejeitado no condensador ($\dot{Q}_c$), também é uma função de t_e e t_c .

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_e + \dot{W}_c \quad (5.3)$$

Onde:

$\dot{Q}_c$ = Taxa de rejeição de calor, kW

Na figura 5.2, a taxa de rejeição de calor do mesmo compressor é colocada no gráfico em função da temperatura de evaporação e condensação.

Condensador

No condensador, Stoecker e Jones (1985) utilizam a equação 5.4 como uma representação satisfatória do comportamento de um condensador resfriado a ar,

admitindo-se que a efetividade nesse trocador de calor seja constante. Com isso, temos

$$\dot{Q}_c = F(t_c - t_{amb}) \quad (5.4)$$

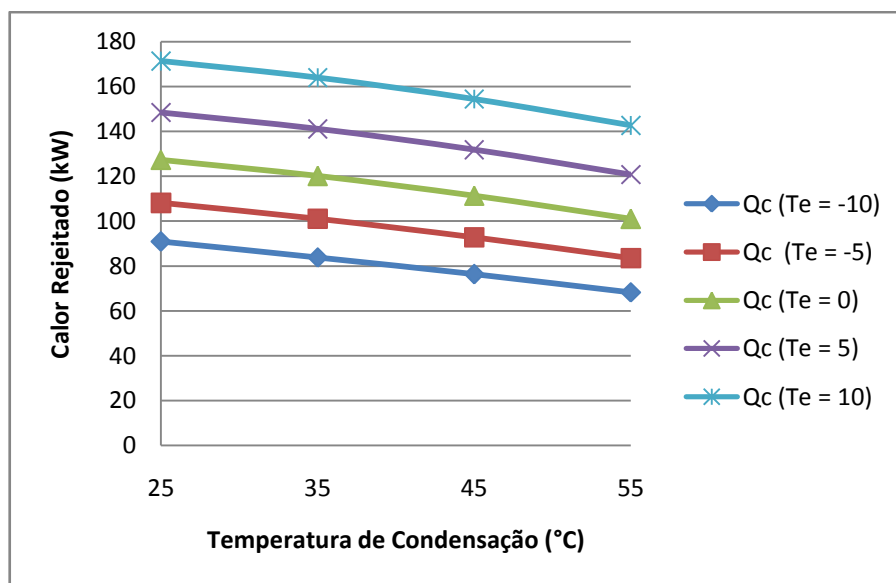
Onde:

F = capacidade por diferença unitária de temperatura, kW/K

t_{amb} = temperatura ambiente, °C

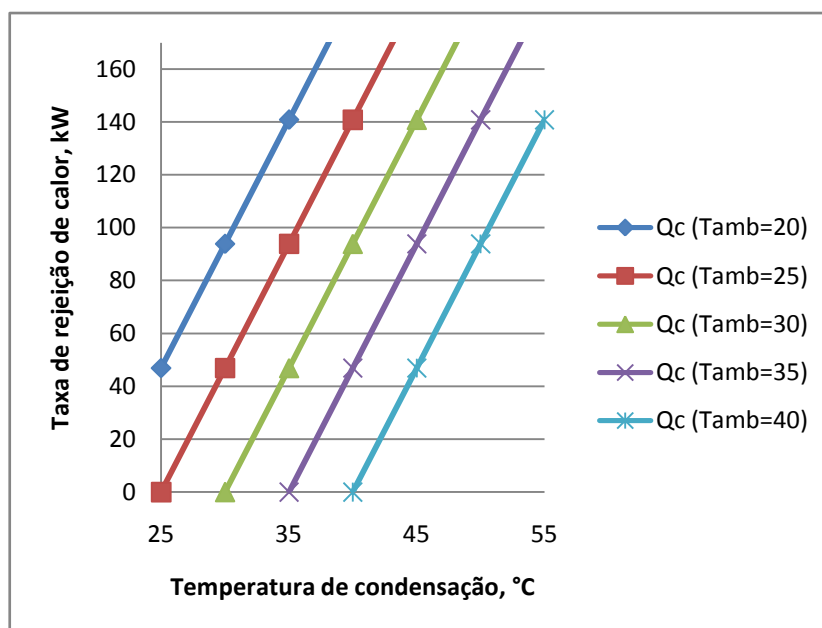
A figura 5.3 mostra o comportamento de um condensador resfriado a ar, de acordo com o catálogo do fabricante, com $F = 9,39$ kW/K. Cada linha representa uma temperatura ambiente constante.

Figura 5.2 – Taxa de rejeição de calor de um compressor recíproco hermético. Modelo York H62SP-22e, trabalhando a 1750 rotações por minuto e com refrigerante do tipo 22.



Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado no Excel.

Figura 5.3 – Comportamento de um condensador resfriado a ar, modelo 36 da Bohn Heat Transfer Division, operando com refrigerante do tipo 22.

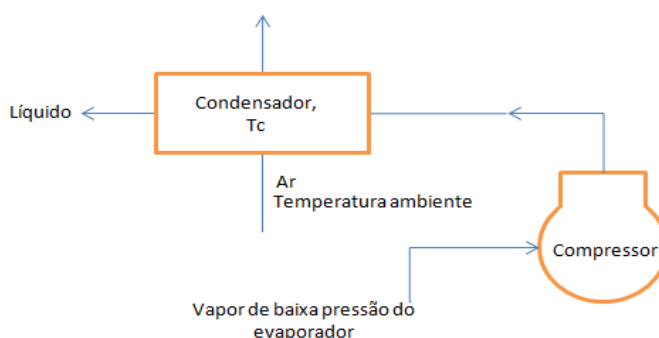


Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado no Excel.

Unidade de Condensação

A unidade de condensação (Figura 5.4) é um subsistema do sistema de compressão a vapor que recebe vapor a baixa pressão do evaporador, comprime o vapor a uma pressão mais alta, condensa o refrigerante e então fornece líquido a alta pressão para o subsistema de expansão (STOECKER E JONES, 1985).

Figura 5.4 – Unidade de condensação

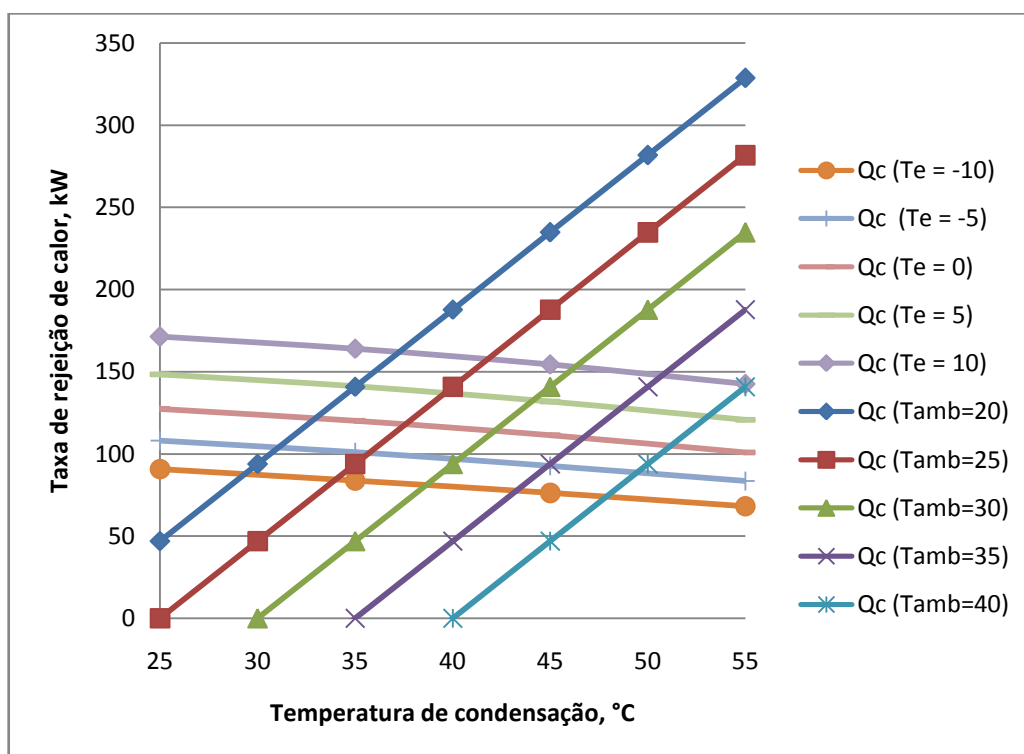


Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado.

Na figura 5.5, é feita a sobreposição das figuras 5.2 e 5.3, colocando a taxa de rejeição de calor em função das temperaturas ambiente, de evaporação e de condensação. Os pontos de interseção indicam os pontos de operação no qual o sistema irá atuar.

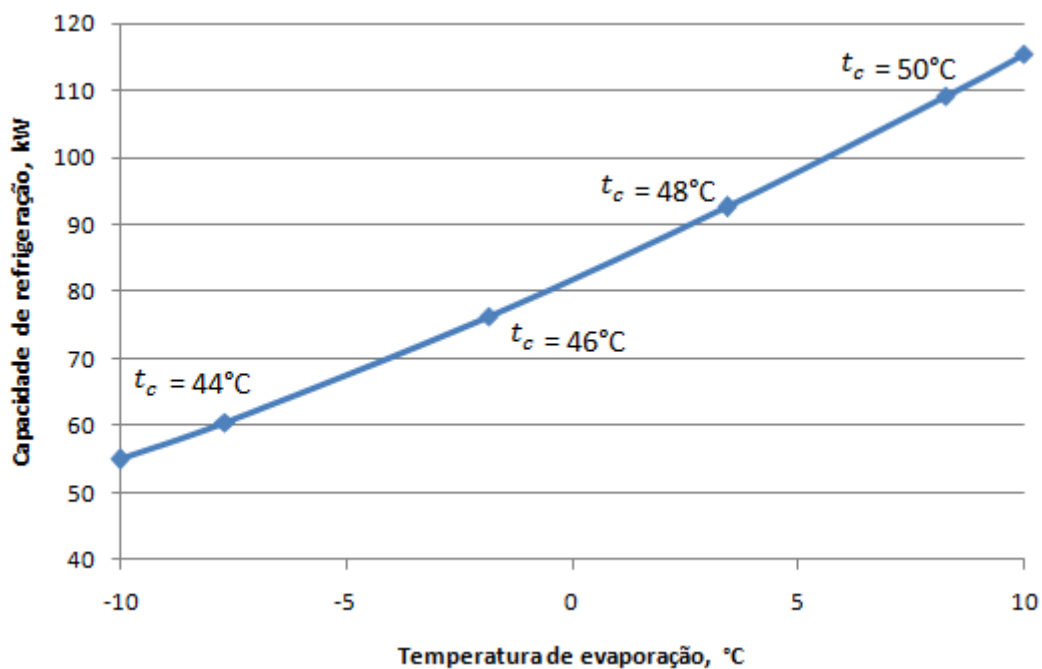
Sabendo exatamente os pontos de equilíbrio de acordo com a figura 5.5, podemos construir um gráfico da capacidade de refrigeração em função da temperatura de evaporação, que é uma informação bastante importante para a unidade de condensação, usando somente esses pontos de operação. Para fazer esse gráfico, foi utilizada a figura 5.5 em conjunto com a figura 5.1. Por exemplo, um ponto de equilíbrio da figura 5.5, para a temperatura ambiente de 35°C é temperatura de evaporação igual a 10°C e temperatura de condensação igual a 50,8°C. Olhando na figura 5.1, essas temperaturas correspondem à capacidade de refrigeração de 115,5kW. Utilizando do mesmo caminho para os outros pontos, a figura 5.6 mostra a curva de comportamento estabelecida. A temperatura do ar ambiente usada foi a de 35°C.

Figura 5.5 – Pontos de equilíbrio do compressor e condensador que indicam o comportamento da unidade de condensação.



Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptador no Excel.

Figura 5.6 – Comportamento de uma unidade de condensação que consiste no compressor da Fig. 5.2 acoplado ao condensador da Fig. 5.3.



Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado.

Evaporador

Para analisar o comportamento global de um evaporador de refrigerante no sistema de compressão a vapor, pode-se utilizar a forma gráfica, como na figura 5.7, retirada do catálogo do fabricante. De acordo com Stoecker e Jones (1985), uma evidência que pode ser tirada da figura 5.7 é que a capacidade de refrigeração aumenta com a redução de temperatura de evaporação ou com o aumento da temperatura da água de alimentação.

Para exprimir o comportamento em forma de equação, Stoecker e Jones (1985) propôs a utilização da equação 5.5,

$$\dot{Q}_e = G(t_{we} - t_e) \quad (5.5)$$

Onde :

t_{we} = temperatura de entrada da água, °C

G = fator de proporcionalidade, kW/K

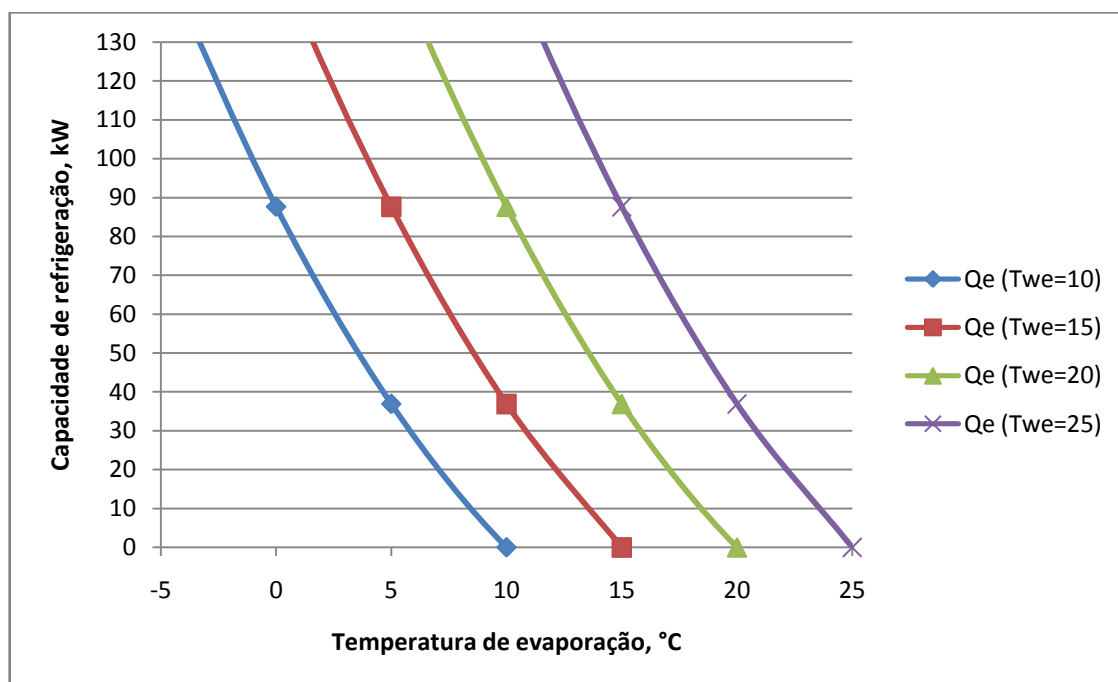
Se o valor do coeficiente global de transferência de calor (U) fosse constante, as linhas da figura 5.7 seriam retas e G seria constante. Como U aumenta com a capacidade de refrigeração, uma das possíveis aproximações é propor que G é uma função linear desta diferença da temperatura. Para o evaporador em questão, temos

$$G = 6 [1 + 0,046 (t_{we} - t_e)] \quad (5.6)$$

Substituindo,

$$\dot{Q}_e = 6 [1 + 0,046(t_{we} - t_e)](t_{we} - t_e) \quad (5.7)$$

Figura 5.7 – Capacidade de refrigeração de um resfriador de água marca Dunham-Bush modelo CH660B operando com refrigerante do tipo 22, com vazão de água igual a 2kg/s.

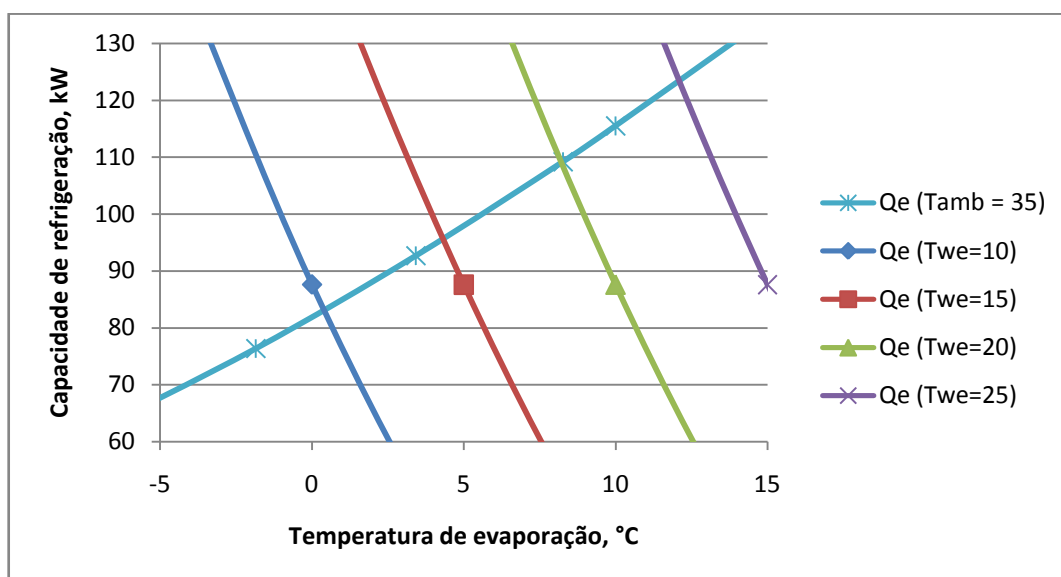


Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado.

Simulação gráfica do sistema completo

Para simular o sistema completo, é necessária a superposição das figuras 5.6, referente à unidade de condensação, que é a superposição do condensador (fig. 5.5) com o compressor (fig. 5.1), e a figura 5.7, referente ao evaporador. Na figura 5.8, é possível ver essa superposição, indicando os pontos de equilíbrio para várias temperaturas de entrada de água e de evaporação. A temperatura ambiente está fixada em 35°C.

Figura 5.8 – Comportamento do sistema completo



Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado.

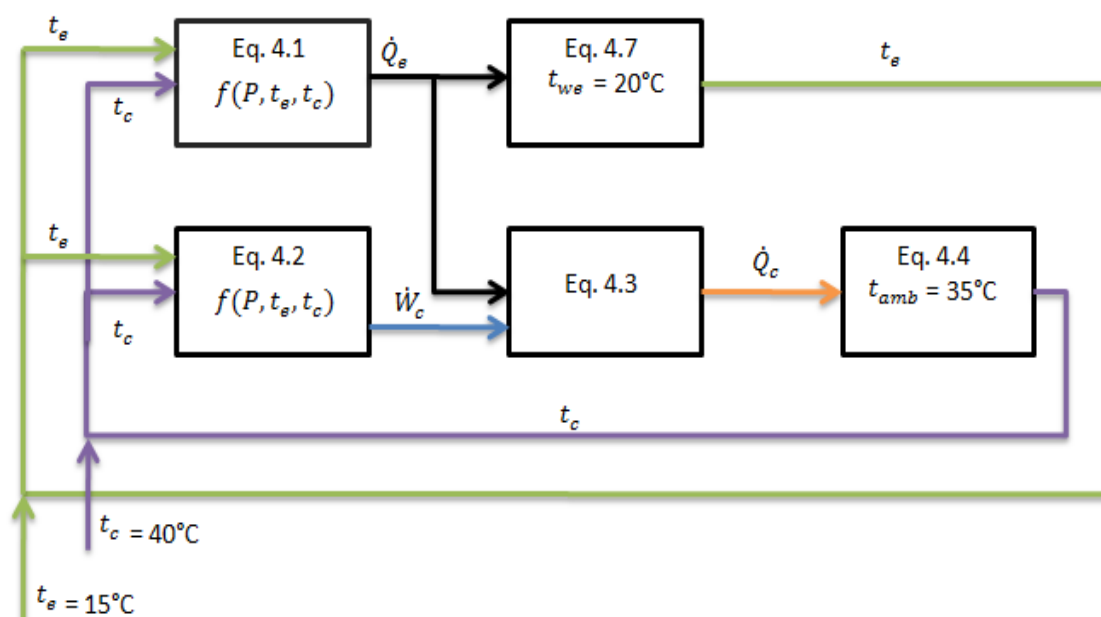
Com a figura 5.8 em mãos, foi possível encontrar todos os parâmetros desconhecidos somente com as temperaturas de entrada de água e ambiente. Por exemplo, para temperatura ambiente de 35°C e temperatura de entrada de água igual 20°C, tem-se uma capacidade de refrigeração (Q_e) igual a 109 e uma temperatura de evaporação (t_e) de 8,2°C. Com isso, usa-se a figura 5.1 para ligar Q_e e t_e e, então, encontrar qual a temperatura de condensação (t_c) do sistema, no valor de 50°C. Tendo t_c e t_e , encontra-se também a potência necessária, usando a figura 5.1, cujo valor é 31,6kW e o calor rejeitado, usando a figura 5.2, que alcança o valor de 140,6kW.

Simulação matemática do sistema completo

Nesse tipo de simulação, todos os componentes podem ser simulados simultaneamente, através de uma seqüência de cálculos, que está indicado na figura 5.9. Admite-se inicialmente $t_e = 15^\circ\text{C}$ e $t_c = 40^\circ\text{C}$. Usando a temperatura ambiente e de entrada da água fixas, é feita a seqüência de cálculos sucessivas vezes até que se obtenha a convergência da malha. O resultado é mostrado na tabela 5.2.

Foi utilizado também o software EES para fazer a mesma simulação. O algoritmo e a solução estão descritos na figura 5.10. Como esperado, os resultados obtidos foram exatamente os mesmos, com erros de apenas 0,02.

Figura 5.9 – Diagrama de informações para a simulação do sistema completo de compressão de vapor.



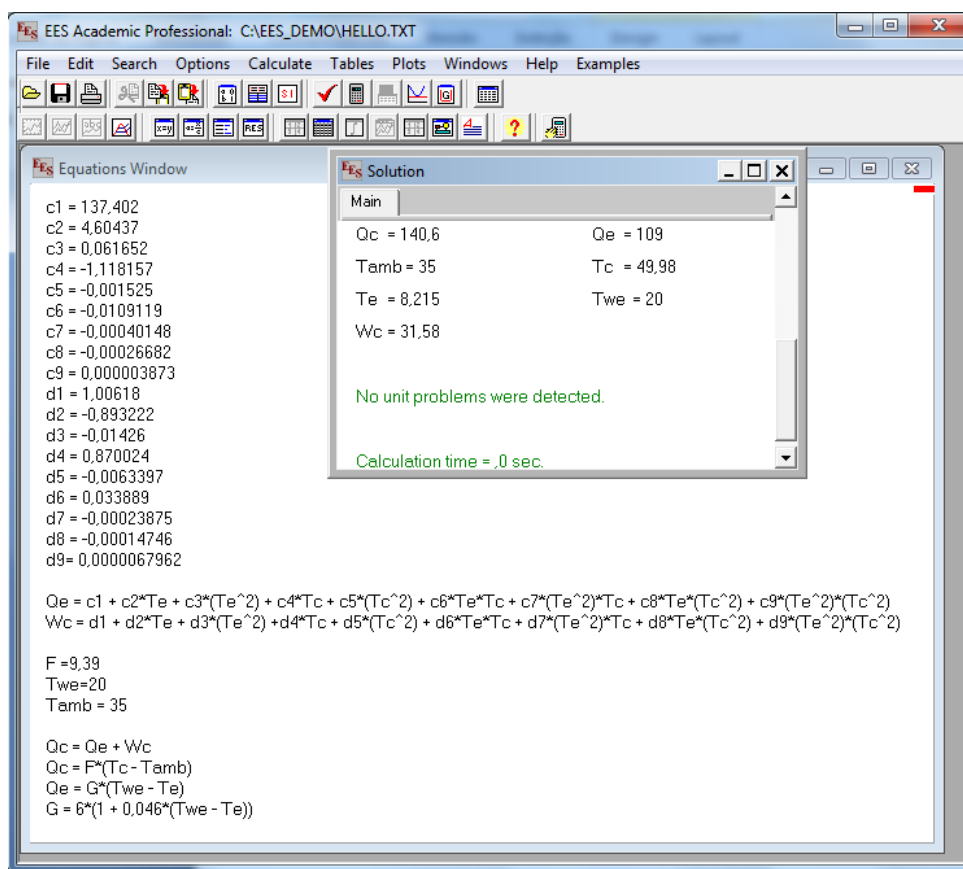
Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado.

Tabela 5.2 – Simulação usando o diagrama de informações da figura 5.9

t_e, kW	t_c, kW	$\dot{Q}_e, kW$	$\dot{W}_c, kW$	$\dot{Q}_c, kW$
15	40	158,0	26,2	184,2
4,6	54,6	87,6	31,8	119,4
10	47,7	120,4	31,0	151,4
7,3	51,1	103,5	31,8	135,3
8,7	49,4	111,8	31,5	143,3
8,0	50,3	107,7	31,6	140,3
8,3	49,8	109,7	31,6	140,8
8,2	50,0	108,7	31,6	140,3
8,2	49,9	109,2	31,6	140,8
8,2	50,0	109,0	31,6	140,6
8,2	50,0	109,1	31,6	140,7
8,2	50,0	109,0	31,6	140,6

Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado.

Figura 5.10 – Simulação do sistema completo usando o software EES.



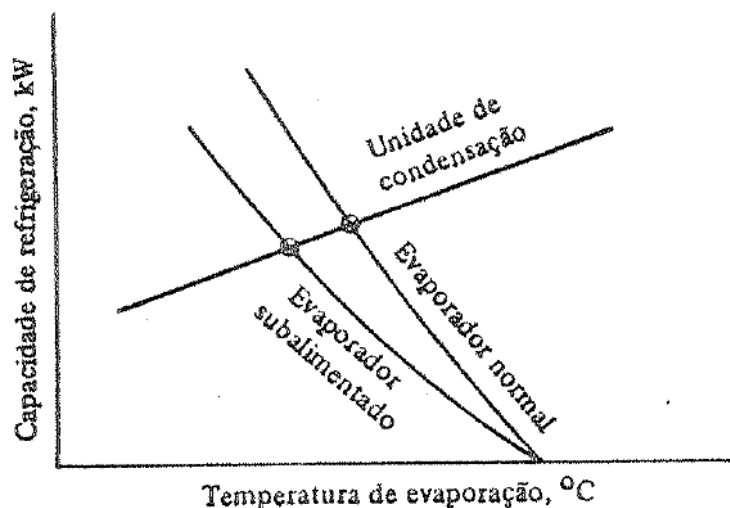
Fonte: Elaborado pelo autor.

Dispositivo de expansão

Até o momento, o dispositivo de expansão não foi citado. De acordo com Stoecker e Jones (1985), todo o comportamento analisado até então só será verdadeiro se o sistema de expansão for capaz de regular convenientemente a vazão de refrigerante no evaporador. O comportamento ideal do subsistema de expansão é o de fornecer uma vazão suficiente para que toda a troca de calor do lado refrigerante se apresente em contato com a fase líquida do refrigerante. O dispositivo de expansão utilizado na bancada do LabRAC é o tubo capilar, que de acordo com Stoecker e Jones (1985), podem perfeitamente cumprir essa tarefa quando se tem certas combinações de pressão de condensação e evaporação.

Uma má alimentação do evaporador pela válvula de expansão reduz o valor do coeficiente global de transferência de calor e o ponto de equilíbrio se desloca para um correspondente a uma temperatura de evaporação e capacidade de refrigeração mais baixas, como indica a figura 5.11.

Figura 5.11 – Redução na capacidade e temperatura de evaporação devido ao fornecimento insuficiente de refrigerante no evaporador.



Fonte: Stoecker e Jones (1985).

5.2 APLICAÇÃO DO MÉTODO NO EQUIPAMENTO DO LABRAC

Para aplicar o método, foi necessário fazer a aquisição dos dados do equipamento utilizado. No trabalho de Cuzzuol (2014), o equipamento utilizado foi o ACJ adaptado da bancada do LabRAC da UFES. No nosso trabalho, o mesmo equipamento foi utilizado, portanto, as medições aqui obtidas foram feitas por Cuzzuol. Nas tabelas 5.3a e 5.3b se encontram os resultados, onde as pressões medidas são manométricas e não absolutas.

Tabela 5.3a – Resultado das medições no equipamento

T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T7 (°C)	T8 (°C)	T9 (°C)
19,2	106,8	28,8	5,1	24,3	15	26	45,1
17,7	107,6	27,8	4,5	23,8	14,4	25	43,7
19,7	99,7	30,9	5,8	25,4	15,3	28,5	48,2
20,1	107,6	31,8	7,2	29,3	16,7	30,5	50,1
17	109,8	32,7	7,7	29,4	16,7	31	51,2
12,2	110,9	31,7	6,6	25,8	15	27	47,9
24,1	97	31,9	6,8	30,6	18,7	29,5	47,5
24	101,9	32,1	6,3	30,8	18,4	29,5	48,2
19,5	108	31,97	7,3	29,32	16,7	30,6	50,31
20,1	107,6	31,8	7,2	29,3	16,7	30,5	50,1

Fonte: Cuzzuol (2014), adaptado.

No ponto 4, é possível verificar que a pressão reduz em relação ao ponto 1, o que não poderia ocorrer. Conforme Cuzzuol (2014), essa medição parece ter sido afetada por algum tipo de vórtice, já que está localizada próxima a uma curva. Para contornar o problema, a pressão em 4 foi considerada como a pressão de saturação para a temperatura medida no ponto 4 (Equação 5.8). Essa consideração é correta, pois é sabido que no ponto quatro o fluido já se encontra em regime bifásico e, então, temperatura e pressão são praticamente constantes ao longo de toda a

mudança de fase. Na tabela 5.4 são mostrados os valores que serão utilizados de P_4 .

$$P_4 = P_{sat}(T_4) \quad (5.8)$$

Tabela 5.3b – Resultado das medições no equipamento

UR5	UR7	P1 (bar)	P2 (bar)	P3 (bar)	P4 (bar)
0,475	0,764	4,7	23,3	22,3	4,6
0,477	0,767	4,7	23,2	22,2	4,65
0,458	0,761	4,9	25,1	24,4	4,9
0,37	0,736	5,3	27	26,1	5,25
0,371	0,737	5,3	27,1	26,5	5,3
0,42	0,756	5	25,5	24,7	5,0
0,354	0,678	4,9	25,1	24,5	4,9
0,352	0,68	5	25,5	24,9	5,0
0,3702	0,7362	5,26	27,02	26,18	5,26
0,37	0,736	5,3	27	26,1	5,25

Fonte: Cuzzuol (2014), adaptado.

Tabela 5.4 – Pressão utilizada no ponto 4.

T_4	P_4
5,1	5,861
4,5	5,752
5,8	5,99
7,2	6,255
7,7	6,352
6,6	6,141
6,8	6,179
6,3	6,084
7,3	6,275
7,2	6,255

Fonte: Elaborado pelo autor.

Também foram medidas as áreas dos trocadores de calor (evaporador e condensador), bem como a velocidade do ar que passa nesses trocadores, como mostras as equações 5.9 a 5.12.

$$A_5 = 0,1369 \text{ m}^2 \quad (5.9)$$

$$A_8 = 0,2202 \text{ m}^2 \quad (5.10)$$

$$V_5 = 2,5 \text{ m/s} \quad (5.11)$$

$$V_8 = 2,05 \text{ m/s} \quad (5.12)$$

Para as medições do trabalho no compressor, foi necessário descontar a parte da potência destinada ao motor que liga os ventiladores. Para tanto, inicialmente a máquina foi desligada e somente a potência do ventilador foi medida. Depois, com ambos em funcionamento, foi medida a potência e então descontada a potência do ventilador, de acordo com a equação 5.13. Os resultados são mostrados na tabela 5.5.

$$\dot{W}_c = \dot{W}_{total} - \dot{W}_{elet} \quad (5.13)$$

Onde:

$$\dot{W}_{total} = \text{Potência total medida}$$

$$\dot{W}_{elet} = \text{Potência do ventilador}$$

Tabela 5.5 – Potência medida no compressor.

$\dot{W}_{total}$	$\dot{W}_{elet}$	$\dot{W}_c$
2,63	0,45	2,18
2,56	0,45	2,11
2,69	0,45	2,24
2,77	0,45	2,32
2,77	0,45	2,32
2,79	0,45	2,34
2,67	0,45	2,22
2,66	0,45	2,21
2,77	0,45	2,32
2,66	0,45	2,21

Fonte: Elaborado pelo autor.

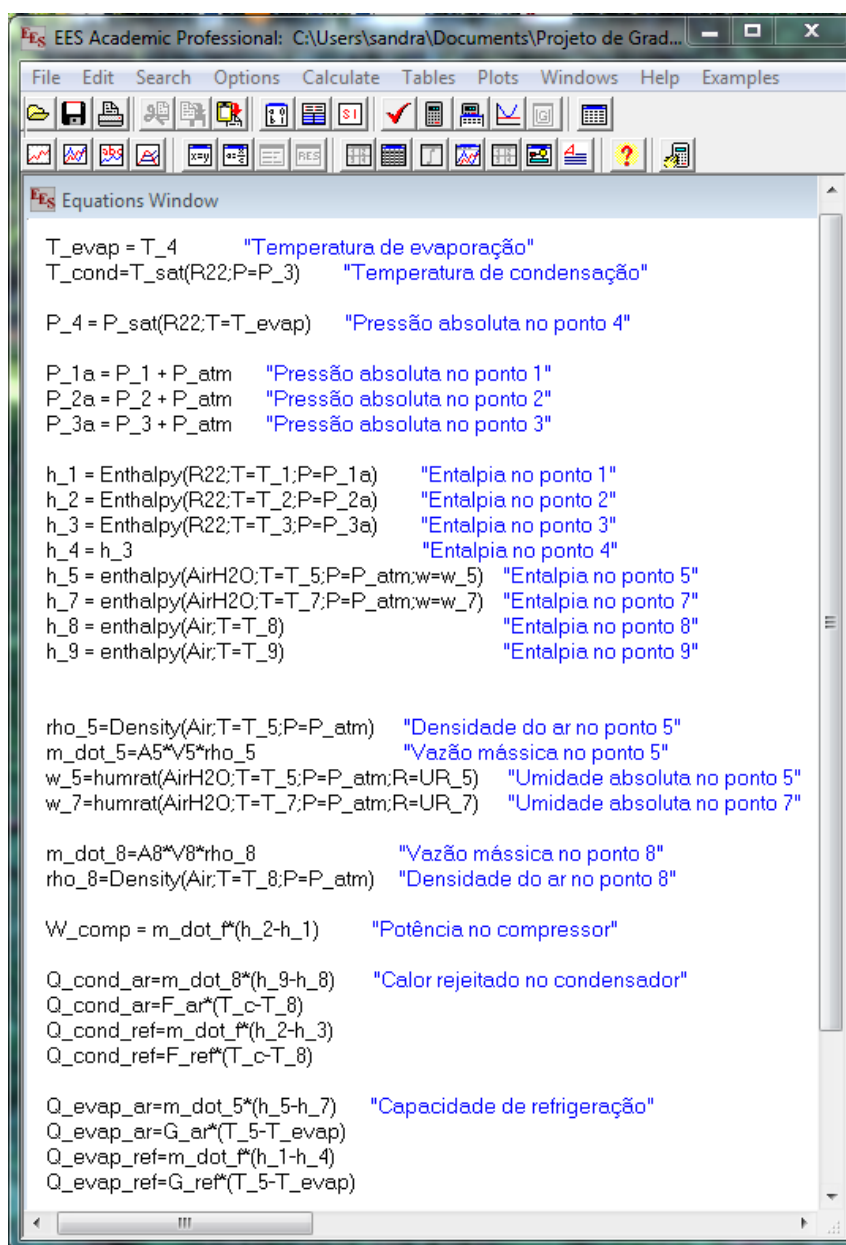
A vazão mássica de refrigerante não foi medida diretamente por Cuzzuol. Portanto, duas abordagens diferentes foram realizadas para calcular essa vazão. Na primeira abordagem, foi feito o cálculo utilizando a potência medida como uma variável conhecida e usando a equação 3.1 foi encontrado o valor da vazão mássica de refrigerante. Porém, é verdade que existem perdas dentro do próprio compressor e pode-se afirmar que a potência medida não será completamente utilizada na compressão do refrigerante. Com isso, uma segunda abordagem também foi feita, utilizando a capacidade de refrigeração ($\dot{Q}_e$), calculada pela equação 3.5. Com a equação 5.14, simplesmente a junção da equação 3.3 com a 3.5, foi possível calcular a vazão para essa segunda forma de abordagem.

$$\dot{Q}_{e,ar} = \dot{Q}_{e,ref}$$

$$\dot{m}_{ar}(h_5 - h_7) = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) \quad (5.14)$$

Com o uso do software EES, todos os parâmetros necessários para a aplicação do método foram calculados. Para a primeira abordagem, foi calculado os parâmetros tanto pelo lado ar quanto pelo lado refrigerante. A figura 5.12 mostra o memorial de cálculo utilizado e a tabela 5.6 mostram os resultados encontrados.

Figura 5.12 – Memorial de cálculo da primeira abordagem



The screenshot shows the EES Academic Professional software window. The title bar indicates the file path: C:\Users\sandra\Documents\Projeto de Grad... The menu bar includes File, Edit, Search, Options, Calculate, Tables, Plots, Windows, Help, and Examples. The toolbar contains various icons for file operations, calculations, and plotting. The main area is the 'Equations Window', which contains the following equations and their descriptions:

```

T_evap = T_4      "Temperatura de evaporação"
T_cond=T_sat(R22;P=P_3)  "Temperatura de condensação"

P_4 = P_sat(R22;T=T_evap)  "Pressão absoluta no ponto 4"

P_1a = P_1 + P_atm  "Pressão absoluta no ponto 1"
P_2a = P_2 + P_atm  "Pressão absoluta no ponto 2"
P_3a = P_3 + P_atm  "Pressão absoluta no ponto 3"

h_1 = Enthalpy(R22;T=T_1;P=P_1a)  "Entalpia no ponto 1"
h_2 = Enthalpy(R22;T=T_2;P=P_2a)  "Entalpia no ponto 2"
h_3 = Enthalpy(R22;T=T_3;P=P_3a)  "Entalpia no ponto 3"
h_4 = h_3  "Entalpia no ponto 4"
h_5 = enthalpy(AirH2O;T=T_5;P=P_atm;w=w_5)  "Entalpia no ponto 5"
h_7 = enthalpy(AirH2O;T=T_7;P=P_atm;w=w_7)  "Entalpia no ponto 7"
h_8 = enthalpy(Air;T=T_8)  "Entalpia no ponto 8"
h_9 = enthalpy(Air;T=T_9)  "Entalpia no ponto 9"

rho_5=Density(Air;T=T_5;P=P_atm)  "Densidade do ar no ponto 5"
m_dot_5=A5*V5*rho_5  "Vazão mássica no ponto 5"
w_5=humrat(AirH2O;T=T_5;P=P_atm;R=UR_5)  "Umidade absoluta no ponto 5"
w_7=humrat(AirH2O;T=T_7;P=P_atm;R=UR_7)  "Umidade absoluta no ponto 7"

m_dot_8=A8*V8*rho_8  "Vazão mássica no ponto 8"
rho_8=Density(Air;T=T_8;P=P_atm)  "Densidade do ar no ponto 8"

W_comp = m_dot_f*(h_2-h_1)  "Potência no compressor"

Q_cond_ar=m_dot_8*(h_9-h_8)  "Calor rejeitado no condensador"
Q_cond_ar=F_ar*(T_c-T_8)
Q_cond_ref=m_dot_f*(h_2-h_3)
Q_cond_ref=F_ref*(T_c-T_8)

Q_evap_ar=m_dot_5*(h_5-h_7)  "Capacidade de refrigeração"
Q_evap_ar=G_ar*(T_5-T_evap)
Q_evap_ref=m_dot_f*(h_1-h_4)
Q_evap_ref=G_ref*(T_5-T_evap)
  
```

Fonte: Elaborado pelo autor utilizando o EES.

Tabela 5.6 – Resultados da primeira abordagem

T_e	T_c	$\dot{Q}_{c,ar}$	$\dot{Q}_{c,ref}$	$\dot{Q}_{e,ar}$	$\dot{Q}_{e,ref}$	F_{ar}	F_{ref}	G_{ar}	G_{ref}	$\dot{m}_{ref}$
5,1	56,11	10,23	10,51	4,778	8,327	0,3396	0,349	0,2488	0,4337	0,04561
4,5	55,91	10,05	9,86	4,875	7,75	0,325	0,319	0,2526	0,4015	0,04241
5,8	60,23	10,46	12,56	5,24	10,32	0,3298	0,3959	0,2674	0,5265	0,05735
7,2	63,37	10,34	11,54	5,855	9,224	0,3146	0,3512	0,2649	0,4174	0,05171
7,7	64,09	10,64	10,66	5,965	8,315	0,3216	0,322	0,2749	0,3832	0,04755
6,6	60,79	11,15	9,2	5,151	6,98	0,3301	0,2723	0,2683	0,3636	0,04032
6,8	60,42	9,528	14,33	5,445	12,12	0,3082	0,4634	0,2288	0,5091	0,0666
6,3	61,17	9,899	12,85	5,849	10,64	0,3126	0,4059	0,2388	0,4345	0,05866
7,3	63,51	10,4	11,36	5,877	9,038	0,3159	0,3451	0,2669	0,4104	0,05084
7,2	63,37	10,34	11,54	5,855	9,224	0,3146	0,3512	0,2649	0,4174	0,05171

Fonte: Elaborado pelo autor.

Com os todos os dados em mãos, agora é possível formar equações suficientes para calcular as constantes da equação 5.1 e 5.2. Uma regressão linear foi realizada com o EES o resultado é mostrado na tabela 5.7.

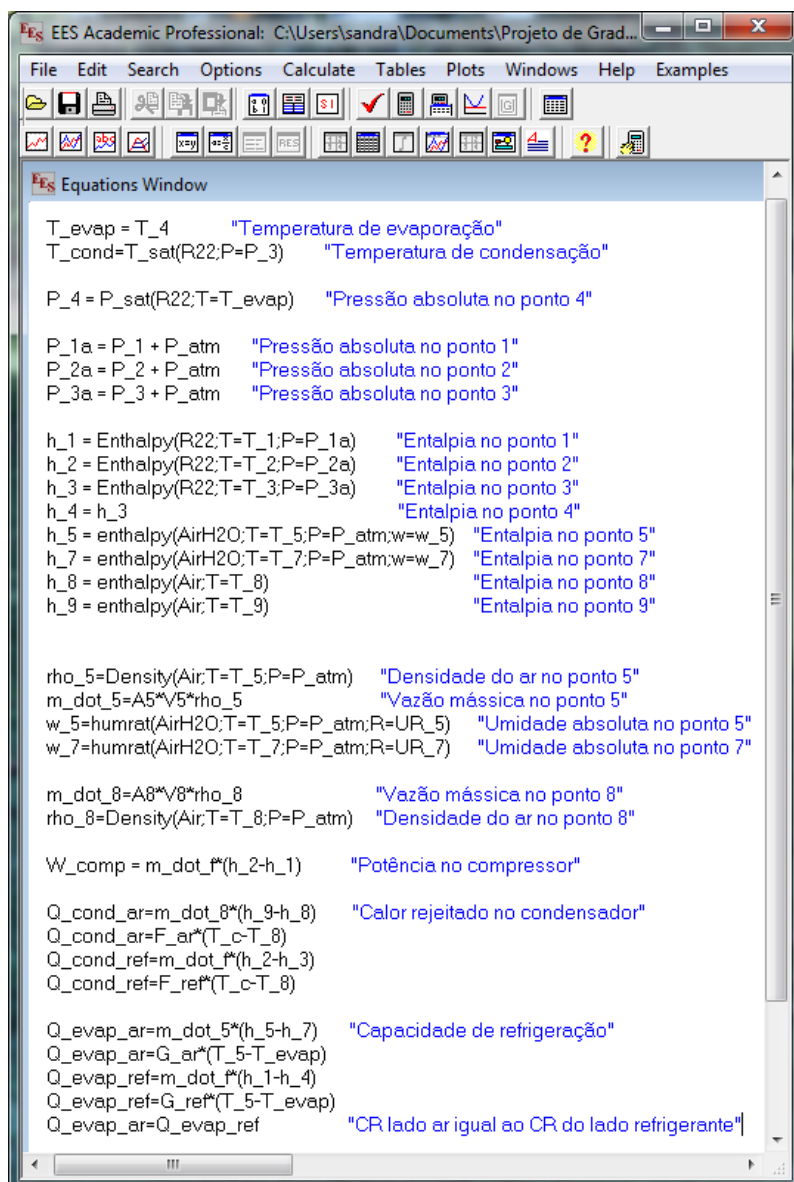
Tabela 5.7 – Constantes da primeira abordagem

$\dot{Q}_{e,ar}$	$\dot{Q}_{e,ref}$	$\dot{W}_{comp}$
c	c	d
1,19E+05	6,07E+05	-1,13E+04
7,22E+03	-3,64E+04	6,93E+02
-1,08E+03	-5,62E+03	1,05E+02
-3,32E+01	-1,76E+02	3,29E+00
-5,15E+03	-2,63E+04	4,91E+02
5,99E+01	3,03E+02	-5,71E+00
-7,86E-02	-3,51E-01	7,31E-03
4,73E+02	2,43E+03	-4,56E+01
-7,02E+00	-3,65E+01	6,80E-01
2,87E+01	1,50E+02	-2,81E+00

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para a segunda abordagem, na figura 5.13 é mostrado o memorial de cálculo e na tabela 5.8, os resultados obtidos.

Figura 5.13 – Memorial de cálculo da segunda abordagem



The screenshot shows the EES Academic Professional software interface. The title bar indicates the file path: C:\Users\sandra\Documents\Projeto de Grad... The menu bar includes File, Edit, Search, Options, Calculate, Tables, Plots, Windows, Help, and Examples. The toolbar contains various icons for file operations, calculations, and plotting. The main window is titled 'Equations Window' and contains a list of equations with descriptive comments in Portuguese.

```

T_evap = T_4      "Temperatura de evaporação"
T_cond=T_sat(R22;P=P_3)  "Temperatura de condensação"

P_4 = P_sat(R22;T=T_evap)  "Pressão absoluta no ponto 4"

P_1a = P_1 + P_atm  "Pressão absoluta no ponto 1"
P_2a = P_2 + P_atm  "Pressão absoluta no ponto 2"
P_3a = P_3 + P_atm  "Pressão absoluta no ponto 3"

h_1 = Enthalpy(R22;T=T_1;P=P_1a)  "Entalpia no ponto 1"
h_2 = Enthalpy(R22;T=T_2;P=P_2a)  "Entalpia no ponto 2"
h_3 = Enthalpy(R22;T=T_3;P=P_3a)  "Entalpia no ponto 3"
h_4 = h_3  "Entalpia no ponto 4"
h_5 = enthalpy(AirH2O;T=T_5;P=P_atm;w=w_5)  "Entalpia no ponto 5"
h_7 = enthalpy(AirH2O;T=T_7;P=P_atm;w=w_7)  "Entalpia no ponto 7"
h_8 = enthalpy(Air;T=T_8)  "Entalpia no ponto 8"
h_9 = enthalpy(Air;T=T_9)  "Entalpia no ponto 9"

rho_5=Density(Air;T=T_5;P=P_atm)  "Densidade do ar no ponto 5"
m_dot_5=A5*V5*rho_5  "Vazão mássica no ponto 5"
w_5=humrat(AirH2O;T=T_5;P=P_atm;R=UR_5)  "Umidade absoluta no ponto 5"
w_7=humrat(AirH2O;T=T_7;P=P_atm;R=UR_7)  "Umidade absoluta no ponto 7"

m_dot_8=A8*V8*rho_8  "Vazão mássica no ponto 8"
rho_8=Density(Air;T=T_8;P=P_atm)  "Densidade do ar no ponto 8"

W_comp = m_dot_8*(h_2-h_1)  "Potência no compressor"

Q_cond_ar=m_dot_8*(h_9-h_8)  "Calor rejeitado no condensador"
Q_cond_ar=F_ar*(T_c-T_8)
Q_cond_ref=m_dot_8*(h_2-h_3)
Q_cond_ref=F_ref*(T_c-T_8)

Q_evap_ar=m_dot_5*(h_5-h_7)  "Capacidade de refrigeração"
Q_evap_ar=G_ar*(T_5-T_evap)
Q_evap_ref=m_dot_8*(h_1-h_4)
Q_evap_ref=G_ref*(T_5-T_evap)
Q_evap_ar=Q_evap_ref  "CR lado ar igual ao CR do lado refrigerante"
  
```

Fonte: Elaborado pelo autor utilizando o EES.

Tabela 5.8 – Resultados da segunda abordagem

T_e	T_c	$\dot{Q}_{c,ar}$	$\dot{Q}_{c,ref}$	$\dot{W}_c$	$\dot{Q}_{e,ar} = \dot{Q}_{e,ref}$	$\dot{m}_{ref}$	F_{ar}	F_{ref}	$G_{ar} = G_{ref}$
5,1	56,11	10,23	6,028	1,251	4,778	0,02617	0,3396	0,2002	0,2488
4,5	55,91	10,05	6,202	1,327	4,875	0,02668	0,325	0,2007	0,2526
5,8	60,23	10,46	6,378	1,138	5,24	0,02912	0,3298	0,201	0,2674
7,2	63,37	10,34	7,328	1,473	5,855	0,03283	0,3146	0,2229	0,2649
7,7	64,09	10,64	7,644	1,679	5,965	0,03411	0,3216	0,231	0,2749
6,6	60,79	11,15	6,789	1,638	5,151	0,02976	0,3301	0,2009	0,2683
6,8	60,42	9,528	6,438	0,9932	5,445	0,02993	0,3082	0,2083	0,2288
6,3	61,17	9,899	7,064	1,215	5,849	0,03224	0,3126	0,2231	0,2388
7,3	63,51	10,4	7,386	1,509	5,877	0,03306	0,3159	0,2244	0,2669
7,2	63,37	10,34	7,328	1,473	5,855	0,03283	0,3146	0,2229	0,2649

Fonte: Elaborado pelo autor.

Na tabela 5.9, os resultados da regressão linear para a segunda abordagem.

Tabela 5.9 – Constantes da segunda abordagem

$\dot{Q}_{e,ar}$	$\dot{W}_c$
c	d
1,19E+05	-7,00E+04
7,22E+03	4,19E+03
-1,08E+03	6,54E+02
-3,32E+01	2,07E+01
-5,15E+03	3,03E+03
5,99E+01	-3,48E+01
-7,86E-02	3,83E-02
4,73E+02	-2,81E+02
-7,02E+00	4,24E+00
2,87E+01	-1,76E+01

Fonte: Elaborado pelo autor.

No capítulo 6, serão mostrados os resultados finais e também a discussão acerca dos resultados fora do esperado.

5.3 APLICAÇÃO DO MÉTODO COM DADOS DO FABRICANTE DO COMPRESSOR

A norma 540-91 do Instituto de Refrigeração e Ar Condicionado (ARI) fornece uma expressão polinomial de 10 coeficientes que são utilizados para descrever o desempenho do compressor. De acordo com os coeficientes utilizados, essa expressão pode fornecer a vazão mássica do refrigerante, a potência consumida, capacidade de refrigeração e corrente.

Na página da internet do fabricante do compressor utilizado, Bristol Compressors, são disponibilizadas fórmulas, de acordo com a norma ARI-540, para o cálculo de parâmetros como potência (equação 5.16) e capacidade de refrigeração (equação 5.15) e suas respectivas constantes, como mostra a figura 5.14. Essas fórmulas seguem o padrão ARI 540-91.

$$\dot{Q}_e = 0,29283333(c_1 + c_2(t_e \cdot 1,8 + 32) + c_3(t_e \cdot 1,8 + 32)^2 + c_4(t_c \cdot 1,8 + 32) + c_5(t_c \cdot 1,8 + 32)^2 + c_6(t_e \cdot 1,8 + 32) \cdot (t_c \cdot 1,8 + 32) + c_7(t_c \cdot 1,8 + 32)(t_e \cdot 1,8 + 32)^2 + c_8(t_e \cdot 1,8 + 32)(t_c \cdot 1,8 + 32)^2 + c_9(t_c \cdot 1,8 + 32)^3 + c_{10}(t_e \cdot 1,8 + 32)^3) \quad (5.15)$$

$$\dot{W}_c = c_1 + c_2(t_e \cdot 1,8 + 32) + c_3(t_e \cdot 1,8 + 32)^2 + c_4(t_c \cdot 1,8 + 32) + c_5(t_c \cdot 1,8 + 32)^2 + c_6(t_e \cdot 1,8 + 32) \cdot (t_c \cdot 1,8 + 32) + c_7(t_c \cdot 1,8 + 32)(t_e \cdot 1,8 + 32)^2 + c_8(t_e \cdot 1,8 + 32)(t_c \cdot 1,8 + 32)^2 + c_9(t_c \cdot 1,8 + 32)^3 + c_{10}(t_e \cdot 1,8 + 32)^3 \quad (5.16)$$

Figura 5.14 – Coeficientes para o uso das equações 5.15 e 5.16

Coeficientes	Capacidade	Potência
C1	41 046.830000000	335.741000000
C2	590.247200000	- 15.321850000
C3	- 828.043500000	21.143980000
C4	4.676203000	- 0.378367700
C5	- 4.242482000	0.411261700
C6	6.945750000	- 0.147889600
C7	0.002190254	- 0.000091270
C8	- 0.015588190	0.002368880
C9	0.010371100	- 0.000825418
C10	- 0.021429100	0.000299061

Fonte: Página da Bristol Compressors (2013), adaptado.

A intenção é gerar pontos para a aplicação do método proposto. Com isso, foram feitas as formulações necessárias para alcançar esse objetivo, utilizando o EES. O memorial de cálculo é mostrado na figura 5.15

Figura 5.15 – Memorial de cálculo para geração de pontos

The figure displays two screenshots of the EES (Engineering Equation Solver) Equations Window, showing the calculation code for a refrigeration cycle. The left window shows the definition of coefficients and temperatures, while the right window shows the calculation of thermodynamic properties and cycle performance metrics.

Left Window (Coefficients and Temperatures):

```

"Coeficientes das equações 5.1 e 5.2"
c1 = 41046,83
c2 = 590,2472
c3 = -828,0435
c4 = 4,676203
c5 = -4,242482
c6 = 6,94575
c7 = 0,02190254
c8 = -0,015588190
c9 = 0,0103711
c10 = -0,0214291

d1 = 335,741
d2 = -15,32185
d3 = 21,14398
d4 = -0,37836677
d5 = 0,4112617
d6 = -0,1478896
d7 = -0,00009127
d8 = 0,002366888
d9 = -0,000825418
d10 = 0,000299061

T5 = 24      "Temperatura em 5"
T8 = 35      "Temperatura em 8"
G = 0,20     "Constante da equação 5.5"
F = 0,445    "Constante da equação 5.4"
dTsub = 8    "Sub-resfriamento no condensador"
dTsuper = 11 "Superaquecimento no evaporador"

Pc = P_sat(R22;T=Tc) "Pressão de condensação"
Pe = P_sat(R22;T=Te) "Pressão de evaporação"
  
```

Right Window (Thermodynamic Properties and Cycle Performance):

```

T_1 = Te + dTsuper      "Temperatura em 1"
T_2 = Temperature(R22;P=Pc;h=h_2) "Temperatura em 2"
T_3 = Tc - dTsub        "Temperatura em 3"

h_1 = Enthalpy(R22;T=T_1;P=Pe) "Entalpia em 1"
hs_2 = Enthalpy(R22;P=Pc;s=ss_2) "Entalpia em 2 - Isoentrópico"
h_3 = Enthalpy(R22;T=T_3;P=Pc) "Entalpia em 3"
h_4 = h_3               "Entalpia em 4"

s_1 = Entropy(R22;T=T_1;P=Pe) "Entropia em 1"
ss_2 = s_1               "Entropia em 2 - Processo Isoentrópico"

Qe = m*(h_1 - h_4)      "Capacidade de refrigeração"
Qe = G*(T5 - Te)
Qe = (0,2928333*(c1 + c2*(Te*1,8+32) + c3*(Tc*1,8+32) + c4*(Te*1,8+32) +
c5*(Te*1,8+32)*(Tc*1,8+32) + c6*((Tc*1,8+32)^2) + c7*((Te*1,8+32)^3) +
c8*((Te*1,8+32)^2)*(Tc*1,8+32) + c9*(Te*1,8+32)*((Tc*1,8+32)^2) + c10*((
Tc*1,8+32)^3)))/1000

Wc = (d1 + d2*(Te*1,8+32) + d3*(Tc*1,8+32) + d4*((Te*1,8+32)^2) + d5*(
Te*1,8+32)*(Tc*1,8+32) + d6*((Tc*1,8+32)^2) + d7*((Te*1,8+32)^3) + d8*((
Te*1,8+32)^2)*(Tc*1,8+32) + d9*(Te*1,8+32)*((Tc*1,8+32)^2) + d10*((Tc*
1,8+32)^3))/1000      "Potência"

Qc = m*(h_2 - h_3)      "Taxa de rejeição de calor"
Qc = F*(Tc - T8)
Qc = Qe + Wc

mh = m*3600            "Vazão mássica em kg/h"
n = (hs_2 - h_1)/(h_2 - h_1) "rendimento isoentrópico do compressor"
COP = Qe/Wc            "Coeficiente de desempenho"
  
```

Fonte: Elaborado pelo autor utilizando o EES.

Na figura 5.15,

$n = \eta$ = rendimento isoentrópico

$m = \dot{m}_{ref}$ = vazão mássica de refrigerante em kg/s

$mh = \dot{m}_{ref,h}$ = vazão mássica de refrigerante em kg/h

Para atribuir valores para as constantes G e F, foram usados valores típicos de algumas variáveis. A temperatura interna do ambiente, t_5 , foi colocada como 24°C. A temperatura ambiente externa, t_8 , igual a 35°C. O superaquecimento e sub-resfriamento iguais a 11°C e 8°C, respectivamente. Os valores de t_e e t_c , que são variáveis desconhecidas, foram calculados através do método de tentativa e erro, variando G e F de modo que t_e ficasse no valor de 5°C e t_c no valor de 48°C. Com todas essas variáveis definidas, G atingiu o valor de 0,20 e F o valor de 0,445.

Com todas as variáveis necessárias definidas, foram gerados os pontos variando t_5 e t_8 . Variamos t_5 de 18 a 28°, aumentando de 2 em 2°C. Na temperatura em 8, variamos de 25 a 45°C, também aumentando de 2 em 2°C. Com isso, foram gerados 66 pontos a serem usados na aplicação do método. Os pontos gerados estão disponíveis no Apêndice A.

O próximo passo é definir as constantes das equações 5.1 e 5.2. Para isso, foi utilizado o EES e feita uma regressão linear com os 66 pontos. As constantes obtidas são mostradas na tabela 5.10

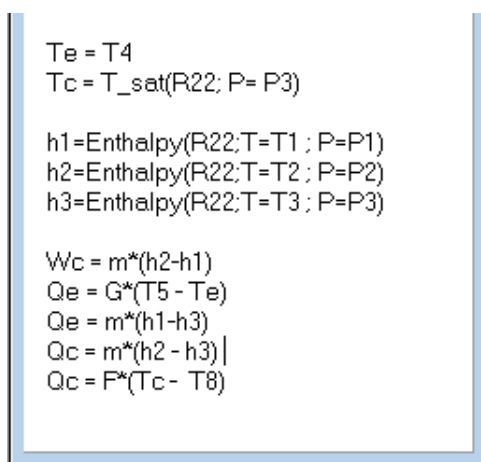
Tabela 5.10 – Constantes para aplicação do método com os dados do fabricante

$\dot{Q}_e$	$\dot{W}_c$
c	d
1,075870E+01	4,082174E-01
3,137723E-01	5,056424E-02
5,068946E-03	-5,179876E-04
-3,688429E-05	1,937322E-06
2,364804E-01	-3,333753E-02
-9,287241E-04	-4,255192E-04
-3,781306E-05	1,594744E-05
-2,678257E-03	1,240202E-03
4,402587E-05	-2,512348E-06
-5,333251E-06	7,940797E-07

Fonte: Elaborado pelo autor.

Com os dados obtidos dos 66 pontos, foi utilizada a modelagem da figura 5.16 para definir a constante F da equação 5.4 e G da equação 5.5. Como G é uma variável que varia muito pouco ao longo de uma faixa pequena de operação, a mesma foi tomada como constante para a modelagem do equipamento. Para F, foi encontrado o valor de 0,478. Para G, foi encontrado o valor de 0,201.

Figura 5.16 – Modelagem para encontrar F e G



```

Te = T4
Tc = T_sat(R22; P= P3)

h1=Enthalpy(R22;T=T1 ; P=P1)
h2=Enthalpy(R22;T=T2 ; P=P2)
h3=Enthalpy(R22;T=T3 ; P=P3)

Wc = m*(h2-h1)
Qe = G*(T5 - Te)
Qe = m*(h1-h3)
Qc = m*(h2 - h3) |
Qc = F*(Tc - T8)
  
```

Fonte: Elaborado pelo autor utilizando o EES.

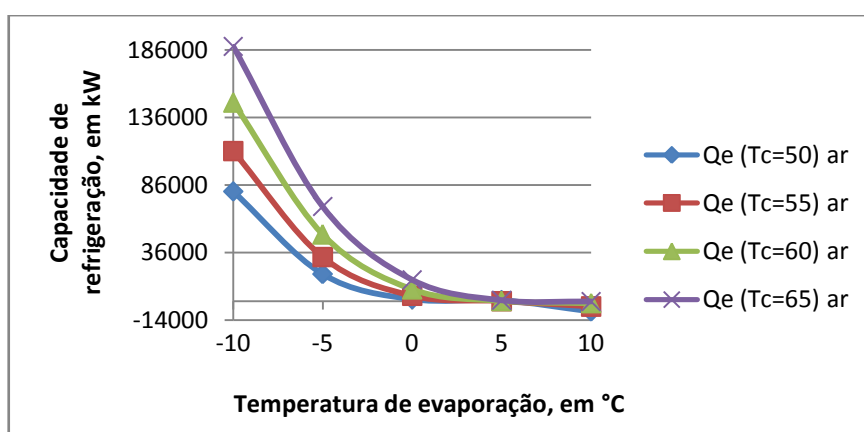
Os resultados obtidos e posteriores discussão dos mesmos estão no capítulo 6.

CAPÍTULO 6 - ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES

6.1 RESULTADOS DO MÉTODO APLICADO NO EQUIPAMENTO E DISCUSSÕES

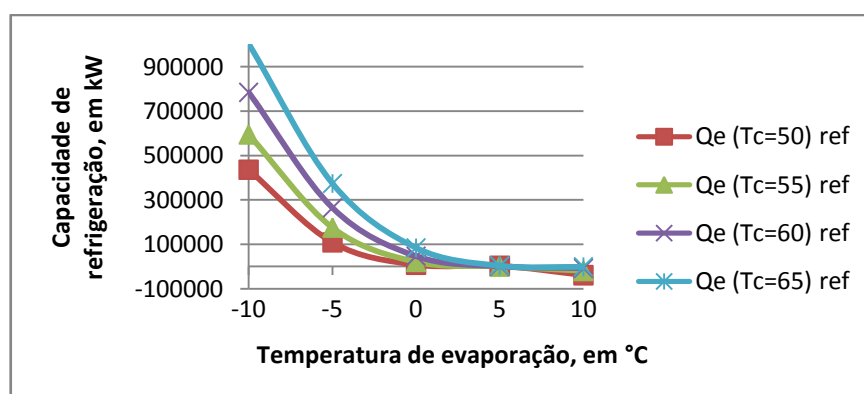
Para a primeira abordagem, os comportamentos da capacidade de refrigeração e do trabalho líquido são mostrados nas figuras 6.1 a 6.3 em função da temperatura de evaporação. Na figura 6.1, é mostrado o comportamento da capacidade de refrigeração (Q_e), calculado pelo lado ar. Na figura 6.2, Q_e calculado pelo lado do refrigerante, e na figura 6.3, o trabalho líquido.

Figura 6.1 – Capacidade de refrigeração, lado ar, em função da temperatura de evaporação



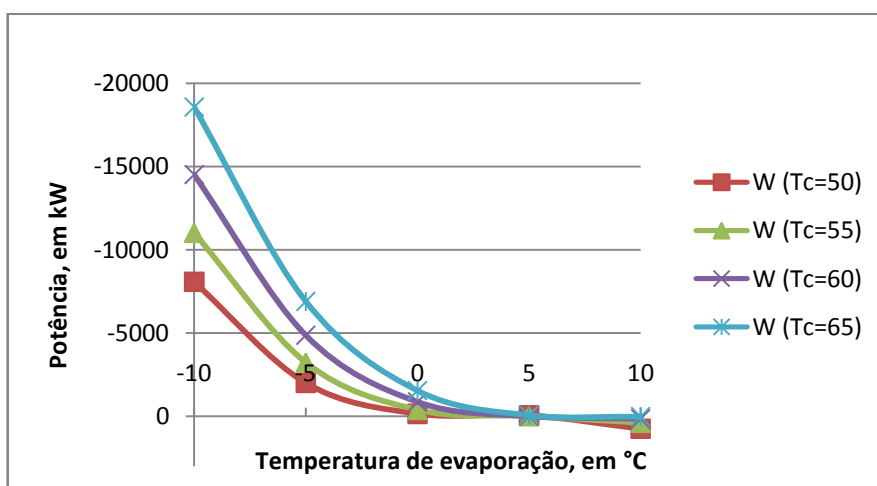
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 6.2 – Capacidade de refrigeração, lado refrigerante, em função da temperatura de evaporação.



Fonte: Elaborado pelo autor.

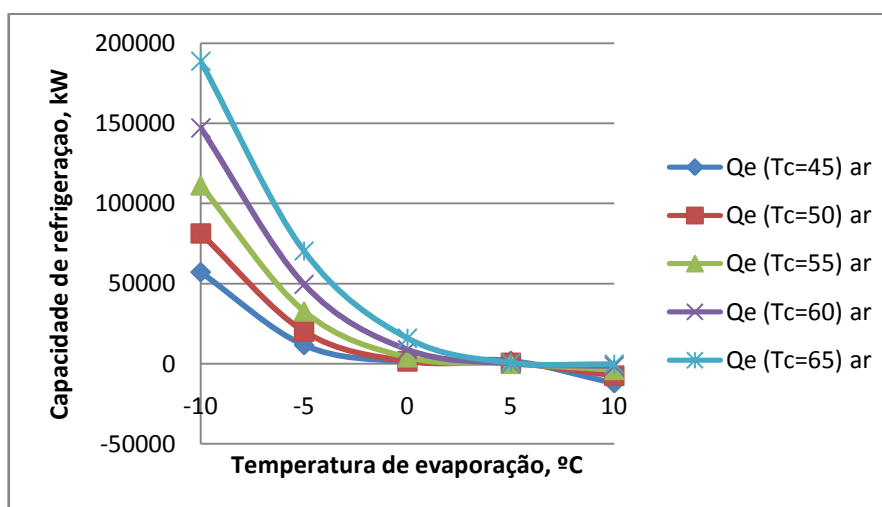
Figura 6.3 – Trabalho líquido do compressor em função da temperatura de evaporação.



Fonte: Elaborado pelo autor.

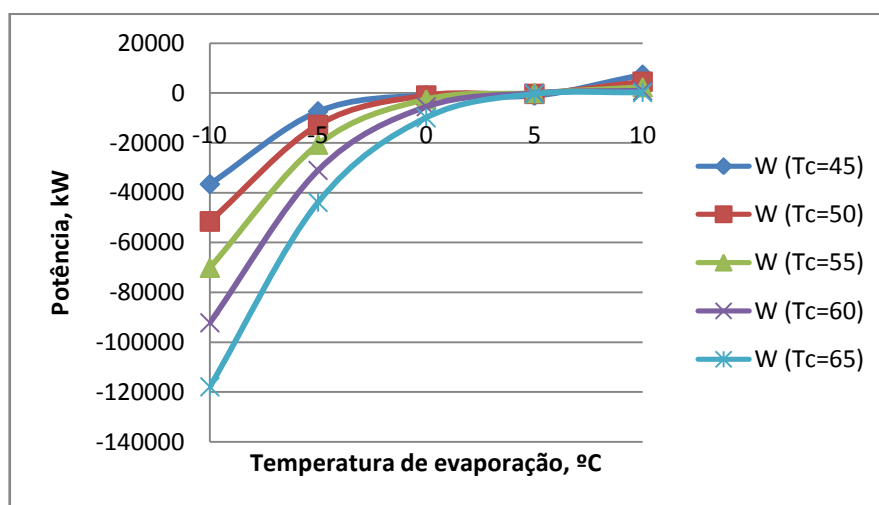
Para a segunda abordagem, os comportamentos da capacidade de refrigeração e potência necessária ao compressor são mostrados nas figuras 6.4 e 6.5, respectivamente, em função da temperatura de evaporação.

Figura 6.4 – Capacidade de refrigeração em função da temperatura de evaporação.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 6.5 – Trabalho líquido do compressor em função da temperatura de evaporação.



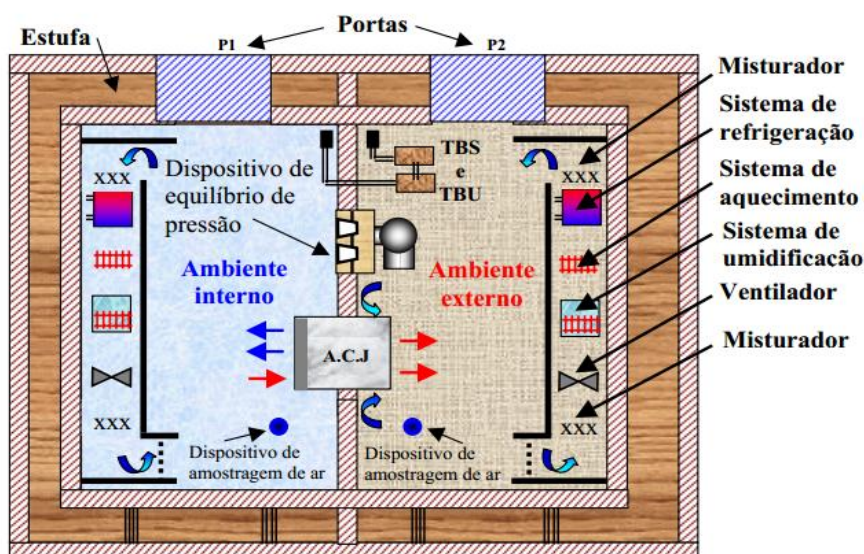
Fonte: Elaborado pelo autor.

Como é possível observar, os resultados ficaram completamente fora da realidade, não podendo ser usado como referência. Essa discrepância nos resultados ocorre devido a vários motivos, dentre eles, podemos citar:

✓ Todos os componentes do ACJ da bancada, utilizados para o ensaio, se encontravam no mesmo ambiente. Uma das formas mais adequadas para esse tipo de ensaio é a utilização de câmaras calorimétricas (Figura 6.1), que de acordo com Rezende et al (2013), possuem ambientes distintos, interno para o evaporador e externo para o condensador, onde as condições termodinâmicas do ar são simuladas através de equipamentos e instrumentos.

✓ Outro problema causado pela não utilização da câmara calorimétrica, foi a impossibilidade de fixar um dos parâmetros como, por exemplo, a temperatura interna do ambiente. Em decorrência disso, a aquisição de dados foi prejudicada.

Figura 6.6 – Câmara calorimétrica



Fonte: Rezende et al (2013)

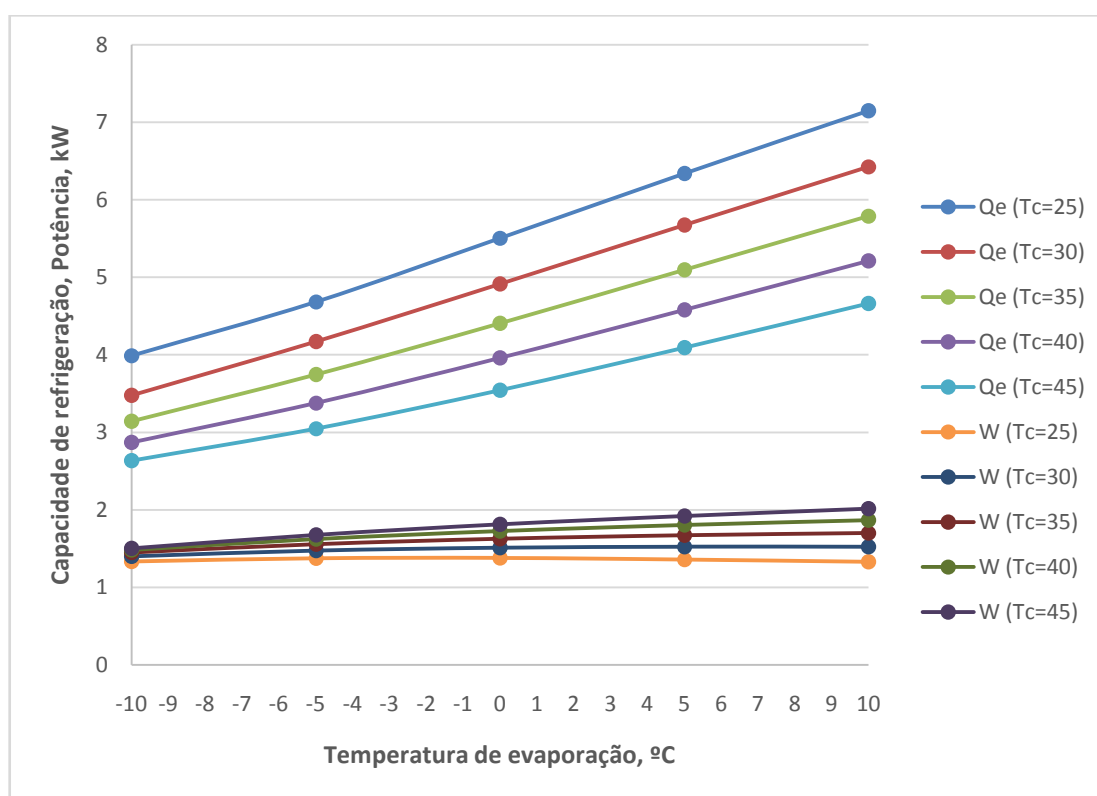
√ No compressor, a potência medida pelo wattímetro não corresponde à potência realmente utilizada para fazer a compressão do fluido refrigerante. Existem ineficiências do motor elétrico e ineficiências que ocorrem no interior do compressor, como atritos e a transferência de calor que ocorre à medida que o fluido refrigerante escoar pelo sistema de sucção e entra na câmara de compressão. De acordo com Sanvezzo (2012), o principal efeito dessa transferência de calor, usualmente denominada superaquecimento, é a diminuição da eficiência volumétrica, devido à redução da densidade do gás, e da eficiência isentrópica, uma vez que o trabalho específico de compressão aumenta com a temperatura inicial de compressão.

√ Entrada de ar externo na saída do evaporador, que é misturado com o ar de saída do evaporador, resultando em um aumento da temperatura de saída medida no ponto 7. Com isso, o valor da entalpia no ponto 7 sofre um aumento, diminuindo a diferença ($h_5 - h_7$) da equação 5.14 e, como consequência, a vazão mássica calculada pela segunda abordagem tem uma redução considerável, levando a sucessivos erros na modelagem e comprometendo a confiabilidade da mesma.

6.2 RESULTADOS DO MÉTODO APLICADO COM OS DADOS DO FABRICANTE DO COMPRESSOR, COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES.

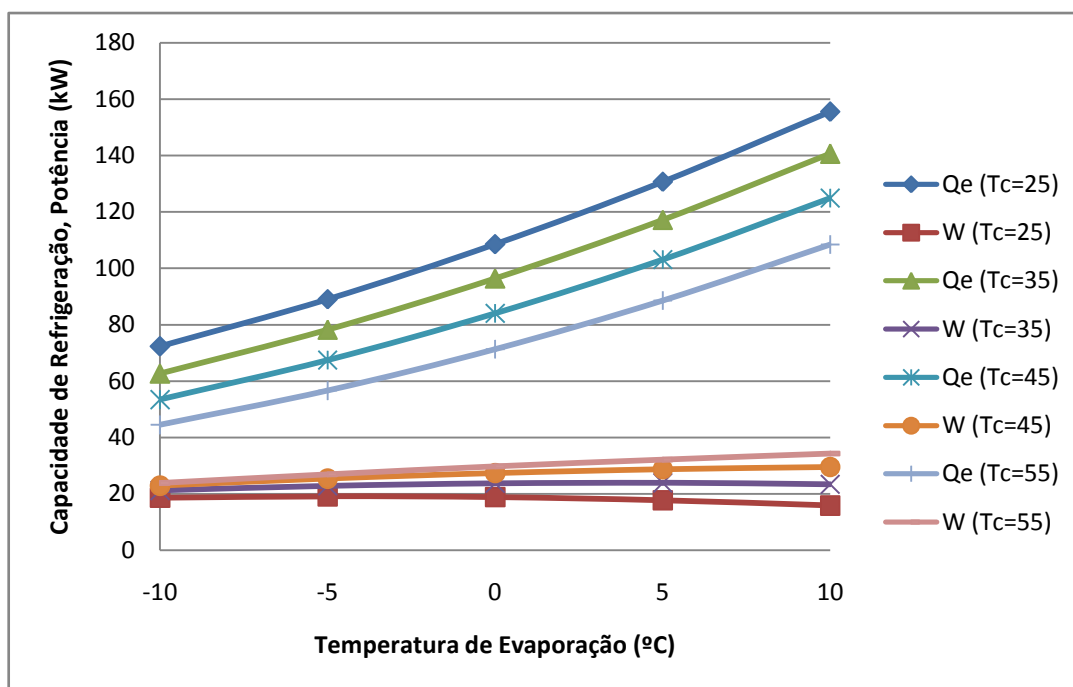
Utilizando a equação 5.1 e 5.2, com as constantes obtidas da tabela 5.10, tem-se então a capacidade de refrigeração e a potência necessária ao compressor em função da temperatura de evaporação e condensação. a temperatura de condensação foi fixada em 25°C e variou-se a temperatura de evaporação de -10 a 10°C. O mesmo foi feito para temperaturas de condensação em 30, 35, 40 e 45°C. A figura 6.7a mostram os resultados. Na figura 6.7b, são mostrados os resultados obtidos por Stoecker e Jones (1985), já apresentados na seção 5.1, para efeitos de comparação.

Figura 6.7a – Capacidade de refrigeração e potência em função das temperaturas de evaporação e condensação, usando nossos valores.



Fonte: Elaborado pelo autor.

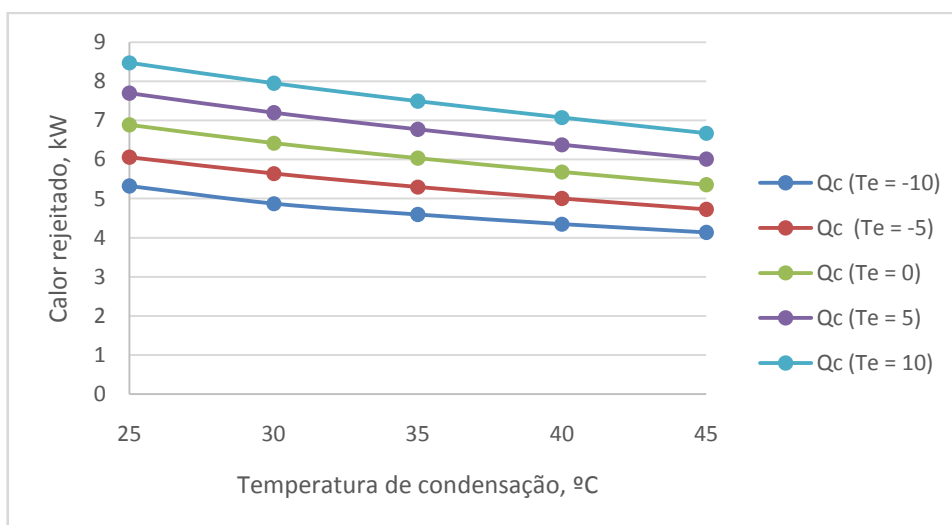
Figura 6.7b – Capacidade de refrigeração e potência em função das temperaturas de evaporação e condensação, usando valores de Stoecker e Jones.



Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado no Excel.

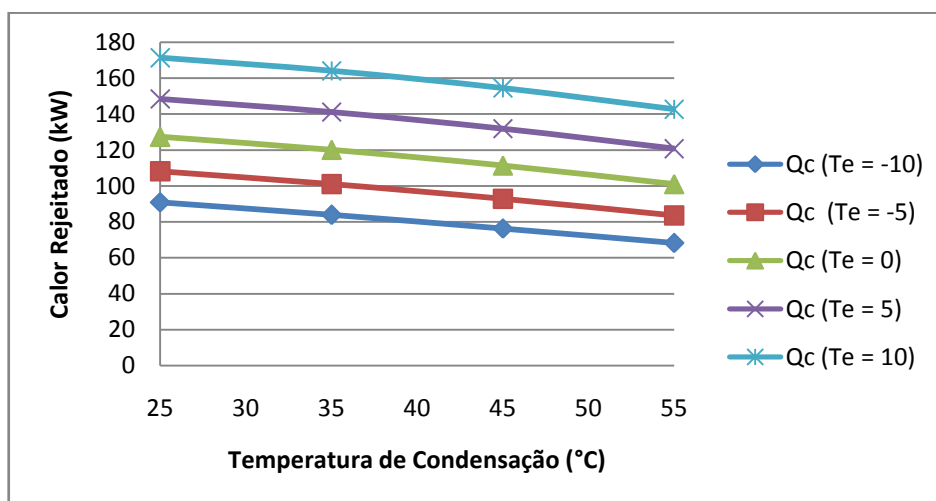
Utilizando a equação 5.3, a taxa de rejeição de calor é colocada no gráfico em função da temperatura de evaporação, variando de -10 a 10 $^{\circ}\text{C}$, e a temperatura de condensação, variando de 25 a 45 $^{\circ}\text{C}$. A figura 6.8a mostram os resultados. Na figura 6.8b, são mostrados os resultados obtidos por Stoecker e Jones (1985), já apresentados na seção 5.1, para efeitos de comparação.

Figura 6.8a – Calor rejeitado em função de t_e e t_c usando nossos valores.



Fonte: Elaborado pelo autor.

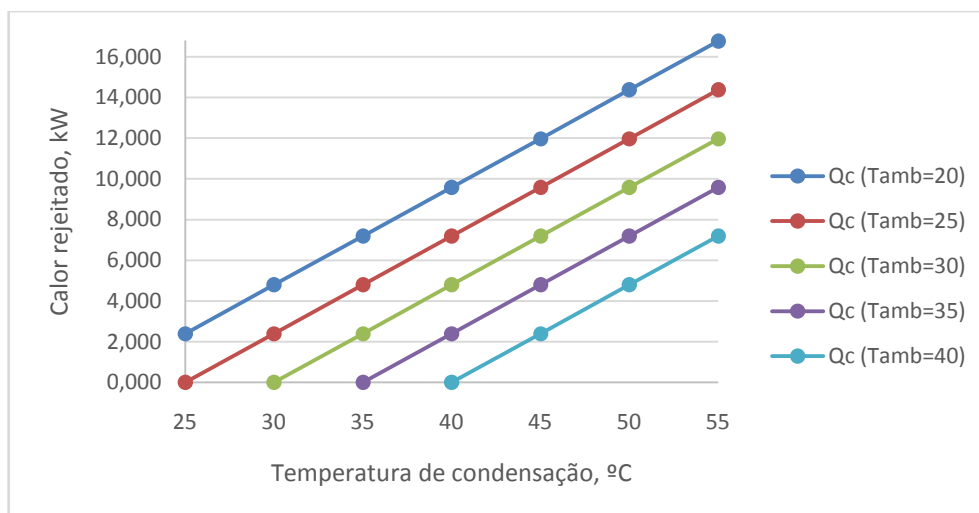
Figura 6.8b - Calor rejeitado em função de t_e e t_c usando os valores de Stoecker e Jones.



Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado no Excel.

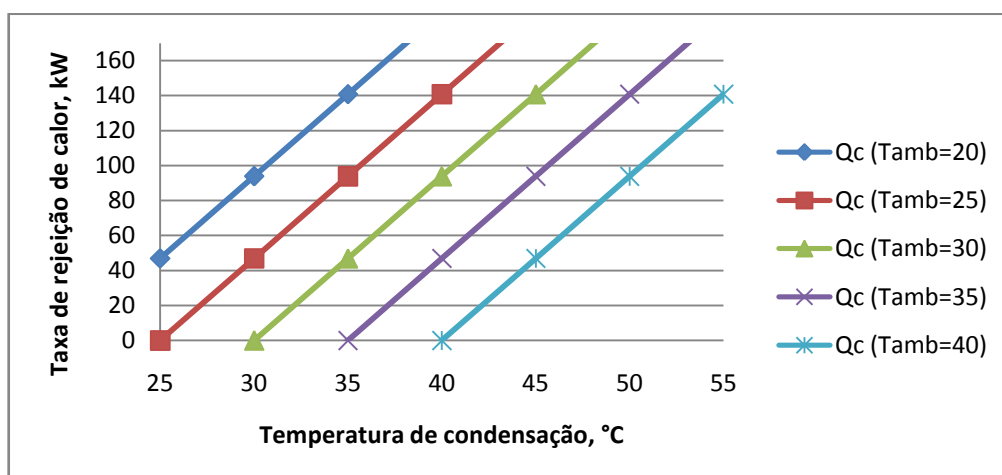
Já na equação 5.4, utilizamos o valor de $F = 0,478$, encontrado na seção 5.3, para gerar o gráfico da taxa de rejeição de calor em função das temperaturas ambiente e de condensação. A figura 6.9a mostram os resultados. Na figura 6.9b, são mostrados os resultados obtidos por Stoecker e Jones (1985), já apresentados na seção 5.1, para efeitos de comparação.

Figura 6.9a – Comportamento do condensador, usando nossos valores.



Fonte: Elaborado pelo autor.

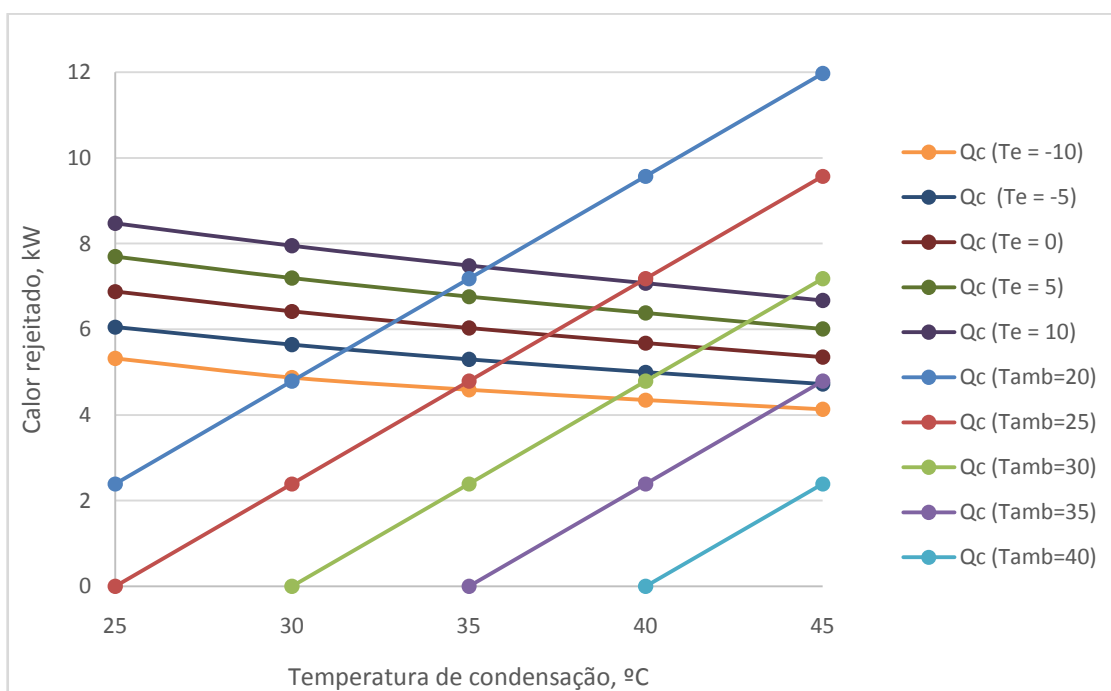
Figura 6.9b – Comportamento do condensador, usando os valores de Stoecker e Jones.



Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado no Excel.

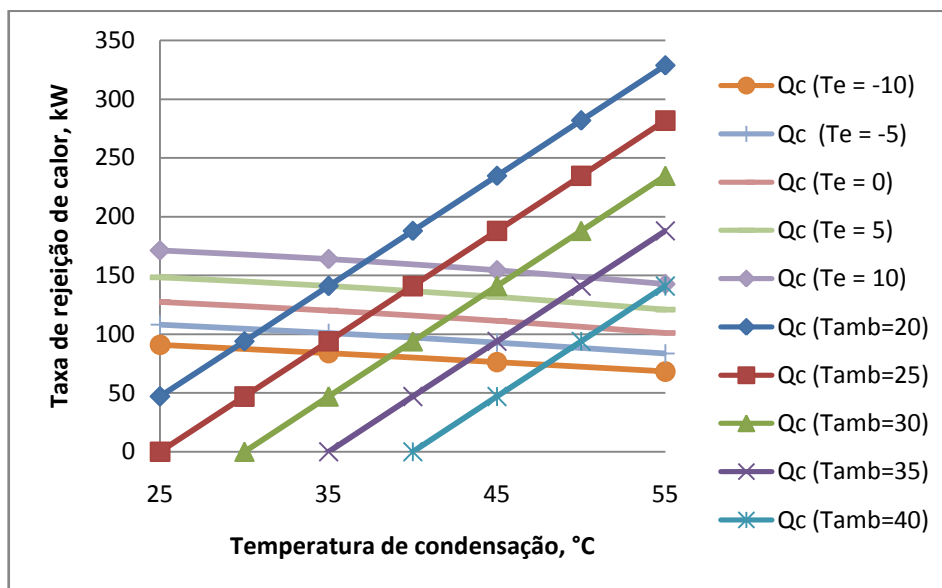
Pode-se, então, simular a unidade de condensação como um todo, sobrepondo as figuras 6.8a, 6.8b nas figuras 6.9a, 6.9b, respectivamente. O resultado é mostrado nas figuras 6.10a e 6.10b

Figura 6.10a – Pontos de equilíbrio do compressor e condensador, usando nossos valores.



Fonte: Elaborado pelo autor.

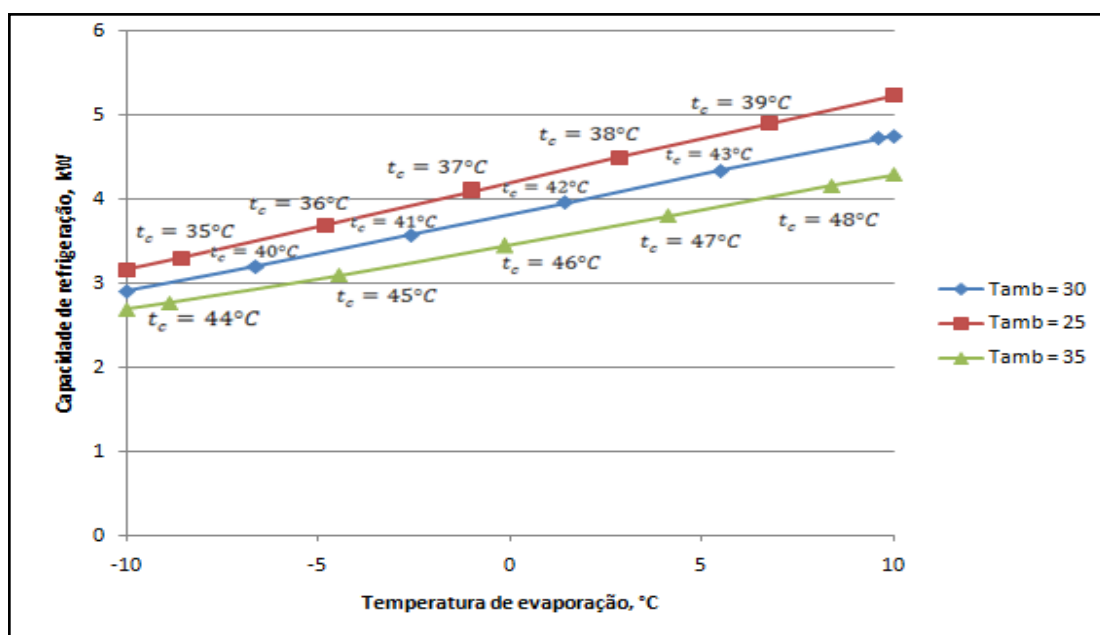
Figura 6.10b – Pontos de equilíbrio do compressor e condensador, usando valores de Stoecker e Jones.



Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado no Excel.

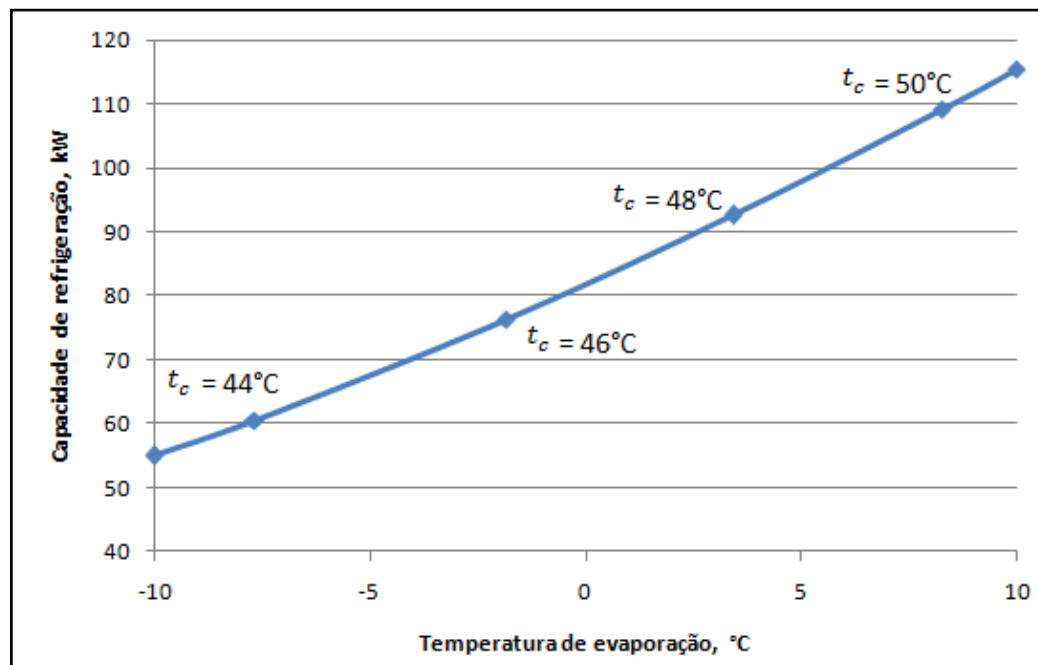
Utilizando os dados gerados na seção 5.3 e usando o mesmo procedimento adotado por Stoecker e Jones (1985) na seção 5.1, são mostrados, na figura 6.11a, os pontos de equilíbrio entre capacidade de refrigeração e temperaturas de evaporação, condensação e ambiente. A figura 6.11b mostra o mesmo gráfico, porém com os valores calculados por Stoecker e Jones (1985) na seção 5.1. O mesmo procedimento foi adotado para temperaturas ambientes de 25, 30 e 35°C.

Figura 6.11a – Comportamento de uma unidade de condensação, usando nossos valores.



Fonte: Elaborado pelo autor.

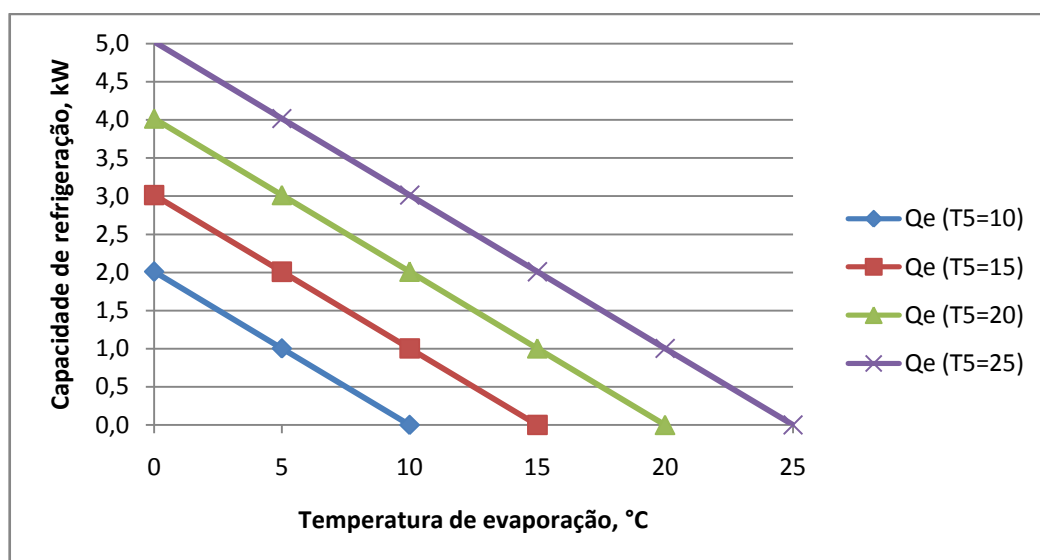
Figura 6.11b - Comportamento de uma unidade de condensação, usando os valores de Stoecker e Jones (1985)



Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado no Excel.

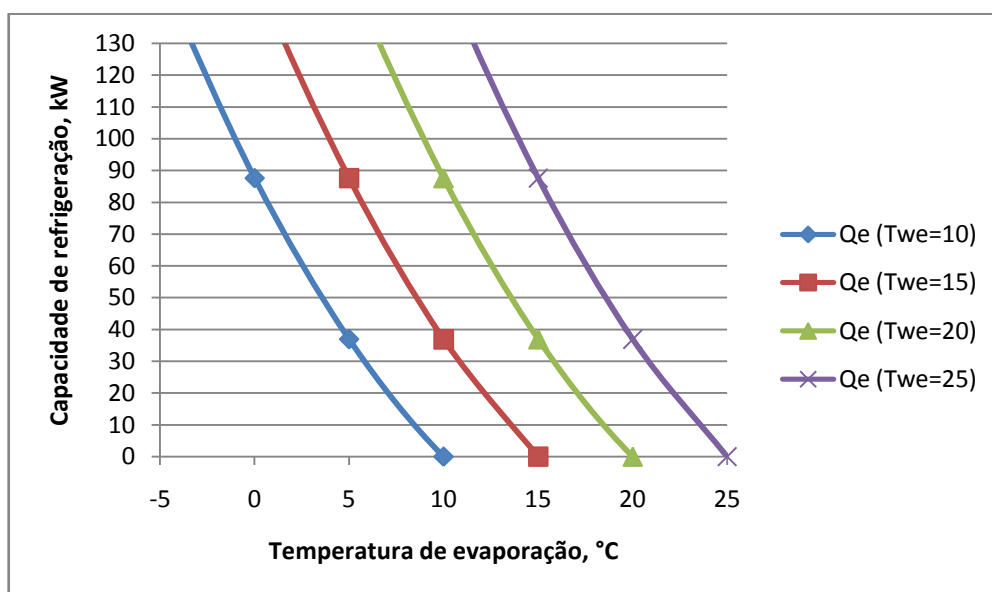
Utilizando a equação 5.5 com $G = 0,201$, encontrado na seção 5.3, a figura 6.12a mostra a capacidade de refrigeração em função das temperaturas de evaporação, variando de 0 a 25°C, e do ar interno, variando de 10 a 25°C.

Figura 6.12a – Comportamento do evaporador, usando nossos valores.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 6.12b – Comportamento do evaporador, com valores usados por Stoecker e Jones (1985).

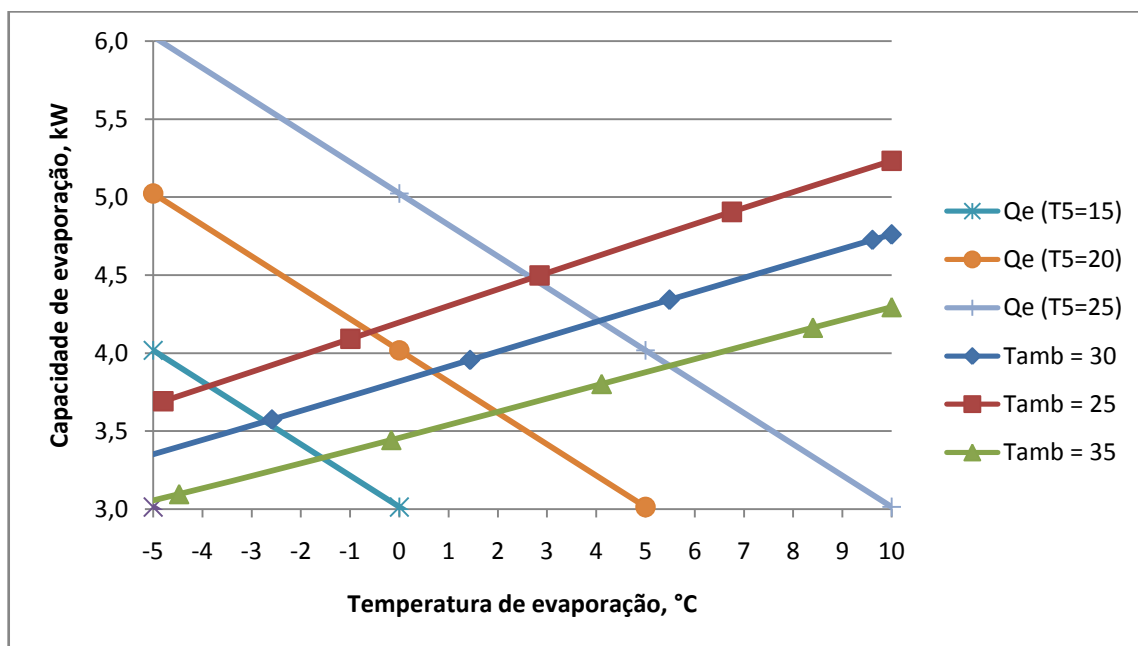


Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado no Excel.

6.2.1 Simulação gráfica do sistema completo

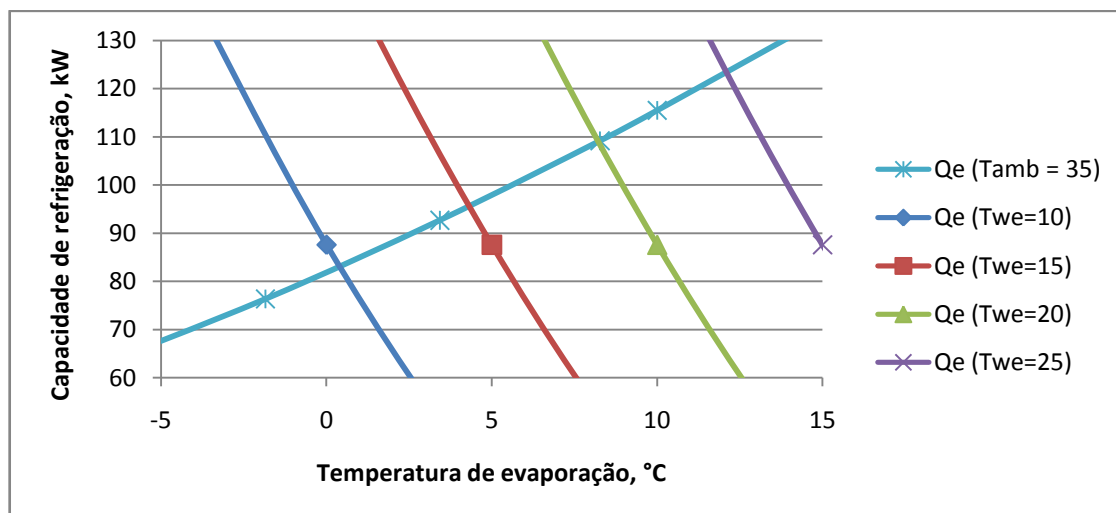
A simulação gráfica do comportamento do sistema completo, pode ser obtida pela sobreposição das figuras 6.11a, 6.11b com as figuras 6.12a, 6.12b, respectivamente. As figuras 6.13a e 6.13b mostram os resultados.

Figura 6.13a – Comportamento do sistema completo, usando nossos valores.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 6.13b – Comportamento do sistema completo, usando os valores de Stoecker e Jones (1985).

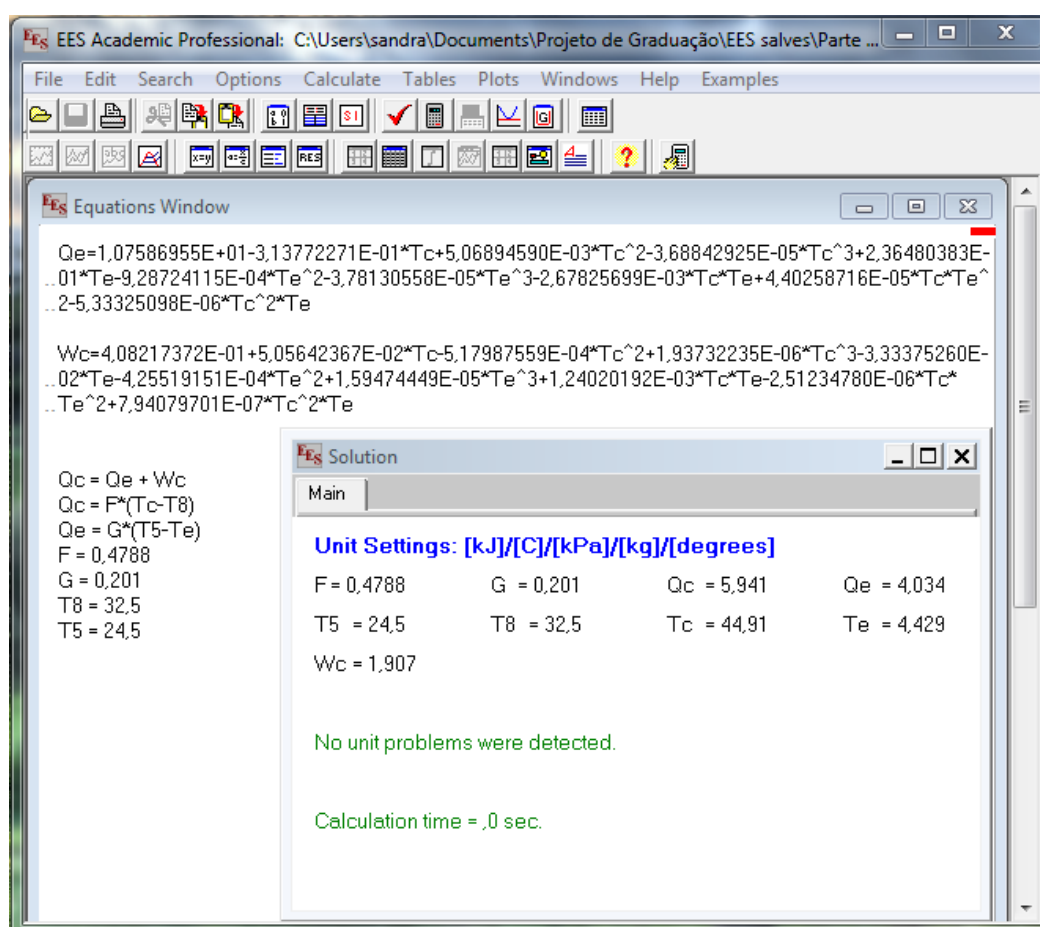


Fonte: Stoecker e Jones (1985), adaptado no Excel.

6.2.2 Simulação matemática do sistema completo

Para a simulação matemática do sistema completo, foram utilizadas as equações 5.1 a 5.5 com $F = 0,478$ e $G = 0,201$, conforme calculado na seção 5.3. Para comparar os resultados com a simulação gráfica, foram escolhidos $t_5 = 24,5^\circ\text{C}$ e $t_8 = 32,5^\circ\text{C}$. Usando a figura 6.13a, foi encontrada uma temperatura de evaporação (t_e) de aproximadamente $4,5^\circ\text{C}$ e uma capacidade de refrigeração (Q_e) de aproximadamente 4 kW. Utilizando os valores de t_e e Q_e na figura 6.7a, foi encontrada uma potência por volta de 1,9 kW e temperatura de condensação por volta de 45°C . Utilizando o software EES, foi possível usar a simulação matemática proposta, que é mostrado na figura 6.14, para comparar os resultados com os resultados da simulação gráfica. Estes resultados também estão mostrados na figura 6.14.

Figura 6.14 – Simulação matemática do sistema completo.



Fonte: Elaborado pelos autores.

Utilizando os gráficos mostrados por Stoecker e Jones (1985), foi possível verificar o comportamento da capacidade de refrigeração e da potência, alterando parâmetros como temperaturas de evaporação, condensação, ambiente e de ar interno. Esse comportamento é mostrado na tabela 6.1.

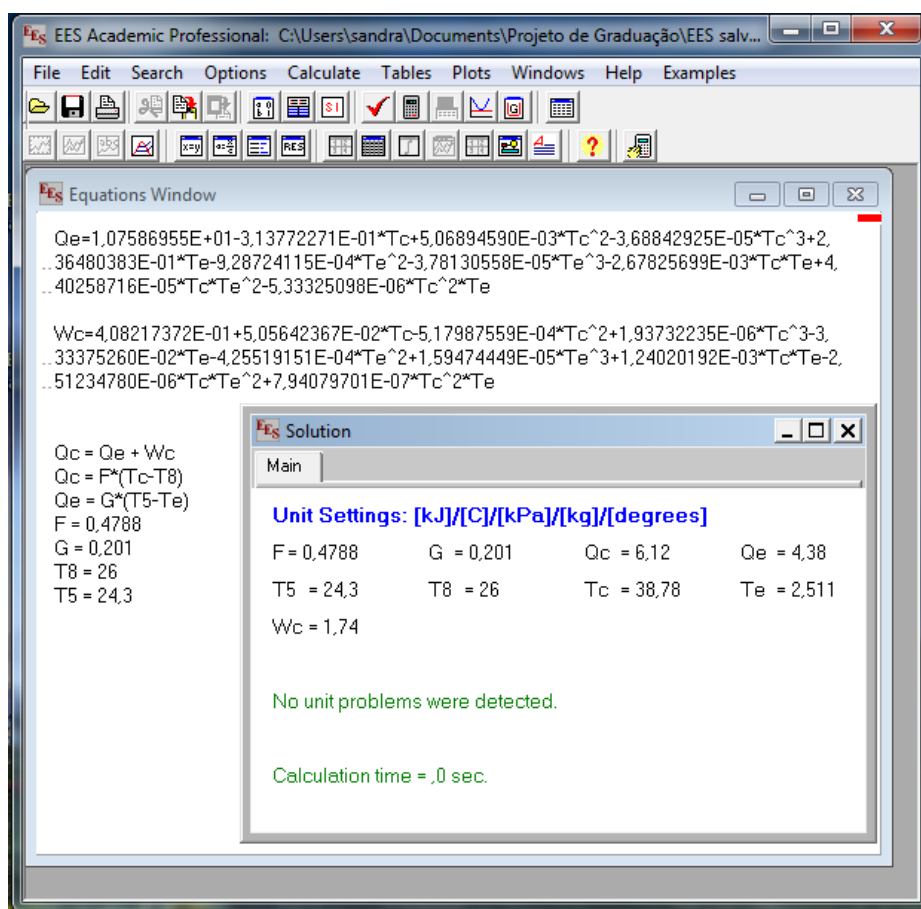
Tabela 6.1 – Comportamento da capacidade de refrigeração e da potência consumida com o aumento das temperaturas separadamente.

	Capacidade de refrigeração	Potência consumida
Temperatura de evaporação	Aumenta	Aumenta
Temperatura de condensação	Reduz	Aumenta
Temperatura ambiente	Reduz	Aumenta
Temperatura do ar interno	Aumenta	Aumenta

Fonte: Elaborado pelos autores.

Com os comportamentos mostrados na tabela 6.1, foi verificado que a nossa modelagem de referência possui o mesmo comportamento. Além disso, foram comparados os resultados da nossa modelagem com as medições feitas no equipamento da bancada, os valores são bastante próximo. Por exemplo, escolhendo o ponto onde as medições de t_5 e t_8 foram 24,3°C e 26°C, respectivamente, o valor encontrado de Q_e foi 4,7 kW e da potência 2,18 kW. Usando o nosso modelo matemático com essas mesmas temperaturas de ar interno e ambiente, foram encontrados valores muito próximos de Q_e (4,4 kW). Como foi visto, a potência medida no compressor não levou em conta as ineficiências do mesmo, que variam de 20 a 30% da potência total. Com isso, a potência real de compressão medida seria entre 1,75 e 1,5 kW, que está entre a calculada pela nossa modelagem, $W_c = 1,74$ kW. Estes resultados são mostrados na figura 6.15. Logo, pode-se concluir que a nossa modelagem de referência é confiável e pode ser utilizada para ensaios futuros no equipamento de refrigeração da bancada do LabRAC da UFES.

Figura 6.15 – Comportamento do sistema com $t_5 = 24,3$ e $t_8 = 26$



Fonte: Elaborado pelo autor.

CAPÍTULO 7. CONSIDERAÇÕES FINAIS E SUGESTÕES

7.1 Considerações Finais

Analizando os resultados feitos no capítulo 6, foi possível concluir que o objetivo deste trabalho, a modelagem de um sistema de refrigeração por compressão a vapor, foi alcançado. Foram analisados parâmetros como capacidade de refrigeração e potência requerida no compressor em função das temperaturas de evaporação, condensação, ambiente e de ar interno. Todos os parâmetros analisados obtiveram o comportamento esperado, se comparado com o comportamento dos mesmos parâmetros dados por Stoecker e Jones (1985), nossa referência.

O objetivo foi alcançado aplicando o método proposto utilizando os dados gerados através das informações recolhidas no site do fabricante do compressor (Bristol), pois aplicando o método às medições feitas por Cuzzuol (2014), foi encontrado um comportamento fora do esperado, o que nos levou a buscar outra alternativa. Prováveis causas para esse comportamento indesejado podem ser a não utilização de uma câmara calorimétrica, para separar os ambientes externo e interno; uma entrada de ar na saída do evaporado, alterando a temperatura medida naquele ponto; e o fato da potência medida no compressor não corresponder a potência de fato utilizada na compressão do fluido refrigerante, devido a ineficiências inerentes do compressor.

7.2 Sugestões

Para trabalhos futuros, é sugerido:

- . Aplicar uma modelagem mais complexa no compressor, como, por exemplo, a proposta por Jahnig (1999), onde ineficiências do compressor são consideradas.
- . Realizar os ensaios de refrigeração separando em diferentes ambientes a unidade condensadora do evaporador, por exemplo, em câmaras calorimétricas.
- . Fazer a simulação do sistema completo aplicando uma modelagem mais completa no dispositivo de expansão considerando, por exemplo, queda de pressão, diâmetro do tubo e comprimento do tubo em função da vazão mássica necessária para a compressão do fluido refrigerante no compressor, que não foi realizado nesse trabalho.

REFERÊNCIAS

AUTE V., RADERMACHER R., QIAO H. **A Review for Numerical Simulation of Vapor Compression Systems**. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper 1090, 2010.

BRISTOL COMPRESSORS. **Coefficients for Compressor Model H24B19QABC**. Disponível em <http://search.bristolcompressors.com/BCWC06.aspx?ModelNo=H24B19QABC&CylRinning=2&Frequency=60&System=E> Acesso em: 23 de Julho de 2014.

CLUBE DA REFRIGERAÇÃO. **Coleção técnica: Condensador**. Disponível em <http://www.clubedarefrigeracao.com.br/downloads/condensador> Acesso em: 24 de Julho de 2014.

CLUBE DA REFRIGERAÇÃO. **Coleção técnica: Evaporador**. Disponível em <http://www.clubedarefrigeracao.com.br/downloads/evaporador> Acesso em: 24 de Julho de 2014.

CLUBE DA REFRIGERAÇÃO. **Coleção técnica: Elementos de Controle**. Disponível em <http://www.clubedarefrigeracao.com.br/downloads/elementos-de-controle> Acesso em: 24 de Julho de 2014.

CUZZUOL, J. P., **Sistema de Detecção e Diagnóstico de Falha Aplicado a Instalações de Refrigeração Por Compressão De Vapor**, Projeto de Graduação na Universidade Federal do Espírito Santo, 2014.

DAVIS, G. L., AND SCOTT, T. C., **Component Modeling Requirements for Refrigeration System Simulation**, Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Conference. Purdue University, West Lafayette, IN, July 6-9, 1976.

DOMANSKI, P.A., **Finned-tube Evaporator Model with a Visual Interface**, International Congress of Refrigeration, 20th, 1999.

FISCHER, S.K., RICE, C.K., **The Oak Ridge Heat Pump Model: I, A Steady State Computer Design Model for Air-to-Air Heat Pumps**, ORNL/CON-80/RI, Energy Division, 1983.

JABARDO, J.M.S, MAMANI, W.G., LANELLA, M.R., **Modeling and Experimental Evaluation of na Automotive Air Conditioning System with a Variable Capacity Compressor**, Int. J. Refrig., vol. 25, no. 8: p.1157-1172, 2002.

JAHNIG, D., **A Semi-Empirical Method for Modeling Reciprocating Compressors in Residential Refrigerators and Freezers**, Dissertação de Mestrado na University of Wisconsin, EUA, 1999.

JIANG, H. ET ALL, **A User-Friendly Simulation and Optimization Tool for Desing and Air-Cooled Heat Exchangers**, Proceeding of 16th International Compressor Engineering and 9th International Refrigeration and Air Conditioning Conferences, 2002.

KEIR, M. C., ALLEYNE, A. G., **Dynamic Modeling, Control, and Fault Detection in Vapor Compression Systems**, University of Illinois, EUA, 2006.

KIM, Y., O'NEAL, D. L., **Two-Phase Flow of R-22 Through Short-Tube Orifices**, ASHRAE Transactions: Research, 1994, vol. 100, no. 1: p.323-334, 1994.

LI, B., **Dynamic Modeling and Control of Vapor Compression Cycle Systems with Shut-down and Start-up Operations**, Tese de Mestrado na University of Illinois at Urbana-Champaign, USA, 2004.

LIANG, S.Y., WU, T.N., NATHAN, GK., **Numerical and Experimental Studies of Refrigerant Circuitry of Evaporador Coils**, Int. J. Refrig., vol 24, p.822-823, 2001.

LIU, J., WEI, W.J., DING, G.L., ET ALL., **A General Steady State Mathematical Model for Fin-and-Tube Heat Exchanger Based on Graph Theory**, Int. J. Refri., vol. 27, p.965-973, 2004.

MENDES, T., **Diagnóstico Termodinâmico Aplicado a um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor**, Dissertação de Mestrado na Universidade Federal de Itajubá, 2012.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N., **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**, Rio de Janeiro, LTC, 2009, 800 p.

PAMPLONA, N., **Brasil Econômico. Ar-condicionado é o Novo Vilão das Distribuidoras de Energia.** Disponível em <
<http://economia.ig.com.br/empresas/2014-01-21/ar-condicionado-e-o-novo-vilao-das-distribuidoras-de-energia.html>> Acesso em 24 de Julho de 2014.

PARKER, C., CHO, H., LEE, Y., KIM, Y., **Mass Flow Characteristics and Empirical Modeling of R22 and R410A Flowing Through Electronic Valves**, Int. J. Refrig., vol. 30, no 8: p.1401-1407, 2007.

REZENDE, G. et al, **Ensaio de Ar Condicionado de Janela (ACJ) em Câmaras Calorimétricas**, Trabalho de Conclusão da Disciplina RAC na Universidade Federal do Espírito Santo, 2014.

ROBINSON, D.M., GROLL, E.A., **Theoretical Performance Comparison of CO₂ Transcritical Cycle Technology Versus HFC-22 Technology for a Military Packaged Air Conditioner Application**, HVAC&R Research, vol. 64, p. 325-348, 2000.

SANVEZZO, J. J., **Um Modelo de Formulação Híbrida para a Simulação Térmica de Compressores Alternativos de Refrigeração Doméstica**, Dissertação de Mestrado da Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

SARKAR, J., BHATTACHARYYA, S., GOPAL, M.R., **Simulation of a CO₂ Transcritical Heat Pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications**, Int. J. Refrig., vol. 29, p. 735-743.

SHAO, S., SHI, W., LI, X., CHEN, H., **Performance Representation of Variable-speed Compressor for Inverter Air Conditioners Based on Experimental Data**, Int.J. Rerig. vol 27, p 805-815, 2004.

STOECKER, W. F., **Refrigeration and Air Conditioning**, 2nd ed, McGraw-Hill, 1983.

VENTURINI, O. J., PIRANI M. J., **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**, Ed Eletrobrás, Centrais Elétricas Brasileira, FUPAI, RJ, 2005.

VICHI, F. M.; MANSOR, M.T.C. **Energia, Meio Ambiente e Economia: O Brasil no contexto mundial**. Revista Quimica Nova, São Paulo. 2009.

WINKLER, M. J., **Development of a Component Based Simulation Tool for the Steady State and Transient Analysis of Vapor Compression Systems**, Tese de Doutorado na University of Maryland, EUA, 2009.

ZHAO, L.X., ZHANG, C.L., GU, B., **Neural-Network-Based Polynomial Correlation of Single- and Variable- Speed Compressor Performance**, HVAC&R Research, vol. 15, no.2: p.255-268, 2009.

ZHAO, Z., HORTON T. W. **Semi-Empirical Inverse Model for DX Unit – Performance in Residential Buildings**, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper 1229, 2012.

APÊNDICE

A. Pontos gerados através dos dados fornecidos pelo fabricante

T8 = 25								
T5	Te = T4 (°C)	Pe = P4 (bar)	P1 (bar)	Tc (°C)	P2 (bar)	Pc (bar)	P3 (bar)	
18	-1,733	4,706	4,56482	37,58	14,8938	14,46	14,1708	
20	-0,4129	4,915	4,76755	37,95	15,0277	14,59	14,2982	
22	0,91	5,131	4,97707	38,32	15,1616	14,72	14,4256	
24	2,234	5,354	5,19338	38,68	15,2955	14,85	14,553	
26	3,559	5,584	5,41648	39,04	15,4397	14,99	14,6902	
28	4,882	5,821	5,64637	39,4	15,5736	15,12	14,8176	
T5	Tecomp = T1 (°C)	Tscomp = T2 (°C)	Tscond = T3 (°C)	Qe (kW)	Qc (kW)	Wc (kW)	n	COP
18	9,267	120,3	29,58	3,947	5,6	1,653	0,4244	2,387
20	10,59	119,7	29,95	4,083	5,764	1,681	0,4188	2,429
22	11,91	119,1	30,32	4,218	5,926	1,708	0,4127	2,47
24	13,23	118,5	30,68	4,353	6,088	1,734	0,4062	2,51
26	14,56	118	31,04	4,488	6,249	1,76	0,3994	2,55
28	15,88	117,6	31,4	4,624	6,409	1,786	0,3924	2,589

T8 = 27								
T5	Te = T4 (°C)	Pe = P4 (bar)	P1 (bar)	Tc (°C)	P2 (bar)	Pc (bar)	P3 (bar)	
18	-1,255	4,781	4,63757	39,46	15,5942	15,14	14,8372	
20	0,08417	4,995	4,84515	39,83	15,7384	15,28	14,9744	
22	1,426	5,217	5,06049	40,19	15,8723	15,41	15,1018	
24	2,769	5,446	5,28262	40,55	16,0165	15,55	15,239	
26	4,112	5,682	5,51154	40,91	16,1504	15,68	15,3664	
28	5,454	5,926	5,74822	41,27	16,2946	15,82	15,5036	
T5	Tecomp = T1 (°C)	Tscomp = T2 (°C)	Tscond = T3 (°C)	Qe (kW)	Qc (kW)	Wc (kW)	n	COP
18	9,745	124,6	31,46	3,851	5,545	1,694	0,4206	2,273
20	11,08	123,9	31,83	3,983	5,707	1,724	0,4145	2,31
22	12,43	123,4	32,19	4,115	5,869	1,754	0,4081	2,346
24	13,77	123	32,55	4,246	6,029	1,783	0,4012	2,381
26	15,11	122,5	32,91	4,378	6,189	1,812	0,3941	2,416
28	16,45	122,2	33,27	4,509	6,349	1,84	0,3867	2,45

T8 = 29								
T5	Te = T4 (°C)	Pe = P4 (bar)	P1 (bar)	Tc (°C)	P2 (bar)	Pc (bar)	P3 (bar)	
18	-0,7746	4,857	4,71129	41,34	16,3255	15,85	15,533	
20	0,5847	5,077	4,92469	41,7	16,4697	15,99	15,6702	
22	1,947	5,305	5,14585	42,06	16,6139	16,13	15,8074	
24	3,309	5,54	5,3738	42,42	16,7581	16,27	15,9446	
26	4,672	5,783	5,60951	42,77	16,9023	16,41	16,0818	
28	6,034	6,034	5,85298	43,13	17,0465	16,55	16,219	
T5	Tecomp = T1 (°C)	Tscomp = T2 (°C)	Tscond = T3 (°C)	Qe (kW)	Qc (kW)	Wc (kW)	n	COP
18	10,23	128,9	33,34	3,755	5,49	1,735	0,4163	2,165
20	11,58	128,3	33,7	3,883	5,651	1,768	0,4098	2,197
22	12,95	127,9	34,06	4,011	5,811	1,8	0,4029	2,228
24	14,31	127,5	34,42	4,138	5,97	1,832	0,3957	2,258
26	15,67	127,2	34,77	4,266	6,13	1,864	0,3882	2,288
28	17,03	126,9	35,13	4,393	6,289	1,895	0,3805	2,318

T8 = 31								
T5	Te = T4 (°C)	Pe = P4 (bar)	P1 (bar)	Tc (°C)	P2 (bar)	Pc (bar)	P3 (bar)	
18	-0,2878	4,935	4,78695	43,21	17,0774	16,58	16,2484	
20	1,093	5,161	5,00617	43,57	17,2216	16,72	16,3856	
22	2,475	5,395	5,23315	43,93	17,3658	16,86	16,5228	
24	3,859	5,637	5,46789	44,28	17,5203	17,01	16,6698	
26	5,243	5,887	5,71039	44,64	17,6645	17,15	16,807	
28	6,624	6,145	5,96065	44,99	17,819	17,3	16,954	
T5	Tecomp = T1 (°C)	Tscomp = T2 (°C)	Tscond = T3 (°C)	Qe (kW)	Qc (kW)	Wc (kW)	n	COP
18	10,71	133,3	35,21	3,658	5,433	1,776	0,4114	2,06
20	12,09	132,9	35,57	3,781	5,593	1,812	0,4044	2,087
22	13,48	132,6	35,93	3,905	5,752	1,847	0,397	2,114
24	14,86	132,3	36,28	4,028	5,91	1,882	0,3894	2,14
26	16,24	132	36,64	4,151	6,069	1,917	0,3816	2,166
28	17,62	131,8	36,99	4,275	6,227	1,952	0,3736	2,191

T8 = 33								
T5	Te = T4 (°C)	Pe = P4 (bar)	P1 (bar)	Tc (°C)	P2 (bar)	Pc (bar)	P3 (bar)	
18	0,2096	5,015	4,86455	45,08	17,8499	17,33	16,9834	
20	1,612	5,248	5,09056	45,44	18,0044	17,48	17,1304	
22	3,017	5,489	5,32433	45,79	18,1486	17,62	17,2676	
24	4,422	5,738	5,56586	46,14	18,3031	17,77	17,4146	
26	5,827	5,996	5,81612	46,5	18,4576	17,92	17,5616	
28	7,23	6,261	6,07317	46,85	18,6121	18,07	17,7086	
T5	Tecomp = T1 (°C)	Tscomp = T2 (°C)	Tscond = T3 (°C)	Qe (kW)	Qc (kW)	Wc (kW)	n	COP
18	11,21	138	37,08	3,558	5,375	1,817	0,4057	1,958
20	12,61	137,7	37,44	3,678	5,534	1,856	0,3982	1,981
22	14,02	137,4	37,79	3,797	5,691	1,895	0,3904	2,004
24	15,42	137,3	38,14	3,916	5,849	1,933	0,3823	2,026
26	16,83	137,1	38,5	4,035	6,006	1,971	0,3741	2,047
28	18,23	137	38,85	4,154	6,163	2,009	0,3658	2,068

T8 = 35								
T5	Te = T4 (°C)	Pe = P4 (bar)	P1 (bar)	Tc (°C)	P2 (bar)	Pc (bar)	P3 (bar)	
18	0,7217	5,099	4,94603	46,94	18,6533	18,11	17,7478	
20	2,147	5,339	5,17883	47,3	18,8078	18,26	17,8948	
22	3,575	5,587	5,41939	47,65	18,9623	18,41	18,0418	
24	5,003	5,843	5,66771	48	19,1168	18,56	18,1888	
26	6,43	6,109	5,92573	48,35	19,2713	18,71	18,3358	
28	7,855	6,382	6,19054	48,7	19,4258	18,86	18,4828	
T5	Tecomp = T1 (°C)	Tscomp = T2 (°C)	Tscond = T3 (°C)	Qe (kW)	Qc (kW)	Wc (kW)	n	COP
18	11,72	142,9	38,94	3,456	5,315	1,86	0,399	1,858
20	13,15	142,7	39,3	3,571	5,472	1,902	0,391	1,878
22	14,57	142,6	39,65	3,685	5,628	1,943	0,3827	1,896
24	16	142,5	40	3,799	5,784	1,985	0,3743	1,914
26	17,43	142,5	40,35	3,914	5,94	2,026	0,3657	1,932
28	18,85	142,5	40,7	4,029	6,097	2,067	0,3572	1,949

T8 = 37								
T5	Te = T4 (°C)	Pe = P4 (bar)	P1 (bar)	Tc (°C)	P2 (bar)	Pc (bar)	P3 (bar)	
18	1,253	5,188	5,03236	48,8	19,4773	18,91	18,5318	
20	2,703	5,434	5,27098	49,15	19,6318	19,06	18,6788	
22	4,154	5,69	5,5193	49,5	19,7863	19,21	18,8258	
24	5,606	5,954	5,77538	49,85	19,9511	19,37	18,9826	
26	7,056	6,228	6,04116	50,2	20,1056	19,52	19,1296	
28	8,503	6,51	6,3147	50,54	20,2704	19,68	19,2864	
T5	Tecomp = T1 (°C)	Tscomp = T2 (°C)	Tscond = T3 (°C)	Qe (kW)	Qc (kW)	Wc (kW)	n	COP
18	12,25	148,1	40,8	3,349	5,252	1,903	0,3911	1,76
20	13,7	148,1	41,15	3,459	5,408	1,948	0,3826	1,776
22	15,15	148,1	41,5	3,569	5,563	1,993	0,3739	1,791
24	16,61	148,2	41,85	3,679	5,717	2,038	0,3651	1,805
26	18,06	148,3	42,2	3,789	5,872	2,083	0,3563	1,819
28	19,5	148,4	42,54	3,899	6,027	2,128	0,3475	1,833

T8 = 39								
T5	Te = T4 (°C)	Pe = P4 (bar)	P1 (bar)	Tc (°C)	P2 (bar)	Pc (bar)	P3 (bar)	
18	1,809	5,281	5,12257	50,65	20,3219	19,73	19,3354	
20	3,283	5,535	5,36895	51	20,4764	19,88	19,4824	
22	4,759	5,799	5,62503	51,34	20,6412	20,04	19,6392	
24	6,235	6,072	5,88984	51,69	20,806	20,2	19,796	
26	7,709	6,354	6,16338	52,3	20,9605	20,35	19,943	
28	9,18	6,645	6,44565	52,38	21,1356	20,52	20,1096	
T5	Tecomp = T1 (°C)	Tscomp = T2 (°C)	Tscond = T3 (°C)	Qe (kW)	Qc (kW)	Wc (kW)	n	COP
18	12,81	153,8	42,65	3,238	5,186	1,948	0,3819	1,663
20	14,28	154	43	3,343	5,34	1,996	0,373	1,675
22	15,76	154,1	43,34	3,448	5,493	2,045	0,3639	1,686
24	17,24	154,3	43,69	3,553	5,646	2,093	0,3547	1,697
26	18,71	154,5	44,03	3,658	5,8	2,142	0,3456	1,708
28	20,18	154,7	44,38	3,764	5,954	2,19	0,3366	1,719

T8 = 41								
T5	Te = T4 (°C)	Pe = P4 (bar)	P1 (bar)	Tc (°C)	P2 (bar)	Pc (bar)	P3 (bar)	
25	2,393	5,381	5,21957	52,49	21,1871	20,57	20,1586	
20	3,893	5,643	5,47371	52,84	21,3519	20,73	20,3154	
22	5,395	5,915	5,73755	53,18	21,5167	20,89	20,4722	
24	6,896	6,197	6,01109	53,52	21,6815	21,05	20,629	
26	8,394	6,488	6,29336	53,86	21,8463	21,21	20,7858	
28	9,889	6,789	6,58533	54,21	22,0214	21,38	20,9524	
T5	Tecomp = T1 (°C)	Tscomp = T2 (°C)	Tscond = T3 (°C)	Qe (kW)	Qc (kW)	Wc (kW)	n	COP
25	13,39	160,1	44,49	3,121	5,115	1,994	0,3712	1,566
20	14,89	160,3	44,84	3,221	5,267	2,046	0,3618	1,574
22	16,39	160,7	45,18	3,321	5,419	2,098	0,3524	1,583
24	17,9	161	45,52	3,421	5,571	2,15	0,343	1,591
26	19,39	161,4	45,86	3,521	5,724	2,202	0,3337	1,599
28	20,89	161,7	46,21	3,622	5,877	2,255	0,3245	1,607

T8 = 43								
T5	Te = T4 (°C)	Pe = P4 (bar)	P1 (bar)	Tc (°C)	P2 (bar)	Pc (bar)	P3 (bar)	
18	3,011	5,488	5,32336	54,33	22,0729	21,43	21,0014	
20	4,537	5,759	5,58623	54,66	22,2377	21,59	21,1582	
22	6,065	6,04	5,8588	55	22,4128	21,76	21,3248	
24	7,592	6,331	6,14107	55,34	22,5776	21,92	21,4816	
26	9,115	6,632	6,43304	55,68	22,7527	22,09	21,6482	
28	10,63	6,943	6,73471	56,02	22,9278	22,26	21,8148	
T5	Tecomp = T1 (°C)	Tscomp = T2 (°C)	Tscond = T3 (°C)	Qe (kW)	Qc (kW)	Wc (kW)	n	COP
18	14,01	167	46,33	2,998	5,04	2,042	0,3588	1,468
20	15,54	167,5	46,66	3,093	5,19	2,098	0,3491	1,474
22	17,07	168	47	3,187	5,341	2,154	0,3394	1,48
24	18,59	168,5	47,34	3,282	5,491	2,21	0,3298	1,485
26	20,12	168,9	47,68	3,377	5,643	2,266	0,3204	1,49
28	21,63	169,4	48,02	3,473	5,795	2,322	0,3111	1,496

T8 = 45								
T5	Te = T4 (°C)	Pe = P4 (bar)	P1 (bar)	Tc (°C)	P2 (bar)	Pc (bar)	P3 (bar)	
18	3,666	5,603	5,43491	56,14	22,9896	22,32	21,8736	
20	5,221	5,883	5,70651	56,48	23,1544	22,48	22,0304	
22	6,775	6,174	5,98878	56,81	23,3295	22,65	22,197	
24	8,328	6,475	6,28075	57,15	23,5046	22,82	22,3636	
26	9,877	6,786	6,58242	57,49	23,6797	22,99	22,5302	
28	11,42	7,107	6,89379	57,83	23,8548	23,16	22,6968	
T5	Tecomp = T1 (°C)	Tscomp = T2 (°C)	Tscond = T3 (°C)	Qe (kW)	Qc (kW)	Wc (kW)	n	COP
18	14,67	174,8	48,14	2,867	4,959	2,092	0,3447	1,37
20	16,22	175,5	48,48	2,956	5,108	2,152	0,3347	1,374
22	17,78	176,1	48,81	3,045	5,257	2,212	0,3249	1,377
24	19,33	176,8	49,15	3,134	5,406	2,272	0,3151	1,38
26	20,88	177,5	49,49	3,225	5,557	2,332	0,3056	1,383
28	22,42	178,1	49,83	3,316	5,708	2,392	0,2964	1,386