

THOMAS LUDI FARINA MORENO

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UNIDADES CONDENSADORAS

Trabalho de conclusão de curso
apresentado a Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Engenheiro
Mecânico.

São Paulo
2006

THOMAS LUDI FARINA MORENO

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UNIDADES CONDENSADORAS

Trabalho de conclusão de curso
apresentado a Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Engenheiro
Mecânico.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Dr. Alberto Hernandez Neto

São Paulo
2006

FICHA CATALOGRÁFICA

Moreno, Thomas Ludi Farina

Modelagem e simulação de unidades condensadoras / T.L.F.

Moreno. -- São Paulo, 2007.

48 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Ciclo de refrigeração 2.Modelagem matemática semi-empírica 3.Simulação 4.Unidades condensadoras I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

AGRADECIMENTOS

A meus pais, Maria Silvia Eisele Farina e Dyonisio José Lopes Moreno, que com muito amor, carinho e dedicação investiram em mim para que eu pudesse me formar um profissional digno e justo.

A meu irmão, Daniel Farina Moreno, por todo apoio, amizade e ajuda que sempre me deu não importasse o momento e lugar.

Aos amigos, Juliana Fontolan, Luigi Mariani Filho, Rafael Antonio Bruno e Tales Adriano Ferreira, que muito mais que simples amigos ou colegas de profissão, compartilharam de todos os momentos alegres, tristes e difíceis que tivemos ao longo dessa grande jornada, sempre com muita compaixão, sinceridade e lealdade.

Ao professor Alberto Hernandez Neto, que me orientou e auxiliou na realização deste projeto.

A Universidade de São Paulo que me deu a chance e os recursos para que me tornasse um profissional.

RESUMO

Com a crise energética cada vez mais presente no Brasil, tornam-se necessárias medidas preventivas e/ou corretivas em quaisquer setores (industriais, comerciais ou residenciais), no que diz respeito à diminuição de consumo da energia elétrica. Neste trabalho pretende-se obter o modelo semi-empírico de um ciclo de refrigeração, simular possíveis alterações de suas condições ideais de operação e analisar a sensibilidade dos componentes do sistema, verificando-se possíveis alterações e implicações em seu correto funcionamento. O foco principal deste estudo se concentra na unidade condensadora, em como ela irá reagir com alterações do sistema. A modelagem matemática do ciclo todo foi feita através do software EES (Engineering Equation Solver), onde foram realizadas todas as simulações descritas ao longo do texto desse projeto.

ABSTRACT

Due to the energy crisis increase in Brazil, prevention and/or corrective actions become necessary in every sector (such as industrials, commercial or residential), in respect to the reduction of consumption of the electric energy. In this project it is intended to develop a semi-empirical model of a refrigeration cycle, to simulate possible alterations of its ideal conditions of operation and to analyze the sensitivity of the components of the system. Therefore it will possible to verify possible alterations and implications in its correct operation. The main focus of this study concentrates in the condensing unit, and in how it will react with alterations of the system parameters. The mathematical modeling of the cycle was implemented in the software EES (Engineering Equation Solver), where the described simulations throughout the text of this project had been studied.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1: O diagrama T-s e a representação do ciclo de Carnot.....	3
Figura 2.2: Diagrama T-s e a representação do ciclo Padrão.	5
Figura 2.3: Ciclo real de compressão de vapor.	6
Figura 2.4: Diferenças entre ciclo Padrão e Real no diagrama p-h.	6
Figura 3.1: Válvula de Expansão.	10
Figura 3.2: Evaporador.	11
Figura 3.3: Unidade Condensadora.	12
Figura 4.1: Diagrama T-s para um dos casos do ciclo de refrigeração.	20
Figura 4.2: Diagrama T-s para um dos casos do ciclo de refrigeração.	20
Figura 4.3: Curva ε -NUT do condensador do sistema.	22
Figura 5.1: Curva da capacidade das serpentinas em função do tempo.	24
Figura 5.2: Região de queda de capacidade.	25
Figura 5.3: Diagrama T-s da simulação do ciclo nos dez casos.	26
Figura 5.4: Zoom do ponto 3 do diagrama T-s da simulação do ciclo nos dez casos. ...	27
Figura 5.5: Q_{CD} , W_{CP} e W_{CPiso} em função de Q_L	27
Figura 5.6: COP em função de Q_L	28
Figura 5.7: ΔT_{sub} em função de Q_L	28
Figura 5.8: Diagrama T-s da simulação do ciclo nos nove casos.	32
Figura 5.9: Zoom do ponto 3 do diagrama T-s da simulação do ciclo nos nove casos. .	32
Figura 5.10: Q_{CD} , W_{CP} e W_{CPiso} em função do rendimento do compressor.	33
Figura 5.11: COP em função do rendimento do compressor.	33
Figura 5.12: ΔT_{sub} em função do rendimento do compressor.	34

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1: Dados da Unidade Condensadora para cada T_{evap} em $T_{\text{amb}}=32\text{ }^{\circ}\text{C}$	8
Tabela 4.1: Propriedades para o ciclo de $T_{\text{evap}} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$	18
Tabela 4.2: Propriedades para o ciclo de $T_{\text{evap}} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$	19
Tabela 4.3: Propriedades para o ciclo de $T_{\text{evap}} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$	19
Tabela 4.4: Propriedades para o ciclo de $T_{\text{evap}} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$	19
Tabela 4.5: Iterações para encontrar ρ_{ar} e vazão mássica do ar.	21
Tabela 4.6: Iterações para encontrar T_{sar} e T_{med}	21
Tabela 4.7: Trabalho real, isentrópico e rendimento do compressor.	21
Tabela 4.8: Cálculo do DMLT, UA, NUT e ϵ	21
Tabela 5.1: Valores da Capacidade do evaporador nos intervalos de tempo.	25
Tabela 5.2: Valores de Q_L , Q_{CD} , W_{CP} , W_{CPiso} e COP calculados.	29
Tabela 5.3: Valores das temperaturas do ciclo, temperatura do sub-resfriamento e temperaturas de entrada e saída do ar do condensador.	29
Tabela 5.4: Valores das pressões dos quatro pontos do ciclo.	30
Tabela 5.5: Valores das entalpias dos pontos principais do ciclo.	30
Tabela 5.6: Valores das entropias dos quatro pontos do ciclo.	30
Tabela 5.7: Valores dos títulos do ponto 4 e ponto 3 do ciclo.	30
Tabela 5.8: Valores do rendimento do compressor nos casos a serem estudados.	31
Tabela 5.9: Valores de η_{CP} , Q_{CD} , W_{CP} , W_{CPiso} e COP calculados.	35
Tabela 5.10: Valores das temperaturas do ciclo, temperatura do sub-resfriamento e temperaturas de entrada e saída do ar do condensador.	35
Tabela 5.11: Valores das pressões dos quatro pontos do ciclo.	35
Tabela 5.12: Valores das entalpias dos pontos principais do ciclo.	36
Tabela 5.13: Valores das entropias dos quatro pontos do ciclo.	36
Tabela 5.14: Valores dos títulos do ponto 4 e ponto 3 do ciclo.	36

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área	$[m^2]$
C	Capacitância térmica	$[W / K]$
c_p	Calor específico	$[kJ / kg \cdot K]$
COP	Coeficiente de eficácia	–
$DMLT$	Diferença média logarítmica de temperatura	$[^{\circ}C]$
f	Função	–
h	Entalpia	$[kJ / kg]$
\dot{m}	Vazão	$[kg / s]$
NUT	Número de unidades de transferência	–
p	Pressão	$[kPa]$
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	$[W]$
s	Entropia	$[kJ / kg \cdot K]$
T	Temperatura	$[^{\circ}C]$
U	Coeficiente global de transferência de calor	$[W / m^2 \cdot K]$
$\forall.C.$	Volume de controle	–
\dot{W}	Potência elétrica	$[W]$
x	Título	–

Símbolos Gregos

Δ	Diferença	–
ε	Efetividade	–
ρ	Densidade	$[kg / m^3]$

Índices

amb	Ambiente
atm	Atmosférica
c	Fluido frio
$cond$	Condensação
CP	Compressor
e	Entrada
H	Nível quente
h	Fluido quente
L	Nível frio

<i>máx</i>	Máximo
<i>med</i>	Média
<i>min</i>	Minimo
<i>s</i>	Saída
<i>sub</i>	Subresfriamento
<i>sup</i>	Superaquecimento

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
2.1 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	2
2.2 Ciclo de Carnot	2
2.3 Coeficiente de eficácia (COP)	3
2.4 Ciclos Padrão e Real de Compressão a Vapor.....	4
3. METODOLOGIA	7
3.1 Modelagem semi-empírica	7
3.2 Hipóteses adotadas	7
3.3 Definição do sistema	7
3.4 Modelagem do sistema	8
3.4.1 Condensador.....	9
3.4.2 Válvula.....	9
3.4.3 Evaporador.....	10
3.4.4 Compressor	11
3.4.5 Temperatura de saída do ar no condensador.....	13
3.4.6 Método da Efetividade NUT	15
3.4.7 Outros valores	18
4. RESULTADOS E ANÁLISES DA PRIMEIRA MODELAGEM DO SISTEMA....	18
4.1 Resultados obtidos	18
5. VARIAÇÕES NOS PARÂMETROS DO SISTEMA	22
5.1 Formação de gelo no evaporador	23
5.1.1 Nova capacidade do evaporador	23
5.1.2 Análise da queda da capacidade.....	24
5.1.3 Resultados da simulação.....	26
5.2 Variação do rendimento do compressor (η_{CP}).....	31
5.2.1 Resultados da simulação.....	31
6. CONCLUSÕES	37
7. CONTINUIDADE	38
BIBLIOGRAFIA	39
ANEXOS.....	41
ANEXO I – ROTINA ESCRITA NO EES – PRIMEIRA PARTE	42

ANEXO II – ROTINA ESCRITA NO EES – SEGUNDA PARTE	45
--	----

1. INTRODUÇÃO

Com a crise energética cada vez mais presente no Brasil, tornam-se necessárias medidas preventivas e/ou corretivas em quaisquer setores (industriais, comerciais ou residenciais), no que diz respeito à diminuição de consumo da energia elétrica.

Em estabelecimentos comerciais essa preocupação é sempre muito grande, uma vez que altos custos de energia acarretam em menores lucros para os proprietários. Em supermercados, por exemplo, da quantidade gasta com energia elétrica, cerca de 70 a 80% está associado ao consumo advindo dos sistemas de refrigeração e climatização. Nos sistemas de refrigeração empregados nesses locais, compostos basicamente por evaporador, válvula, compressor e condensador, a chamada unidade condensadora (compressor e condensador), chega a ser responsável por cerca de 70% deste consumo energético.

Neste trabalho será proposto um modelo semi-empírico de um ciclo de refrigeração para simulação e posterior análise de possíveis alterações das condições de operação ideal para o ciclo, verificando assim a sensibilidade deste sistema para todas as variações de condição de operação propostas. O foco principal deste estudo se concentra na unidade condensadora, em como ela irá reagir com alterações do sistema. A modelagem matemática do ciclo todo será feita através do software EES (Engineering Equation Solver).

Inicialmente foram levantadas as curvas características da unidade condensadora, trabalho que se resumiu em levantar a curva $\epsilon \times NUT$ do condensador, e em seguida foram realizados estudos, propondo alterações no sistema, provindas tanto do meio externo quanto de defeitos que o próprio sistema pode apresentar.

Ao final são apresentados e analisados os resultados obtidos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O mais utilizado tipo de sistema de refrigeração, o ciclo de refrigeração por compressão de vapor tem como objetivo a retirada de calor de um sistema, para baixar sua temperatura em relação ao meio em que está situada, sendo que para que esse processo ocorra, é consumida certa quantidade de trabalho.

O ciclo de refrigeração é composto de quatro componentes principais, a saber: um compressor, um condensador, um evaporador e uma válvula de expansão (ou outro dispositivo de expansão).

Existem alguns modelos de ciclos que são estudados, dentre eles o Ciclo de Carnot, o Ciclo Padrão e o Ciclo Real. A seguir eles serão brevemente analisados.

2.2 Ciclo de Carnot

O ciclo de Carnot é aquele que apresenta a maior eficiência do processo, não podendo ser superado por nenhum outro. Conhecido também como Motor Térmico, o ciclo de Carnot, recebe energia a temperatura alta, converte parte da energia em trabalho e cede a restante a um reservatório térmico a baixa temperatura.

Sendo então o ciclo ideal, o ciclo de Carnot, mostrado na Fig. 2.1., é composto pelos seguintes processos:

- 1-2: compressão adiabática e reversível (isoentrópica);
- 2-3: rejeição de calor a temperatura constante (reversível);
- 3-4: expansão adiabática e reversível (isoentrópica);
- 4-1: adição isotérmica de calor (reversível).

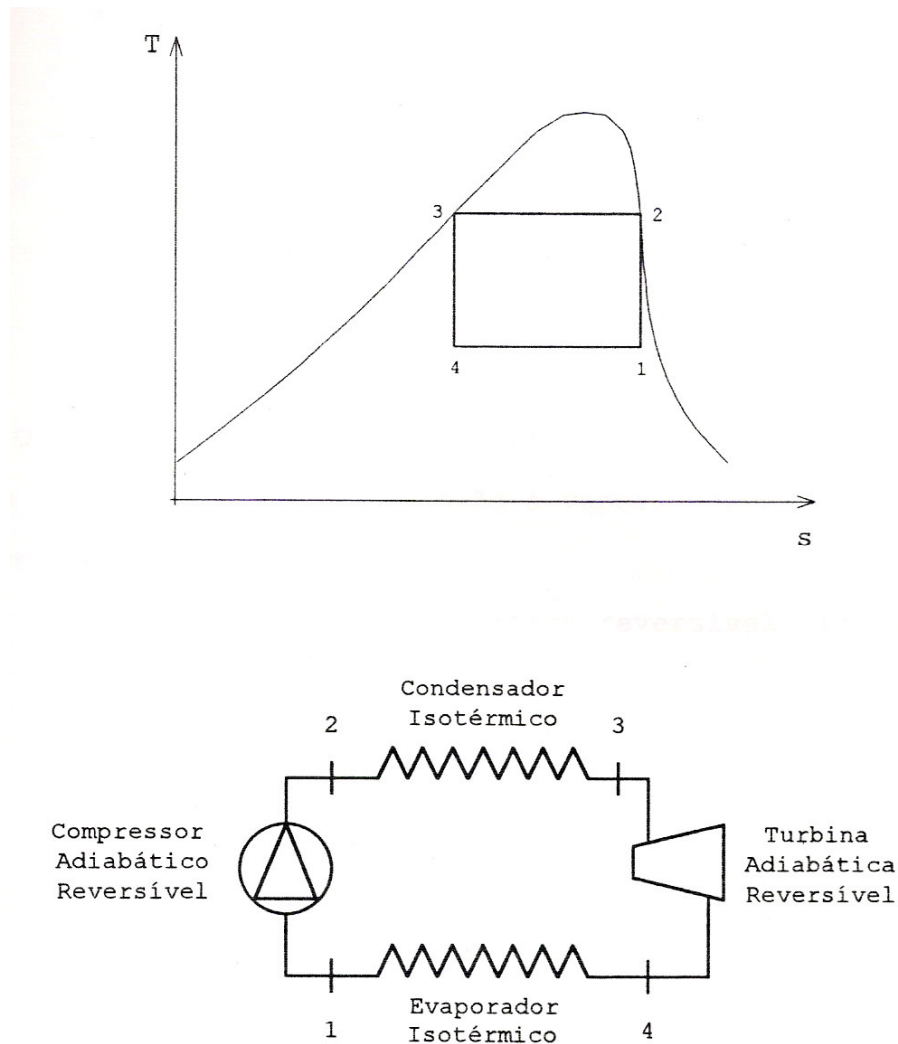


Figura 2.1: O diagrama T-s e a representação do ciclo de Carnot [FIORELLI, 1995].

2.3 Coeficiente de eficácia (COP)

O conceito do coeficiente de eficácia, ou como é mais conhecido, coeficiente de desempenho (COP), de um ciclo frigorífico é o mesmo que o de eficiência no sentido que ele representa a razão:

$$\frac{\text{quantidade de energia utilizada}}{\text{quantidade de energia gasta}} \quad (2.1)$$

No ciclo por compressão de vapor, o coeficiente de eficácia é definido como:

$$COP = \frac{\text{refrigeração útil}}{\text{trabalho líquido}} \quad (2.2)$$

Observando o diagrama do ciclo de Carnot, pode-se definir:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_L \cdot (s_1 - s_4)}{(T_H - T_L)(s_1 - s_4)} = \frac{T_L}{(T_H - T_L)} \quad (2.3)$$

Onde $(s_1 - s_4)$ é a diferença de entropia entre 1 e 4 e $T_H - T_L$ é a temperatura do reservatório quente menos a temperatura do reservatório frio. O coeficiente de eficácia de um ciclo de Carnot depende das temperaturas limites, podendo variar entre zero ($T_H = T_L$) e infinito ($T_H \rightarrow \infty$ e ou $T_L \rightarrow \infty$).

2.4 Ciclos Padrão e Real de Compressão a Vapor

O ciclo padrão de refrigeração é uma adequação do ciclo de Carnot decorrente das limitações construtivas dos componentes. O diagrama T-s do ciclo padrão por compressão de vapor pode ser visto na Fig. 2.2. Os processos que ocorrem neste ciclo são:

- 1-2: Compressão adiabática reversível desde o estado de vapor saturado até a pressão de condensação;
- 2-3: Rejeição reversível de calor à pressão constante, diminuindo a temperatura inicialmente e condensando-o depois;
- 3-4: Expansão irreversível à entalpia constante desde o estado líquido saturado até a pressão de evaporação;
- 4-1: Ganho de calor à pressão constante, produzindo a evaporação do refrigerante até o estado de vapor saturado seco.

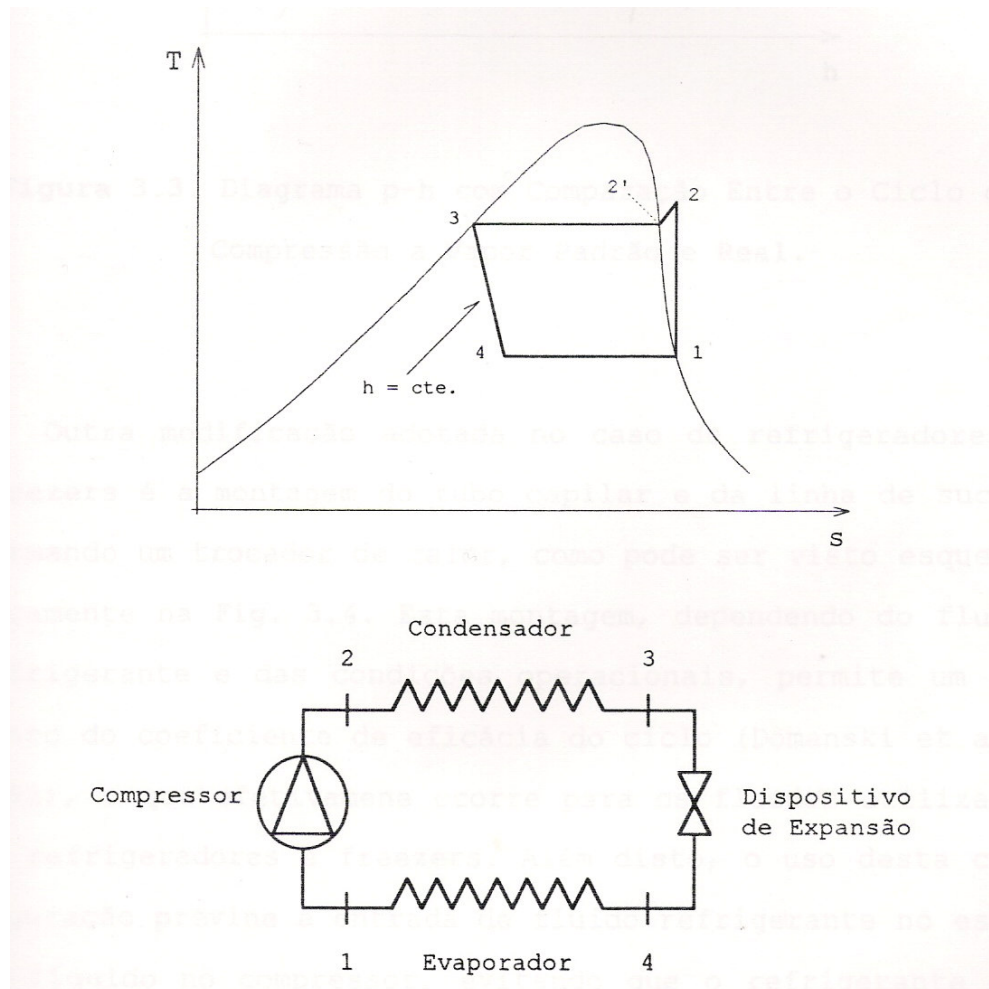


Figura 2.2: Diagrama T-s e a representação do ciclo Padrão [FIORELLI, 1995].

Devido à perda por atrito e irreversibilidades, e com a finalidade de evitar problemas de operação, o ciclo real difere do ciclo padrão. Durante a evaporação e a condensação, ocorre perda de pressão associada ao escoamento do fluido. Além disto, dado que o estado de vapor saturado seco é um estado em que uma pequena perturbação pode provocar a condensação de fluido refrigerante, para evitar problemas para o compressor, recomenda-se certo grau de superaquecimento do vapor na entrada do compressor. Por fim, tem-se que a compressão do vapor não é isentrópica. As Fig. 2.3, 2.4 ilustram esses casos. Na figura 2.4, ΔT_{sub} e ΔT_{sup} representam, respectivamente, o sub-resfriamento e superaquecimento no ciclo padrão.

Note que toda vez que forem mencionados, durante o texto, os pontos 1, 2, 3 e 4, ou processos 1-2, 2-3, 3-4, 4-1, terão como referência a Fig. 2.3.

Figura 2.4: Diferenças entre ciclo Padrão e Real no diagrama p-h

3. METODOLOGIA

3.1 Modelagem semi-empírica

Para a modelagem do ciclo estudado, foi desenvolvida a chamada modelagem semi-empírica que consiste em atrelar as equações de balanço de energia, massa e quantidade de movimento a curvas características dos componentes a serem avaliadas com dados fornecidos de catálogos do fabricante. No estudo atual, foram utilizados dados referentes à unidade condensadora, provenientes de catálogos da empresa Bitzer.

3.2 Hipóteses adotadas

Para a modelagem do sistema, foram adotadas, inicialmente, as seguintes hipóteses:

- Regime Permanente;
- Não há perda de carga na tubulação;
- Temperatura ambiente: 32 °C;
- Capacidade do evaporador: 3 kW;
- Temperatura de evaporação: -10 °C;
- Superaquecimento no evaporador: 6 K;
- Válvula isentálpica;
- Compressor adiabático;
- A vazão de fluido que passa pelo compressor é constante e não será calculada, por conta da falta de dados necessários para esse cálculo, não fornecidos pelo fabricante;
- Dados da unidade condensadora provenientes do catálogo.

3.3 Definição do sistema

Com base nas informações contidas nos catálogos obtidos e nos parâmetros previamente definidos, pode-se selecionar o sistema a ser estudado.

- **Fluido de trabalho:** R-22.

- **Unidade Condensadora:** Através da consulta ao catálogo da empresa Bitzer, foi escolhida uma unidade condensadora para o uso industrial LH33/2HC-1.2-20D, neste estudo.
- **Válvula de Expansão:** Utilizando o catálogo da empresa Danfoss, foi selecionada uma válvula de expansão termostática do tipo TX 2-2.3, com 8kW de capacidade nominal.
- **Evaporador:** O evaporador deve atender as especificações de possibilitar uma temperatura de evaporação igual a -10°C e uma capacidade calorífica de 3kW.

3.4 Modelagem do sistema

Utilizando as hipóteses definidas na seção 3.2, foi utilizado o programa de seleção de equipamentos da Bitzer para definir os parâmetros da unidade condensadora que iriam ser usados como dados de projeto. Os dados utilizados são mostrados a seguir na Fig. 3.1., e o catálogo gerado completo estão ao final do texto na seção de anexos. Tais dados estão separados por temperatura de evaporação.

Tabela 3.1: Dados da Unidade Condensadora para cada T_{evap} em $T_{\text{amb}}=32^{\circ}\text{C}$.

$T_{\text{amb}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{evap}} [^{\circ}\text{C}]$	\dot{Q} [kW]	\dot{W} [kW]	\dot{m}_{R22} [kg/h]	$T_{\text{cond}} [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta T_{\text{sub}} [^{\circ}\text{C}]$
32	-5	4,023	1,98	97,6	50,5	3,0
	-10	3,345	1,78	80,3	47,8	3,0
	-15	2,731	1,57	65,0	45,2	3,0
	-20	2,421	1,43	57,8	43,8	3,0

Utilizando os dados para a temperatura de evaporação $T_{\text{evap}} = -10^{\circ}\text{C}$, o sistema todo foi construído.

Seguindo a notação de variáveis dada pela tabela 3.1., note que T_{cond} é a temperatura de condensação, ou seja, temperatura de saturação para o dado ponto e ΔT_{sub} é a diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura na saída do condensador (sub-resfriamento). Ainda sobre a tabela 3.1., \dot{Q} é a capacidade térmica do evaporador; \dot{W} é a potência fornecida ao compressor e \dot{m}_{R22} é a vazão de R22.

Quanto à vazão de ar pelo condensador, o catálogo de dados técnicos informa que para qualquer caso de temperatura ambiente ou de condensação, ela é constante e é igual a 1835 m³/h.

É sabido que apenas duas propriedades definem o estado do fluido, porém nas seções a seguir, todas as propriedades (temperatura, pressão, entalpia e entropia) serão calculadas para um futuro estudo das mesmas.

3.4.1 Condensador

Para o condensador, as propriedades do ponto 3 do ciclo serão calculadas com a definição do estado do fluido baseando-se nos seguintes dados e hipóteses:

- Temperatura de condensação fixa T_{cond}
- Processo de condensação à pressão constante

Com isso, podem-se deduzir as outras propriedades do fluido:

$$T_3 = T_{cond} - \Delta T_{sub} = T_{cond} - 3 \quad (3.1)$$

$$p_3 = p_{SAT}(T_{cond}) \quad (3.2)$$

$$h_3 = f(p_3, T_3) \quad (3.3)$$

$$s_3 = f(p_3, h_3) \quad (3.4)$$

3.4.2 Válvula

Para a válvula, os seguintes dados e hipóteses principais para a sua modelagem foram adotados:

- Válvula adiabática e consequentemente o processo de expansão será isentálpico;
- Temperatura de evaporação = $T_4 = -10$ °C.



Figura 3.1: Válvula de Expansão [DANFOSS].

O processo de expansão 3-4 levará o fluido para um estado de mistura de líquido e vapor, portanto a primeira propriedade que deve ser calculada é o título da mistura. Em seguida as outras serão encontradas.

$$h_4 = h_3 \quad (3.5)$$

$$x_4 = f(h_4, T_4) \quad (3.6)$$

$$p_4 = f(x_4, T_4) \quad (3.7)$$

$$s_4 = f(p_4, x_4) \quad (3.8)$$

3.4.3 Evaporador

Para este componente, as seguintes hipóteses serão adotadas:

- O processo de evaporação ocorre à pressão constante;
- A capacidade térmica é constante, sendo a sua definição feita com base nos dados de catálogo do fabricante;
- A vazão de fluido refrigerante R22 é fixa e determinada com base nos valores apresentados no catálogo do fabricante.

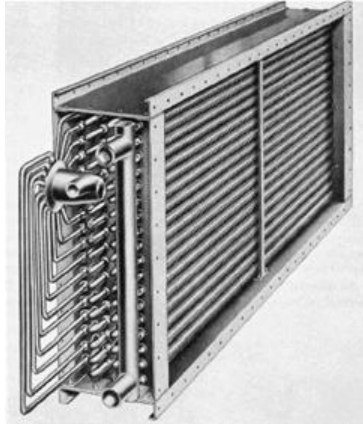


Figura 3.2: Evaporador.

$$p_1 = p_4 \quad (3.9)$$

Aplicando a 1ª Lei para o V.C. que contém apenas o evaporador:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_L &= \dot{m}_{R22} \cdot (h_1 - h_4) \\ \therefore h_1 &= \left(\frac{\dot{Q}_L}{\dot{m}_{R22}} \right) + h_4 \end{aligned} \quad (3.10)$$

$$T_1 = f(p_1, h_1) \quad (3.11)$$

$$s_1 = f(p_1, h_1) \quad (3.12)$$

3.4.4 Compressor

Finalmente, para o compressor são adotadas as seguintes hipóteses:

- Potência fornecida constante avaliada com base nos valores fornecidos pelo fabricante no catálogo;
- Pressão na saída do compressor (ponto 2) é a mesma da saída do condensador (ponto 3), uma vez que o processo 2-3 ocorre a pressão constante.

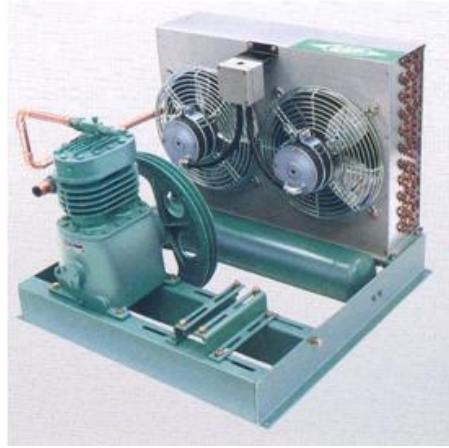


Figura 3.3: Unidade Condensadora [BITZER].

As equações para o compressor são:

$$p_2 = p_3 \quad (3.13)$$

Aplicando a 1ª Lei para o V.C. que contém apenas o compressor:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{CP} &= \dot{m}_{R22} \cdot (h_1 - h_2) \\ \therefore h_2 &= h_1 - \left(\frac{\dot{W}_{CP}}{\dot{m}_{R22}} \right) \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$T_2 = f(p_2, h_2) \quad (3.15)$$

$$s_2 = f(p_2, h_2) \quad (3.16)$$

Para avaliar o calor liberado pelo condensador, deve-se aplicar a primeira lei da Termodinâmica para o sistema todo e com isso tem-se:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_H + \dot{Q}_L &= \dot{W}_{CP} \\ \therefore \dot{Q}_H &= \dot{W}_{CP} - \dot{Q}_L \end{aligned} \quad (3.17)$$

Por fim, pode-se calcular o rendimento do compressor, calculando o valor de \dot{W}_{CPiso} , da seguinte maneira:

$$s_{2iso} = s_1 \quad (3.18)$$

$$h_{2iso} = f(p_2, s_1) \quad (3.19)$$

$$\dot{W}_{CPiso} = \dot{m}_{R22} \cdot (h_{2iso} - h_1) \quad (3.20)$$

$$\eta_{CP} = \left(\frac{\dot{W}_{CPiso}}{\dot{W}_{CP}} \right) \quad (3.21)$$

3.4.5 Temperatura de saída do ar no condensador

Um parâmetro muito importante para o projeto é a temperatura de saída do ar, T_{sar} , do condensador. Para calculá-la, deve-se primeiro calcular-se a vazão mássica de ar. Uma vez que este parâmetro é fornecido no catálogo em m^3/h , é ideal que este valor seja transformado em kg/s . Para tal, é necessário se ter o valor da densidade do ar $\rho[kg/m^3]$, na temperatura correta, ou seja, na própria temperatura de saída do ar que ainda não foi calculada.

Uma solução muito utilizada neste caso é estimar o valor da densidade do ar para a temperatura média entre a entrada e a saída do ar. Não sendo conhecida a temperatura de saída do ar, inicia-se um processo iterativo, que acaba fornecendo simultaneamente o valor de T_{sar} e ρ . O processo é descrito a seguir.

Inicialmente, a temperatura média entre T_{ear} e T_{sar} será adotada como sendo de $35^\circ C$ (que é a temperatura de entrada do ar), a pressão do ar será adotada de 1 atm (0,1 kPa) e o calor específico do ar será fixado, durante todo o processo, para $35^\circ C$, uma vez que foi observado que a sua variação é muito baixa na faixa de temperatura a ser trabalhada. Os índices 0, 1 e 2 são referentes à primeira, segunda e terceira iteração, respectivamente. A partir das considerações iniciais feitas, as iterações seguem conforme descrito nas equações a seguir:

$$\rho_{ar0} = f(T_{méd0} = 35^\circ C, p_{atm}) \quad (3.22)$$

$$\dot{m}_{ar0} = \dot{m}_{ar\text{volumétrica}} \cdot \rho_{ar0} \quad (3.23)$$

E sendo o calor trocado no condensador dado por:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_H &= \dot{m}_{ar0} \cdot cp_{ar} \cdot 1000 \cdot (Ts_{ar0} - Te_{ar}) \\ \therefore Ts_{ar0} &= \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}_{ar0} \cdot cp_{ar} \cdot 1000} - Te_{ar}\end{aligned}\quad (3.24)$$

Com a temperatura da saída do ar índice zero determinada, começam-se as iterações:

- 1ª Iteração

$$T_{méd1} = \frac{Ts_{ar0} + Te_{ar}}{2} \quad (3.25)$$

$$\rho_{ar1} = f(T_{méd1}, p_{atm}) \quad (3.26)$$

$$\dot{m}_{ar1} = \dot{m}_{ar\text{ volumétrica}} \cdot \rho_{ar1} \quad (3.27)$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_H &= \dot{m}_{ar1} \cdot cp_{ar} \cdot 1000 \cdot (Ts_{ar1} - Te_{ar}) \\ \therefore Ts_{ar1} &= \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}_{ar1} \cdot cp_{ar} \cdot 1000} - Te_{ar}\end{aligned}\quad (3.28)$$

- 2ª Iteração

$$T_{méd2} = \frac{Ts_{ar1} + Te_{ar}}{2} \quad (3.29)$$

$$\rho_{ar2} = f(T_{méd2}, p_{atm}) \quad (3.30)$$

$$\dot{m}_{ar2} = \dot{m}_{ar\text{ volumétrica}} \cdot \rho_{ar2} \quad (3.31)$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_H &= \dot{m}_{ar2} \cdot cp_{ar} \cdot 1000 \cdot (Ts_{ar2} - Te_{ar}) \\ \therefore Ts_{ar2} &= \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}_{ar2} \cdot cp_{ar} \cdot 1000} - Te_{ar}\end{aligned}\quad (3.32)$$

- 3ª Iteração

$$T_{méd} = \frac{T_{s_{ar2}} + T_{e_{ar}}}{2} \quad (3.33)$$

$$\rho_{ar} = f(T_{méd}, p_{atm}) \quad (3.34)$$

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{ar\text{ volumétrica}} \cdot \rho_{ar} \quad (3.35)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_H &= \dot{m}_{ar} \cdot c p_{ar} \cdot 1000 \cdot (T_{s_{ar}} - T_{e_{ar}}) \\ \therefore T_{s_{ar}} &= \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}_{ar} \cdot c p_{ar} \cdot 1000} + T_{e_{ar}} \end{aligned} \quad (3.36)$$

Nesse ponto, após três iterações os valores da temperatura de saída do ar, não se alteraram então se pára com o processo de iteração e adotam-se os últimos valores de ρ_{ar} , \dot{m}_{ar} e $T_{s_{ar}}$ como definitivos.

3.4.6 Método da Efetividade NUT

O método da efetividade NUT se destina aos casos de troca de calor, onde não se conhecem todas as temperaturas do sistema e só são conhecidas as temperaturas de entrada dos trocadores de calor. Esse método seria facilmente utilizado para o ciclo aqui estudado, não fosse o simples fato de as curvas características ϵ -NUT para o condensador não serem fornecidas pelo fabricante. Sendo também o objetivo final deste projeto, a curva ϵ -NUT será traçada.

A efetividade pode ser definida pela razão da taxa real de transferência de calor para um trocador de calor e a taxa máxima de transferência de calor possível:

$$\epsilon = \frac{q}{q_{máx}} \quad (3.37)$$

Mas também pode ser escrito de duas outras formas:

$$\varepsilon = \frac{C_h \cdot (T_{h,e} - T_{h,s})}{C_{\min} \cdot (T_{h,e} - T_{c,e})} \quad (3.38)$$

ou

$$\varepsilon = \frac{C_c \cdot (T_{c,s} - T_{c,e})}{C_{\min} \cdot (T_{h,e} - T_{c,e})} \quad (3.39)$$

onde,

C_c	Capacitância térmica do fluido frio	[W/K]
C_h	Capacitância térmica do fluido quente	[W/K]

Por definição,

$$C = \dot{m} \cdot c_p \quad (3.40)$$

$$C_{\min} = \min(C_c; C_h) \quad (3.41)$$

Com o valor de C_{\min} é possível calcular o valor de NUT, que é o número de unidades de transferência e um parâmetro adimensional muito utilizado para análise de trocadores de calor. Define-se por:

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3.42)$$

E para se encontrar esse valor do NUT, é necessário que se encontre o valor de UA primeiro. Para calcular o valor de UA, basta aplicar as fórmulas de transferência de calor para trocadores de calor:

$$Q_H = UA \cdot F \cdot DMLT \quad (3.43)$$

A DMLT é a chamada diferença média logarítmica da temperatura. Supondo que nesse caso o condensador possa ser aproximado por um trocador de calor de contracorrente, tem-se:

$$DMLT = \frac{[(T_{h,e} - T_{c,s}) - (T_{h,s} - T_{c,e})]}{\ln \left[\frac{(T_{h,e} - T_{c,s})}{(T_{h,s} - T_{c,e})} \right]} \quad (3.44)$$

Como nesse caso a temperatura do fluido quente é a temperatura de condensação, pode-se simplificar a equação (3.44) em:

$$DMLT = \frac{[(T_{c,e}) - (T_{c,s})]}{\ln \left[\frac{(T_{cond} - T_{c,s})}{(T_{cond} - T_{c,e})} \right]} \quad (3.45)$$

E não havendo diferença de temperatura do fluido quente, pois $T_{h,e} = T_{h,s} = T_{cond}$, o fator de correção F será igual a 1. Agora, igualando as equações (3.36) e (3.43):

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ar} \cdot cp_{ar} \cdot 1000 \cdot (Ts_{ar} - Te_{ar}) &= UA \cdot DMLT \\ \therefore UA &= \frac{\dot{m}_{ar} \cdot cp_{ar} \cdot 1000 \cdot (Ts_{ar} - Te_{ar})}{DMLT} \end{aligned} \quad (3.46)$$

Por último, levando o resultado da equação (3.46) para (3.42), tira-se o valor de NUT.

Para encontrar o valor da efetividade ε , basta utilizar uma das equações que relacionam ε e NUT. A equação inicialmente utilizada será a equação para trocadores de corrente cruzada com C_{min} sendo do fluido misturado (ar) e o $C_{máx}$ do fluido não misturado (R22). Admitindo que $C_{máx} = 1000 \cdot C_{min}$, ou seja, $C_{máx} \gg C_{min}$, tem-se:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-C_r^{-1} \cdot \{1 - \exp[-C_r \cdot (NUT)]\}\right) \quad (3.47)$$

onde,

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.48)$$

3.4.7 Outros valores

Dois últimos valores que podem ser calculados são o COP e o superaquecimento na válvula. Este último, que serve de parâmetro para a válvula limitar ou não a vazão do ciclo, é a diferença de temperaturas da saída e entrada do evaporador. Caso essa diferença de temperatura ultrapasse o valor limite imposto pela válvula, ela impede a passagem do fluido no sistema.

$$\Delta T_{\text{sup}} = T_1 - T_4 \quad (3.49)$$

4. RESULTADOS E ANÁLISES DA PRIMEIRA MODELAGEM DO SISTEMA

Com a rotina escrita no EES, foi possível definir o estado dos quatro pontos principais do ciclo, encontrar os valores da taxa de transferência de calor pelo condensador, DMLT, UA, NUT e ϵ . A rotina está apresentada no ANEXO I e a seguir são apresentados os resultados obtidos com a simulação.

4.1 Resultados obtidos

Com a primeira simulação feita, para a averiguação do correto funcionamento do sistema, pode-se chegar aos seguintes valores de propriedades do ciclo:

Tabela 4.1: Propriedades para o ciclo de $T_{\text{evap}} = -5^\circ\text{C}$.

Propriedade	h[i]	T[i]	s[i]	p[i]	x[i]
Ponto	[kJ/kg]	[°C]	[kJ/kg·K]	[kPa]	
1	408,3	2,2	1,777	421,9	-
2	481,3	119,4	1,864	1966	-
3	259,9	47,5	1,198	1966	-
4	259,9	-5,0	1,224	421,9	0,3098

Tabela 4.2: Propriedades para o ciclo de $T_{\text{evap}} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Propriedade	$h[i]$	$T[i]$	$s[i]$	$P[i]$	$x[i]$
Ponto	[kJ/kg]	[$^{\circ}\text{C}$]	[kJ/kg*K]	[kPa]	
1	406,2	-2,8	1,784	354,9	-
2	486,0	123,6	1,881	1847	-
3	256,2	44,8	1,186	1847	-
4	256,2	-10,0	1,215	354,9	0,3141

Tabela 4.3: Propriedades para o ciclo de $T_{\text{evap}} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Propriedade	$h[i]$	$T[i]$	$s[i]$	$P[i]$	$x[i]$
Ponto	[kJ/kg]	[$^{\circ}\text{C}$]	[kJ/kg*K]	[kPa]	
1	404,0	-7,86	1,792	296,3	-
2	490,9	128,4	1,899	1738	-
3	252,7	42,2	1,176	1738	-
4	252,7	-15,0	1,207	296,3	0,3191

Tabela 4.4: Propriedades para o ciclo de $T_{\text{evap}} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Propriedade	$h[i]$	$T[i]$	$s[i]$	$p[i]$	$x[i]$
Ponto	[kJ/kg]	[$^{\circ}\text{C}$]	[kJ/kg*K]	[kPa]	
1	401,6	-13,0	1,800	245,4	-
2	490,6	127,6	1,901	1681	-
3	250,8	40,8	1,170	1681	-
4	250,8	-20,0	1,205	245,4	0,3313

Para se entender melhor o que está ocorrendo no ciclo, foram traçadas as curvas T-s e p-h, apenas para a condição de $T_{\text{evap}} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$, que acabou sendo a condição principal do estudo nesse projeto.

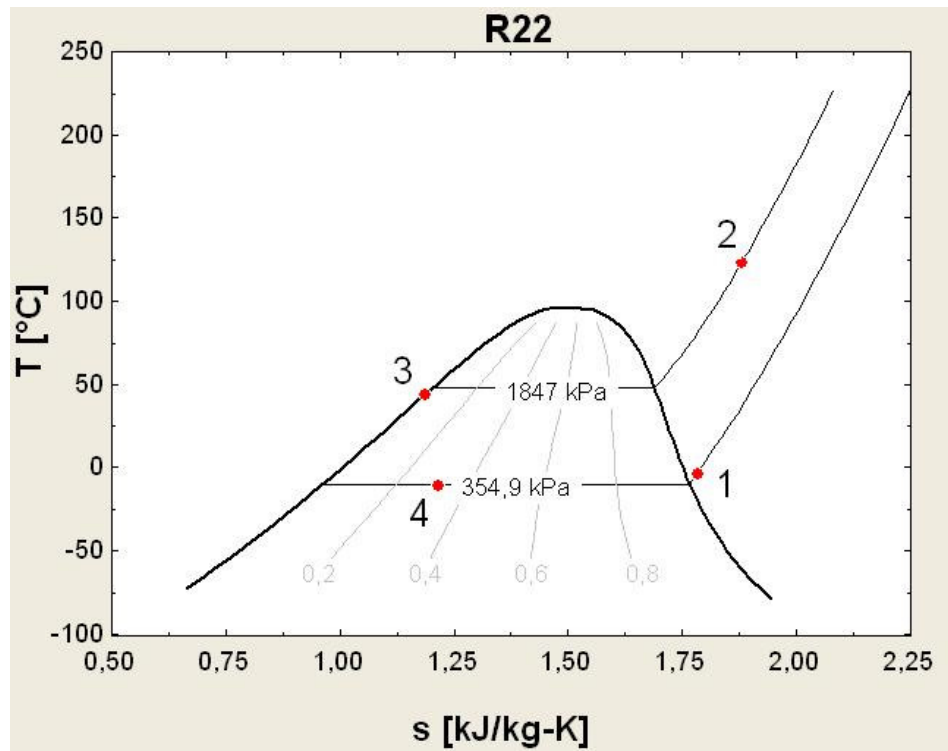


Figura 4.1: Diagrama T-s para um dos casos do ciclo de refrigeração.

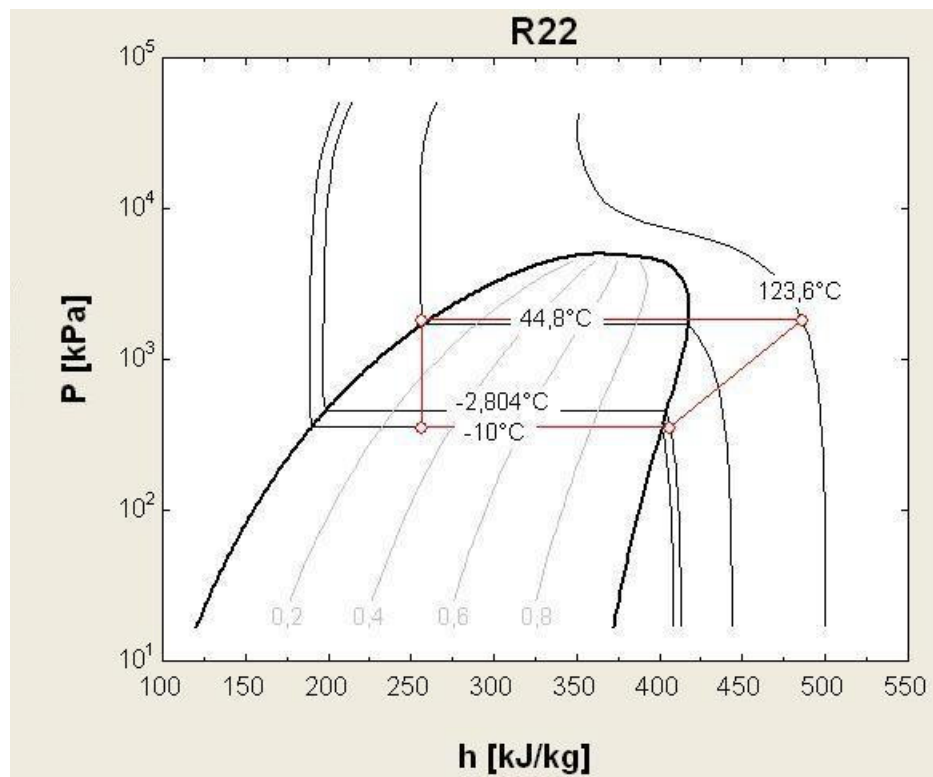


Figura 4.2: Diagrama T-s para um dos casos do ciclo de refrigeração.

Com base em processo iterativo em busca dos melhores valores de ρ_{ar} e T_{sar} , construíram-se as seguintes tabelas:

Tabela 4.5: Iterações para encontrar ρ_{ar} e vazão mássica do ar.

T[4] [°C]	ρ_{ar0} [kg/m³]	m_{ar0} [kg/s]	ρ_{ar1} [kg/m³]	m_{ar1} [kg/s]	ρ_{ar2} [kg/m³]	m_{ar2} [kg/s]	ρ_{ar} [kg/m³]	m_{ar} [kg/s]
-5	0,001131	0,000576	0,001123	0,000572	0,001123	0,000572	0,001123	0,000572
-10	0,001131	0,000576	0,001125	0,000574	0,001125	0,000574	0,001125	0,000574
-15	0,001131	0,000576	0,001128	0,000575	0,001128	0,000575	0,001128	0,000575
-20	0,001131	0,000576	0,001129	0,000576	0,001129	0,000576	0,001129	0,000576

Tabela 4.6: Iterações para encontrar T_{sar} e T_{med}

T[4] [°C]	T_{cond} [°C]	T_{sar0} [°C]	T_{sar1} [°C]	T_{sar2} [°C]	T_{sar} [°C]	T_{med1} [°C]	T_{med2} [°C]	T_{med} [°C]
-5	50,5	42,36	42,44	42,44	42,44	37,18	37,22	37,22
-10	47,8	40,85	40,89	40,89	40,89	36,42	36,44	36,44
-15	45,2	39,43	39,44	39,44	39,44	35,71	35,72	35,72
-20	43,8	38,65	38,66	38,66	38,66	35,32	35,33	35,33

As tabelas 4.7 e 4.8 mostram os valores para o cálculo do W_{CPiso} , η_{CP} e da efetividade do sistema, e em seguida a curva ε -NUT é apresentada na Fig. 4.3.

Tabela 4.7: Trabalho real, isentrópico e rendimento do compressor.

W_{CP} [kW]	W_{CPiso} [kW]	η_{CP} [%]
-1,98	-1,098	55,4
-1,78	-0,971	54,5
-1,57	-0,845	53,8
-1,43	-0,8192	57,3
Média		55,3

Tabela 4.8: Cálculo do DMLT, UA, NUT e ε

T[4] [°C]	DMLT [°C]	UA [W/K]	NUT -	ε -
-5	12,57	0,208	0,3611	0,3030
-10	10,75	0,184	0,3196	0,2735
-15	8,97	0,163	0,2825	0,2461
-20	8,02	0,157	0,2704	0,2369

Para as seções posteriores de simulação, serão utilizados os seguintes valores médios $UA_{\text{méd}}=0,178$ [W/K] e $\eta_{\text{méd}}=55,3\%$.

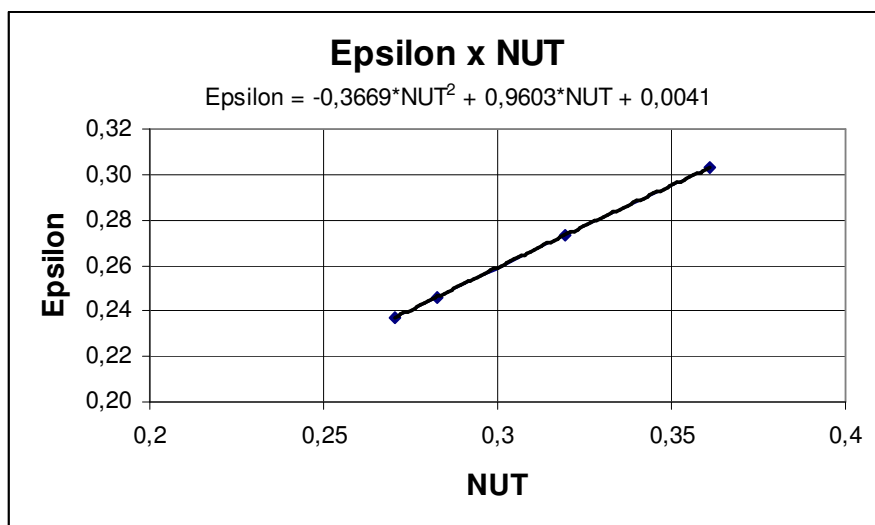


Figura 4.3: Curva ϵ -NUT do condensador do sistema.

A Fig. 4.3 mostra o comportamento do condensador, a partir dos dados obtidos do fornecedor e dos valores calculados no modelo. Portanto, para se ter melhores resultados nos estudos feitos da Unidade Condensadora, a partir do modelo matemático proposto neste trabalho, seria viável que se trabalhasse na região mostrada pelo gráfico acima. A curva apresenta uma linha de tendência e sua equação, que será posteriormente utilizada no capítulo 5, auxiliando nos estudos das variações do sistema.

5. VARIAÇÕES NOS PARÂMETROS DO SISTEMA

Com o modelo do sistema já definido, pode-se agora estudar possíveis variações nos parâmetros de entrada desse sistema e suas implicações com outros parâmetros importantes. Parâmetros previamente definidos como fixos serão variados e serão avaliados o efeito causado no sistema e sua sensibilidade.

Um novo modelo, apresentado no ANEXO II, foi construído a partir de equações da termodinâmica, semelhantes às equações utilizadas na primeira parte do projeto. Esse novo modelo foi feito de maneira que o software EES, através de um método iterativo, resolvesse as equações de uma só vez.

Com isso um grande problema que surge é o da convergência do sistema. Para que o EES obtenha resultados fisicamente possíveis, deve-se definir qual será a estimativa inicial de cada uma das variáveis que se deseja calcular. Por conta da falta de experiência na utilização do EES, encontrar valores coerentes para a estimativa inicial, de maneira que o sistema convergisse, foi a grande dificuldade a ser superada.

Outra rotina foi construída apenas para servir de auxílio no cálculo das propriedades dos quatro pontos principais do ciclo. Esta rotina também se encontra no ANEXO II.

Nas seções seguintes, encontram-se os estudos da variação de alguns parâmetros relevantes no sistema.

5.1 Formação de gelo no evaporador

Um problema muito comum a sistemas de refrigeração é o da formação de gelo entre as serpentinas do evaporador. Uma vez que existe vapor de água no ar, o contato desse vapor com as serpentinas a temperaturas abaixo de zero, favorece a solidificação da água na superfície das serpentinas, bloqueando a passagem de ar no evaporador. Com a passagem de ar obstruída por conta do gelo formado, a capacidade do evaporador diminui e isso pode afetar o rendimento do sistema bem como aumentar o consumo de energia.

Existem alguns processos de degelo utilizados para eliminar de tempos em tempos esse problema, mas o escopo deste trabalho não é estudar esses processos. O tipo de gelo formado, suas características e propriedades também não serão estudados. Neste trabalho será estudado o efeito no sistema causado pela formação do gelo.

5.1.1 Nova capacidade do evaporador

A nova capacidade térmica que o evaporador irá apresentar devido ao efeito isolante causado pela formação de gelo pode ser verificada com ensaios e experimentos. Estudo feito pelo Laboratório de Refrigeração do GREAC (Grupo de Pesquisa em Refrigeração, Ar Condicionado e Conforto Térmico) da Escola Politécnica da USP [HERNANDES, 2005], foi avaliada a curva da variação da capacidade das serpentinas em função do tempo desde o início da formação do gelo até o momento em que as serpentinas estão totalmente bloqueadas (vide Fig. 5.1). Tendo em vista que os sistemas

de refrigeração apresentam um comportamento muito similar para a questão da formação do gelo no evaporador, a curva levantada pelo ensaio será corrigida para os valores utilizados neste projeto.

Inicialmente será analisado apenas o caso em que $T_{\text{evap}} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Para os outros casos, a curva é idêntica, mudando apenas os valores da capacidade.

Feita a correção dos valores do ensaio para os valores deste trabalho, a curva encontrada é apresentada na Fig. 5.1.

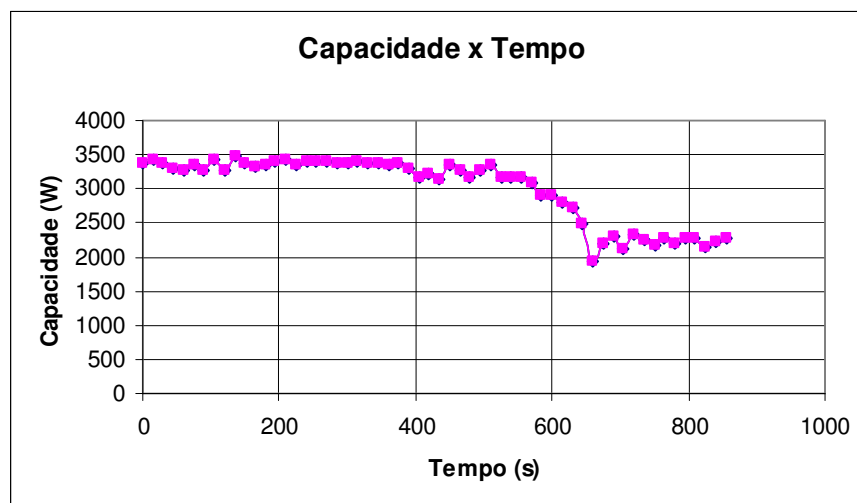


Figura 5.1: Curva da capacidade das serpentinas em função do tempo.

A curva apresentada mostra para cada instante a capacidade da serpentina. Nota-se que há um período de estabilidade (até aproximadamente 435s), em seguida inicia-se uma queda da capacidade e por fim ocorre um novo período estabilidade (a partir de 675s) quando a serpentina está totalmente bloqueada. Nota-se pela figura acima que o instante 660s é muito divergente dos demais, então para o estudo a seguir, ele será considerado ponto fora da curva e, portanto, descartado.

5.1.2 Análise da queda da capacidade

A curva da Fig. 5.1. foi dividida em três regiões principais: região de capacidade aproximadamente constante de 3345 W, indo de zero até 450s; região de queda de capacidade entre 450s e 645s; e por fim uma região novamente constante de capacidade 2234 W, do instante 675s em diante. A região de queda está representada na Fig. 5.2. e traz uma linha de tendência que foi utilizada para aproximar os valores da capacidade nesta região.

O seguinte procedimento foi adotado:

- Dividiu-se a região (450s até 645s) em dez intervalos iguais de tempo, valendo 19,5s cada;
- A partir da equação da linha de tendência gerada, foram calculados os valores da capacidade nos extremos do intervalo;
- Tirou-se a média entre esses dois valores;
- O valor resultante foi adotado como o valor médio neste intervalo e foi utilizado como o valor nominal da capacidade do evaporador.

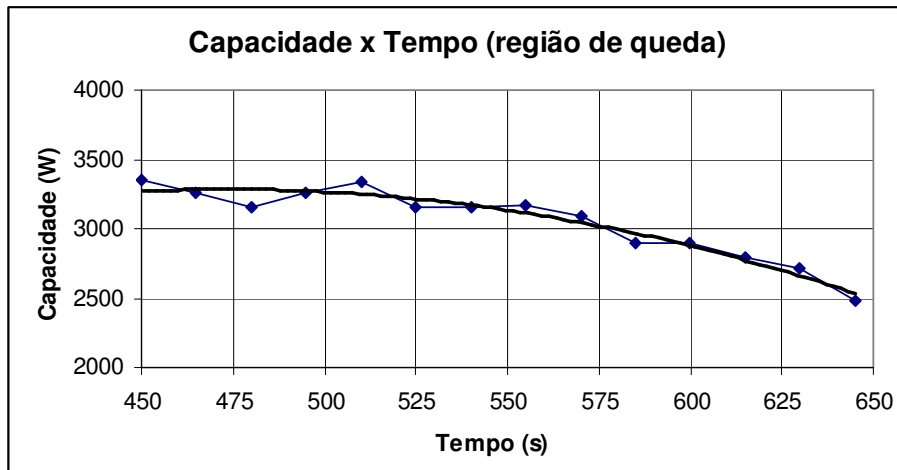


Figura 5.2: Região de queda de capacidade.

Para o melhor entendimento do procedimento que foi adotado, a tabela 5.1 será apresentada.

Tabela 5.1: Valores da Capacidade do evaporador nos intervalos de tempo.

Trecho	Intervalo [s]	Capacidade [W]
1º	450 - 469,5	3270,1
2º	469,5 - 489	3273,1
3º	489 - 508,5	3256,9
4º	508,5 - 528	3221,3
5º	528 - 547,5	3166,4
6º	547,5 - 567	3092,2
7º	567 - 586,5	2998,7
8º	586,5 - 606	2885,9
9º	606 - 625,5	2753,8
10º	625,5 - 645	2602,3

5.1.3 Resultados da simulação

Variando apenas o valor da capacidade Q_L do evaporador, utilizando os valores encontrados da tabela 5.1, foram feitas dez simulações. Com todas as variáveis calculadas, foram gerados os gráficos apresentados nas figuras 5.3, 5.4, 5.5 e 5.6 mostradas a seguir.

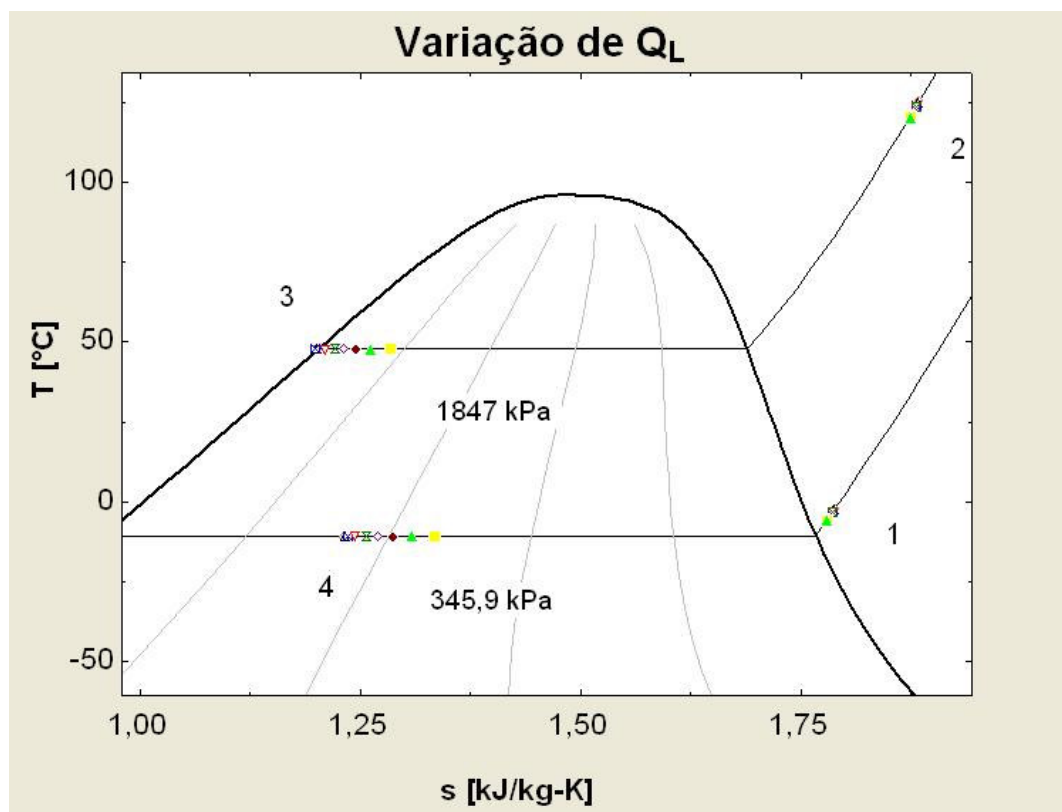


Figura 5.3: Diagrama T-s da simulação do ciclo nos dez casos.

As simulações mostraram que para casos em que Q_L apresente valores menores ou iguais a 3.166 kW, o ponto 3 acaba entrando na zona de líquido-vapor saturado, e com isso o valor do título pode ser calculado nesses casos. Isso seria um fator a ser levado em consideração, pois não é interessante que se tenham duas fases do R22 na saída do condensador. Por tanto deve ser evitado trabalhar nessas condições. Detalhes podem ser observados na figura 5.4.

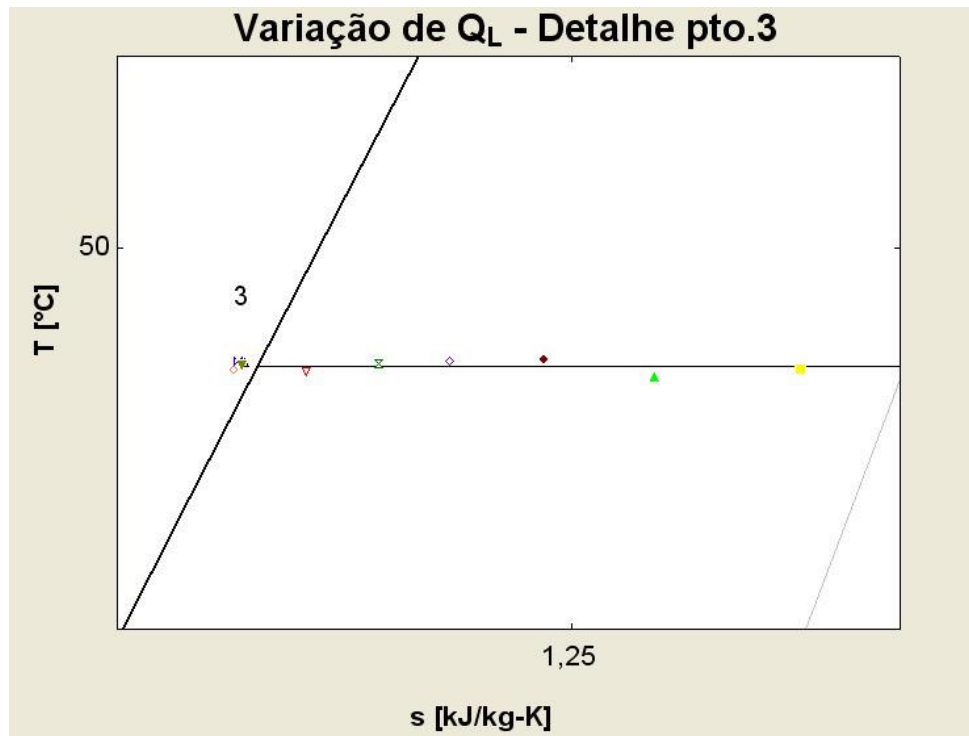


Figura 5.4: Zoom do ponto 3 do diagrama T-s da simulação do ciclo nos dez casos.

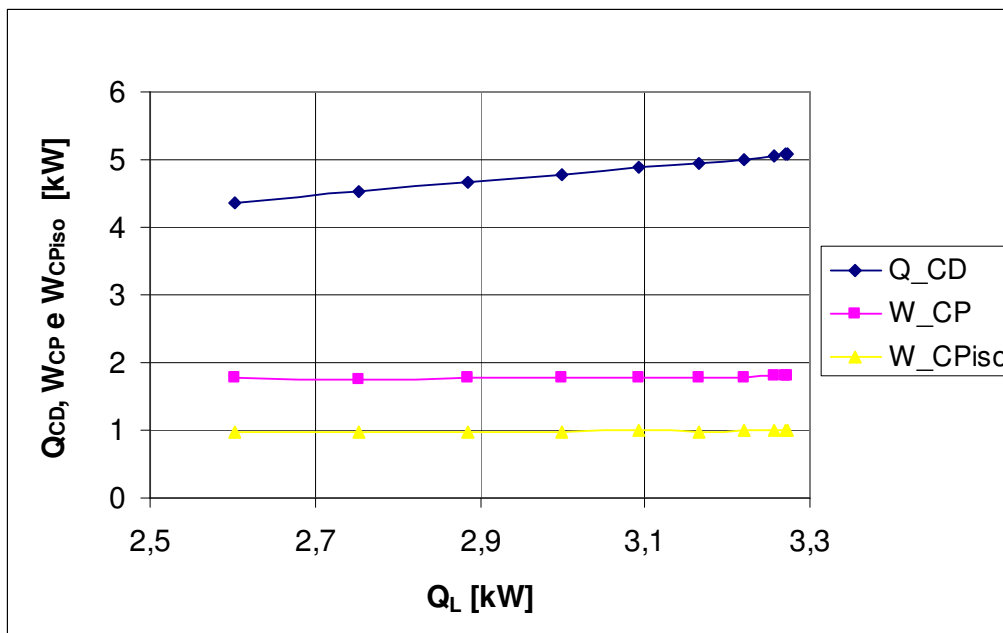


Figura 5.5: Q_{CD} , W_{CP} e W_{CPiso} em função de Q_L .

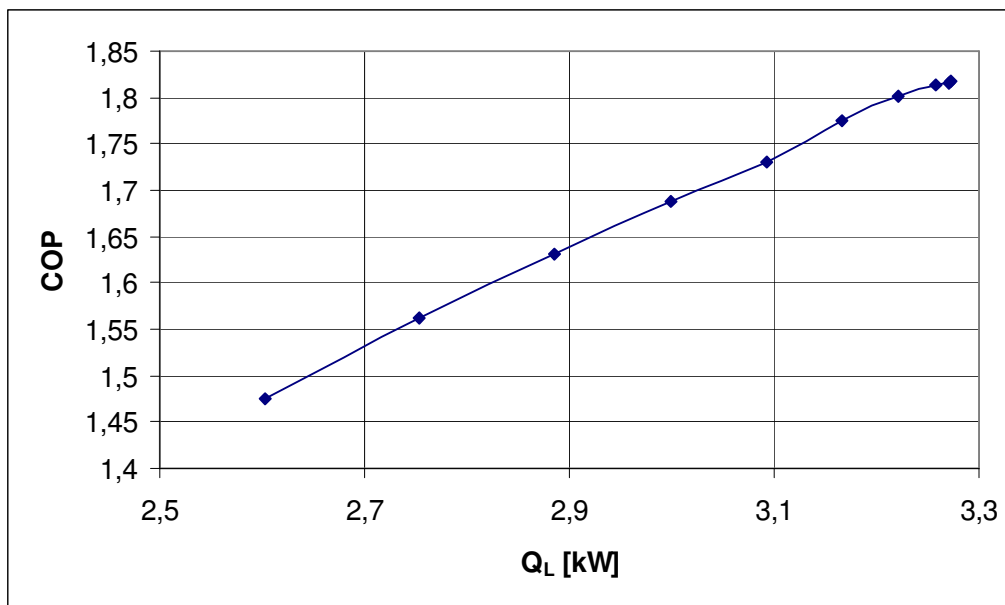


Figura 5.6: COP em função de Q_L .

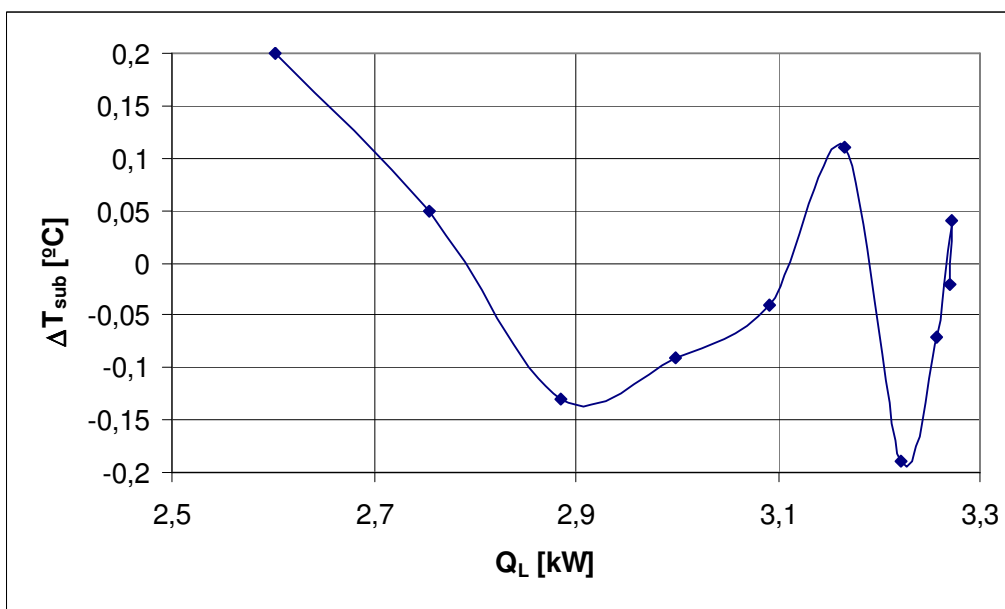


Figura 5.7: ΔT_{sub} em função de Q_L .

Pode ser observado pelos três gráficos anteriores que com a queda de Q_L , também ocorre queda nos valores de Q_{CD} , W_{CP} , W_{CPiso} e COP. Com isso pode-se perceber um aumento no consumo da energia acompanhada por um menor aproveitamento de energia, uma vez que o COP também é menor. A figura 5.7 teve a sua escala ampliada, e mostra que houve uma pequena variação da temperatura de saída

do condensador, em relação à temperatura de condensação (adotada como sendo 47,8°C). Portanto, o modelo construído leva a resultados em que a temperatura do ponto 3, praticamente não se altera.

Tendo em vista essa constatação e a figura 5.4, pode-se analisar o fenômeno ocorrido nas simulações. Ter um valor do sub-resfriamento igual à zero significa que na saída do condensador existe fluido R22 tanto na fase líquida como na fase vapor. Isso é observado na figura 5.4, em que apenas três casos obtiveram o ponto 3 fora dessas condições.

O que pode ser visto também, é que para casos em que Q_L tem um valor baixo, não houve retirada de calor suficiente para que se passasse todo o vapor para o estado líquido. Portanto deve-se atentar à formação do gelo nas serpentinas, para que não se tenha situações como a simulada, prejudicando no funcionamento do ciclo.

Todos os valores calculados através da simulação encontram-se nas tabelas a seguir.

Tabela 5.2: Valores de Q_L , Q_{CD} , W_{CP} , W_{CPiso} e COP calculados.

CASO	Q_L [kW]	Q_{CD} [kW]	W_{CP} [kW]	W_{CPiso} [kW]	COP
1	3,270	-5,071	-1,801	-0,995	1,82
2	3,273	-5,073	-1,800	-0,995	1,82
3	3,257	-5,052	-1,795	-0,992	1,81
4	3,221	-5,010	-1,788	-0,988	1,80
5	3,166	-4,951	-1,784	-0,986	1,77
6	3,092	-4,878	-1,786	-0,987	1,73
7	2,999	-4,775	-1,776	-0,981	1,69
8	2,886	-4,656	-1,770	-0,978	1,63
9	2,754	-4,516	-1,762	-0,974	1,56
10	2,602	-4,366	-1,764	-0,975	1,48

Tabela 5.3: Valores das temperaturas do ciclo, diferença de temperatura do sub-resfriamento e temperaturas de entrada e saída do ar do condensador.

CASO	$T[1]$ [°C]	$T[2]$ [°C]	$T[3]$ [°C]	$T[4]$ [°C]	ΔT_{sub} [°C]	$T_{e,ar}$ [°C]	$T_{s,ar}$ [°C]
1	-1,76	125,8	47,82	-10,72	-0,02	32,00	40,79
2	-1,86	125,7	47,76	-10,72	0,04	32,00	40,80
3	-2,40	125,0	47,87	-10,72	-0,07	32,00	40,76
4	-3,21	124,0	47,99	-10,72	-0,19	32,00	40,69
5	-3,63	123,4	47,69	-10,72	0,11	32,00	40,58
6	-3,45	123,7	47,84	-10,72	-0,04	32,00	40,46
7	-4,58	122,2	47,89	-10,72	-0,09	32,00	40,28
8	-5,23	121,4	47,93	-10,72	-0,13	32,00	40,08
9	-5,88	120,5	47,75	-10,72	0,05	32,00	39,83
10	-6,10	120,2	47,60	-10,72	0,20	32,00	39,57

Tabela 5.4: Valores das pressões dos quatro pontos do ciclo.

CASO	p[1] [kPa]	p[2] [kPa]	p[3] [kPa]	p[4] [kPa]
1	345,5	1848	1848	345,9
2	346,8	1850	1850	345,9
3	347,9	1850	1850	345,9
4	345,0	1855	1855	345,9
5	345,2	1842	1842	345,9
6	346,5	1849	1849	345,9
7	347,0	1851	1851	345,9
8	344,6	1853	1853	345,9
9	346,6	1845	1845	345,9
10	344,0	1838	1838	345,9

Tabela 5.5: Valores das entalpias dos pontos principais do ciclo.

CASO	h[1] [kJ/kg]	h[2] [kJ/kg]	h[2] _{iso} [kJ/kg]	h[3] [kJ/kg]	h[4] [kJ/kg]
1	407,1	487,8	451,7	260,5	260,5
2	407,0	487,7	451,6	260,3	260,3
3	406,6	487,1	451,1	260,6	260,6
4	406,1	486,2	450,4	261,7	261,7
5	405,8	485,8	450,0	263,8	263,8
6	405,9	486,0	450,2	267,3	267,3
7	405,1	484,7	449,1	270,7	270,7
8	404,7	484,0	448,5	275,3	275,3
9	404,2	483,3	447,9	287,6	287,6
10	404,1	483,1	447,7	280,6	280,6

Tabela 5.6: Valores das entropias dos quatro pontos do ciclo.

CASO	s[1] [kJ/kg*K]	s[2] [kJ/kg*K]	s[3] [kJ/kg*K]	s[4] [kJ/kg*K]
1	1,790	1,886	1,200	1,232
2	1,790	1,885	1,199	1,231
3	1,788	1,884	1,201	1,232
4	1,787	1,881	1,203	1,236
5	1,786	1,881	1,210	1,244
6	1,786	1,881	1,221	1,258
7	1,782	1,878	1,232	1,271
8	1,782	1,876	1,246	1,288
9	1,779	1,874	1,284	1,335
10	1,780	1,874	1,263	1,309

Tabela 5.7: Valores dos títulos do ponto 4 e ponto 3 do ciclo.

CASO	x[4]	x[3]
1	0,3375	-
2	0,3366	-
3	0,3380	-
4	0,3432	-
5	0,3531	0,0161
6	0,3696	0,0371

7	0,3856	0,0585
8	0,4073	0,0876
9	0,4323	0,1679
10	0,4653	0,1242

5.2 Variação do rendimento do compressor (η_{CP})

Para esse caso, será avaliada a influência da mudança no rendimento do compressor no ciclo. Utilizando a mesma rotina escrita no EES, será fixado o valor de $Q_L=2723$ [kW], e o restante será mantido, como no caso anterior.

A variação do rendimento do compressor foi feita segundo a tabela 5.8, na qual o valor originalmente obtido do rendimento (55,27%) foi multiplicado pelo fator V, aqui chamado “fator de rendimento”. Como pode ser observado, o fator V é apenas uma variação de 5 em 5% do valor original.

Tabela 5.8: Valores do rendimento do compressor nos casos a serem estudados.

Fator V	η [%]
0,80	44,22
0,85	46,98
0,90	49,74
0,95	52,51
1,00	55,27
1,05	58,03
1,10	60,80
1,15	63,56
1,20	66,32

Mudanças do valor do rendimento do compressor podem ser entendidas como uma troca do equipamento original por um de rendimento melhor, por exemplo, ou mau funcionamento e eventuais problemas do equipamento já existente.

5.2.1 Resultados da simulação

As simulações foram feitas da mesma maneira que na seção 5.1.3, variando agora os valores do rendimento do compressor. Os resultados podem ser verificados nas figuras que seguem.

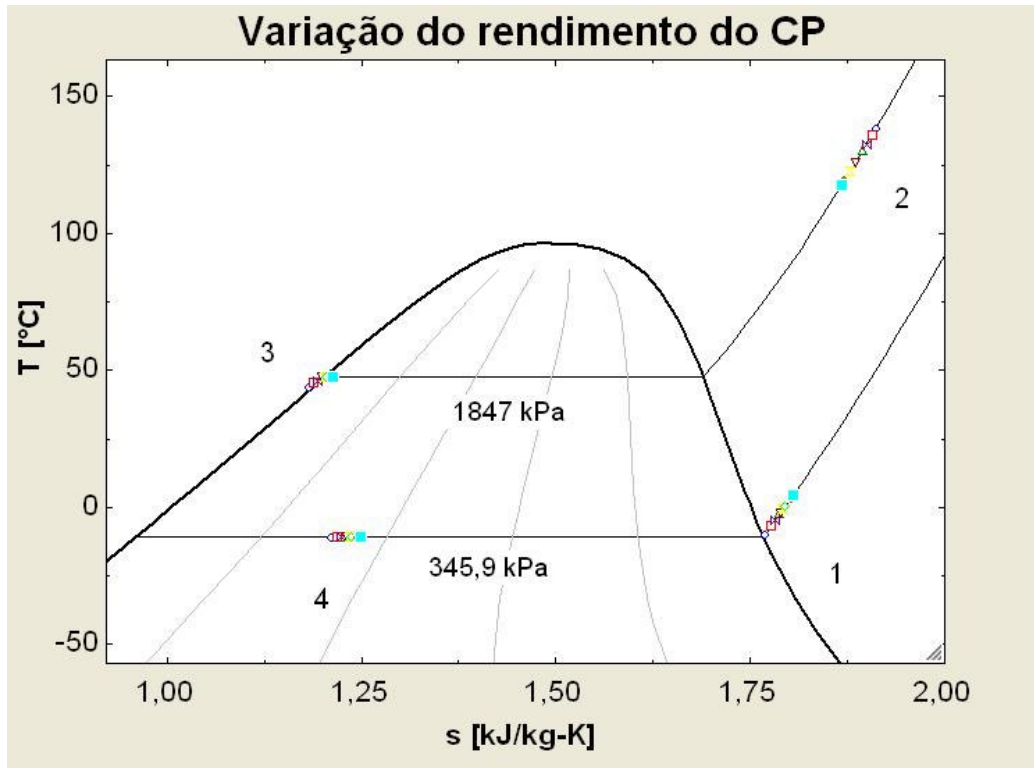


Figura 5.8: Diagrama T-s da simulação do ciclo nos nove casos.

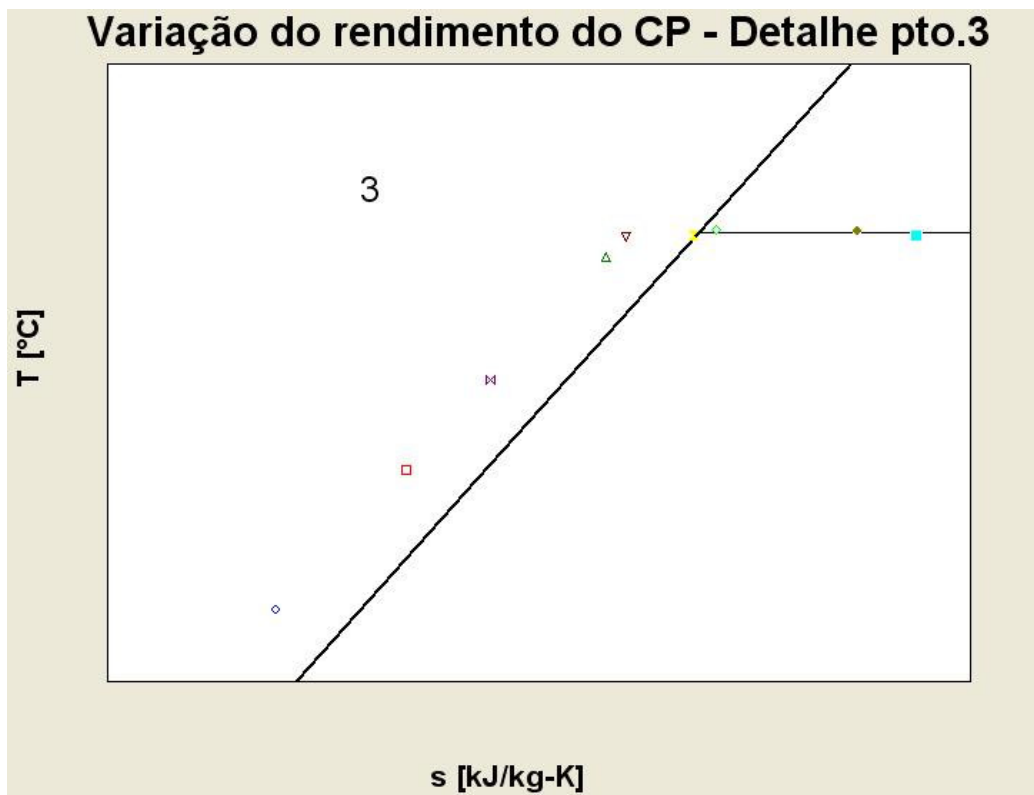


Figura 5.9: Zoom do ponto 3 do diagrama T-s da simulação do ciclo nos nove casos.

Como se pode observar a partir da figura 5.9, rendimentos iguais ou maiores que 60,8% geraram situações em que o fluido R22 na saída do condensador estava na zona de líquido-vapor saturado.

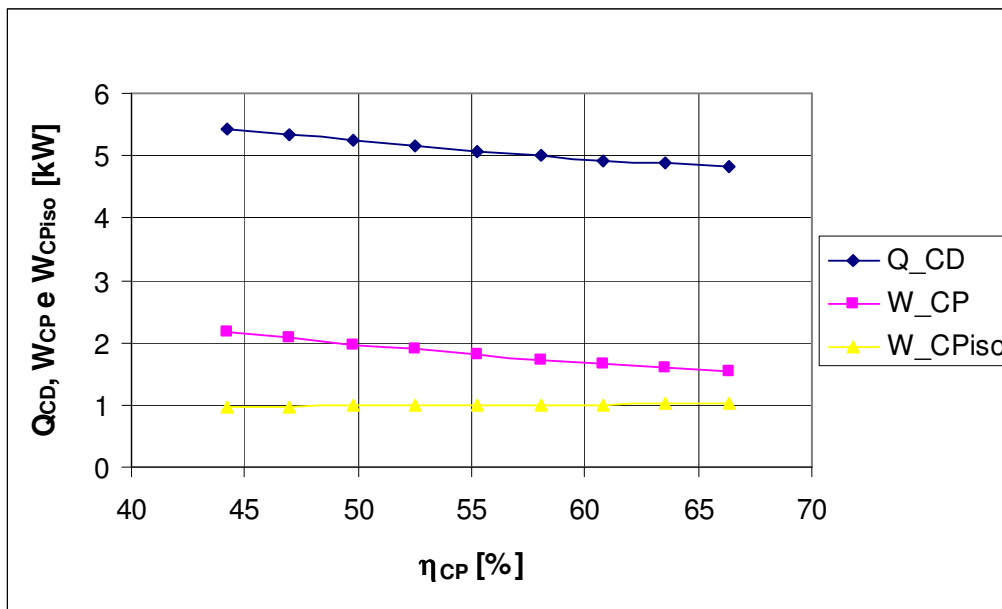


Figura 5.10: Q_{CD} , W_{CP} e W_{CPiso} em função do rendimento do compressor.

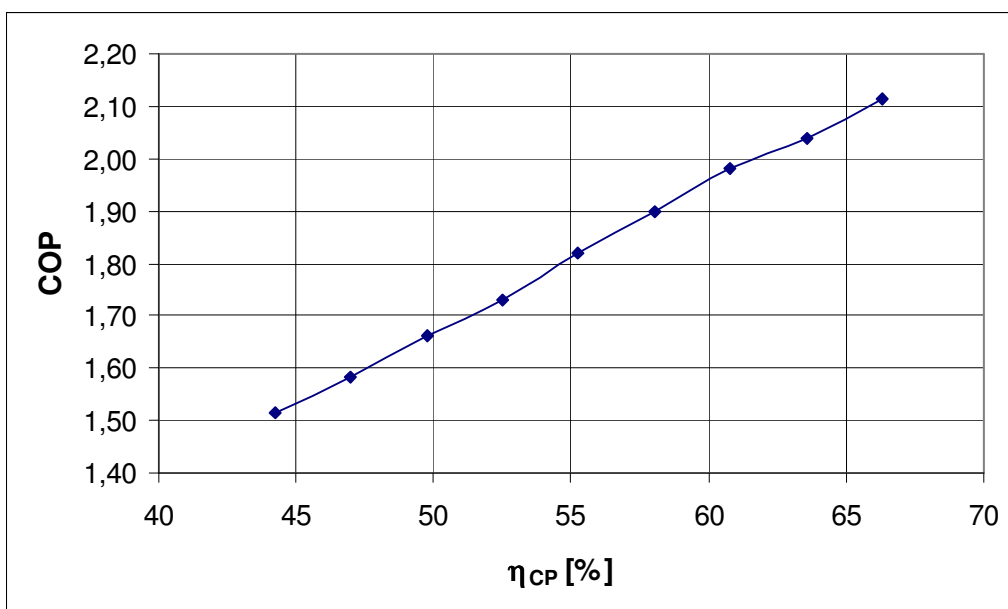


Figura 5.11: COP em função do rendimento do compressor.

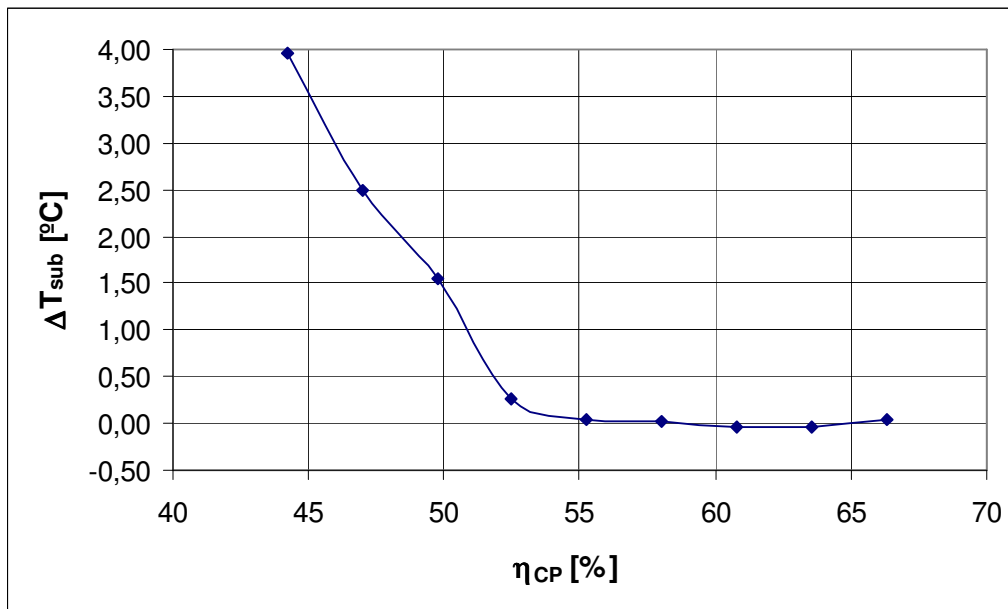


Figura 5.12: ΔT_{sub} em função do rendimento do compressor.

Observa-se a partir dos gráficos anteriores que com o aumento do rendimento, ocorre uma diminuição dos valores de Q_{CD} e W_{CP} e um aumento de W_{CPiso} . Outro fato observado foi o aumento do valor do COP, para mais altos rendimentos. Porém, a partir da figura 5.9, constata-se que não seria muito interessante utilizar o ciclo para rendimentos superiores a 60,8%, como dito anteriormente.

A figura 5.12 mostra uma pequena, porém mais significativa que no caso anterior, variação da temperatura do sub-resfriamento. Nota-se que para valores do rendimento superiores a 55% o valor do sub-resfriamento é igual, ou praticamente igual, a zero. Isso significa que, novamente, R22 está saindo do condensador parte na fase líquida e parte vapor, como visto na figura 5.9.

Novamente, como na simulação anterior, o que ocorre é que não há troca de calor suficiente para que todo o vapor se torne líquido na saída do condensador. Independente do valor do COP ser maior para maiores rendimentos do compressor, pelo fato de o ponto 3 estar dentro da região líquido-vapor saturado, deve-se evitar a utilização nessas condições, para que se tenha um bom funcionamento do ciclo, pelas razões descritas.

A seguir, todos os valores calculados são apresentados nas tabelas.

Tabela 5.9: Valores de η_{CP} , Q_{CD} , W_{CP} , W_{CPiso} e COP calculados.

CASO	η_{CP} [%]	Q_L [kW]	Q_{CD} [kW]	W_{CP} [kW]	W_{CPiso} [kW]	COP
1	44,2	3,273	-5,436	-2,163	-0,956	1,51
2	47,0	3,273	-5,339	-2,066	-0,971	1,58
3	49,7	3,273	-5,244	-1,971	-0,980	1,66
4	52,5	3,273	-5,164	-1,891	-0,993	1,73
5	55,3	3,273	-5,073	-1,800	-0,995	1,82
6	58,0	3,273	-4,996	-1,723	-1,000	1,90
7	60,8	3,273	-4,926	-1,653	-1,005	1,98
8	63,6	3,273	-4,878	-1,605	-1,020	2,04
9	66,3	3,273	-4,821	-1,548	-1,026	2,11

Tabela 5.10: Valores das temperaturas do ciclo, diferença de temperatura do sub-resfriamento e temperaturas de entrada e saída do ar do condensador.

CASO	$T[1]$ [°C]	$T[2]$ [°C]	$T[3]$ [°C]	$T[4]$ [°C]	ΔT_{sub} [°C]	Te_{ar} [°C]	Ts_{ar} [°C]
1	-9,55	138,4	43,84	-10,72	3,96	32	41,43
2	-6,76	135,6	45,30	-10,72	2,50	32	41,26
3	-4,81	132,2	46,25	-10,72	1,55	32	41,17
4	-2,27	130,1	47,54	-10,72	0,26	32	40,95
5	-1,86	125,7	47,76	-10,72	0,04	32	40,80
6	-0,82	122,5	47,77	-10,72	0,03	32	40,66
7	0,19	119,6	47,83	-10,72	-0,03	32	40,54
8	3,30	119,6	47,83	-10,72	-0,03	32	40,46
9	4,64	117,7	47,76	-10,72	0,04	32	40,36

Tabela 5.11: Valores das pressões dos quatro pontos do ciclo.

CASO	$p[1]$ [kPa]	$p[2]$ [kPa]	$p[3]$ [kPa]	$p[4]$ [kPa]
1	347,2	1843	1843	345,9
2	345,8	1844	1844	345,9
3	344,1	1844	1844	345,9
4	347,7	1845	1845	345,9
5	346,8	1850	1850	345,9
6	348,0	1846	1846	345,9
7	348,2	1848	1848	345,9
8	346,3	1848	1848	345,9
9	347,8	1846	1846	345,9

Tabela 5.12: Valores das entalpias dos pontos principais do ciclo.

CASO	h[1] [kJ/kg]	h[2] [kJ/kg]	h[2] _{iso} [kJ/kg]	h[3] [kJ/kg]	h[4] [kJ/kg]
1	401,6	498,6	444,5	254,9	254,9
2	403,6	496,2	447,1	256,9	256,9
3	405,0	493,3	448,9	258,2	258,2
4	406,7	491,5	451,3	260,0	260,0
5	407,0	487,7	451,6	260,3	260,3
6	407,7	485,0	452,6	261,0	261,0
7	408,4	482,5	453,5	261,7	261,7
8	410,6	482,5	456,3	263,9	263,9
9	411,5	480,9	457,6	264,8	264,8

Tabela 5.13: Valores das entropias dos quatro pontos do ciclo.

CASO	s[1] [kJ/kg*K]	s[2] [kJ/kg*K]	s[3] [kJ/kg*K]	s[4] [kJ/kg*K]
1	1,769	1,913	1,182	1,211
2	1,777	1,907	1,189	1,218
3	1,783	1,900	1,193	1,223
4	1,788	1,895	1,198	1,230
5	1,790	1,885	1,199	1,231
6	1,792	1,879	1,203	1,234
7	1,794	1,872	1,204	1,236
8	1,803	1,872	1,210	1,245
9	1,806	1,868	1,213	1,248

Tabela 5.14: Valores dos títulos do ponto 4 e ponto 3 do ciclo.

CASO	x[4]	x[3]
1	0,3111	-
2	0,3205	-
3	0,3267	-
4	0,3352	-
5	0,3366	-
6	0,3399	-
7	0,3432	0,0014
8	0,3535	0,0155
9	0,3578	0,0218

6. CONCLUSÕES

Com a modelagem semi-empírica do ciclo, pôde-se observar o seu comportamento utilizando dados de operação fornecidos pelo fabricante. Uma sugestão para a continuidade deste projeto seria a comparação entre a simulação e experimentos de bancada, para confrontar valores calculados com os encontrados em um experimento.

A curva ε -NUT foi traçada, com base nos valores encontrados através da primeira simulação e baseado nos dados obtidos no catálogo da Bitzer, onde forma quatro condições de operação. Uma vez que se deseje utilizar o ciclo em condições fora das quatro apresentadas, pode-se utilizar a curva encontrada pela equação apresentada junto ao gráfico na figura 4.3. Esta equação é limitada a faixa de operação na qual foi desenvolvida e não pode ser extrapolada, pois nesse caso não seria possível garantir que valores encontrados na curva são valores reais corretos.

Já na segunda parte do projeto, a rotina escrita no EES destinada à realização das simulações, apresentou grandes dificuldades quanto à convergência dos valores resultantes. Uma maior experiência com a utilização do software em questão facilitaria nesse processo, uma vez que se deve auxiliar o programa para a estimativa dos valores iniciais das variáveis. Também deve ser feita uma criteriosa e iterativa escolha dos limites da região dos valores da variável, caso contrário o EES apresentará problemas na convergência da solução.

Com a rotina escrita e os problemas citados acima resolvidos, puderam-se calcular os valores desejados no estudo. Entre os principais estudados e calculados estão Q_{CD} , W_{CP} , W_{CPiso} , COP, T_{sar} e as temperaturas e propriedades dos quatro pontos principais do ciclo.

Valores razoáveis foram encontrados nos estudos da variação do Q_L do evaporador e do rendimento do compressor. Em ambos os casos foram verificadas situações em que o ponto 3, da saída do condensador, estava dentro da região de líquido-vapor saturado, conforme visto nas figuras 5.4 e 5.9. Nesses casos, não há calor suficiente trocado para que todo o vapor seja convertido em líquido, e portanto, há as duas fases presentes na saída do condensador. Para tais casos, não é recomendada, nem desejada, a utilização do ciclo nessas condições, pois ele não irá funcionar corretamente conforme o desejado.

7. CONTINUIDADE

Essa seção apresenta algumas sugestões de tópicos para serem estudados em uma eventual continuidade deste trabalho.

- Verificação experimental do levantamento da curva $\epsilon \times \text{NUT}$;
- Verificação experimental dos valores encontrados através das simulações;
- Remodelagem do sistema para se poder variar o valor de UA e $T_{e,ar}$, analisando as influências causadas e a sensibilidade do sistema;
- Escolha diferente de parâmetros iniciais e equipamentos para a realização das simulações;

BIBLIOGRAFIA

BITZER Compressores Ltda. Cotia. Empresa fabricante de unidades condensadoras e compressores; apresenta catálogos técnicos para seleção. Disponível em <<http://www.bitzer.com.br/htmls/inicio.htm>>. Acesso em 10 de fevereiro de 2007.

DANFOSS. Empresa voltada ao desenvolvimento, produção e venda de componentes mecânicos e eletrônicos para diversos segmentos da indústria; apresenta catálogos técnicos para seleção de válvula de expansão termostáticas. Disponível em <<http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/80C49174-9FE4-42C6-8067-5CB2CFA41763/0/V%c3%a1lvulasdeexpans%c3%a3o.pdf>>. Acesso em 23 de fevereiro de 2007.

IORELLI, F. A. S. **Modelagem e simulação de sistemas de refrigeração de pequeno porte com dispositivo de expansão constituído por tubo capilar**. 1995. 164f. Dissertação (Tese de Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1995.

HERNANDEZ, A. N. **Estratégias de controle de degelo e seu impacto energético**. 2005. Revista Climatização & Refrigeração, ISSN 1678-6866, Setembro, p. 76-80.

HIRAL, T. **Projeto de um sistema de refrigeração utilizando refrigerantes naturais**. 1998. 50f. Dissertação (projeto de final de curso) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1998.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**, 5ª Edição, Rio de Janeiro: LTC, 2003. 698p.

STOEKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**, São Paulo: Mcgraw-Hill, 1985. 481p.

STOEKER, W. F.; JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**, 2ª Edição, São Paulo: Edgard Blücher LTDA, 2002. 371p.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica**, São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 2003. 577p.

ANEXOS

ANEXO I – ROTINA ESCRITA NO EES – PRIMEIRA PARTE

{ Condensador }

T_cond=43,8 “Temperatura de condensação”
 T[3]=T_cond-3 “[°C]”
 p[3]=P_SAT(R22;T=T_cond) “[kPa]”
 h[3]=ENTHALPY(R22;T=T[3];P=p[3]) “[kJ/kg]”
 s[3]=ENTROPY(R22;p=p[3];h=h[3]) “[kJ/kg*K]”

{ Válvula }

h[4]=h[3] “[kJ/kg] - Válvula é isoentálpica”
 T[4]=-20 “[°C]”
 x[4]=QUALITY(R22;h=h[4];T=T[4]) “título do R22”
 p[4]=pressure(R22;x=x[4];T=T[4]) “[kPa]”
 s[4]=ENTROPY(R22;p=p[4];x=x[4]) “[kJ/kg*K]”

{ Evaporador }

Q_L=2,421 “[kW]”
 m_R22=57,8/3600 “[kg/s] - vazão de R22”
 h[1]=(Q_L/m_R22)+h[4] “[kJ/kg]”
 p[1]=p[4] “[kPa]”
 T[1]=temperature(R22;p=p[1];h=h[1]) “[°C]”
 s[1]=ENTROPY(R22;p=p[1];h=h[1]) “[kJ/kg*K]”

{ Compressor }

W_CP=-1,43 “[kW]”
 h[2]=h[1]-(W_CP/m_R22) “[kJ/kg]”
 p[2]=p[3] “[kPa]”
 T[2]=temperature(R22;p=p[2];h=h[2]) “[°C]”
 s[2]=ENTROPY(R22;p=p[2];h=h[2]) “[kJ/kg*K]”
 Q_H=W_CP-Q_L “[kW]”

{ Rendimento do Compressor }

h2iso=ENTHALPY(R22;p=p[2];s=s[1]) “[kJ/kg]”

$W_{CPiso} = -m_{R22}/3600 \cdot (h_{2iso} - h[1])$ "[kW]"
 $rend_{CP} = W_{CPiso} / W_{CP}$

$T_{sub} = T[1] - T[4]$ "[°C] - Temperatura do superaquecimento na válvula"
 $COP = abs(Q_L / W_{CP})$ "Coeficiente de eficácia"

{Cálculo da troca de calor no condensador}
 $Cp_{ar} = cp(air; T=35)$ "[kJ/kg*K] - cp do ar é aproximadamente constante para os valores possíveis de Tar"
 $Te_{ar} = 32$ "[°C] - Temperatura de entrada do ar no condensador"

{Achando a densidade do ar (ro_ar) pelo método iterativo}
 "Chute inicial"
 $ro_{ar0} = DENSITY(Air; T=35; p=0,1)$ "[kg/m^3]"
 $m_{ar0} = 1835/3600 \cdot ro_{ar0}$ "[kg/s] - vazão de ar no condensador"
 $Q_H = m_{ar0} \cdot Cp_{ar} \cdot 1000 \cdot (Te_{ar} - Ts_{ar0})$ "[°C] - Temperatura de saída do ar no condensador"

"1ª Iteração"
 $T_{med1} = (Ts_{ar0} + Te_{ar})/2$ "[°C]"
 $ro_{ar1} = DENSITY(Air; T=T_{med1}; p=0,1)$ "[kg/m^3]"
 $m_{ar1} = 1835/3600 \cdot ro_{ar1}$ "[kg/s]"
 $Q_H = m_{ar1} \cdot Cp_{ar} \cdot 1000 \cdot (Te_{ar} - Ts_{ar1})$ "[°C] - Temperatura de saída do ar no condensador"

"2ª Iteração"
 $T_{med2} = (Ts_{ar1} + Te_{ar})/2$ "[°C]"
 $ro_{ar2} = DENSITY(Air; T=T_{med2}; p=0,1)$ "[kg/m^3]"
 $m_{ar2} = 1835/3600 \cdot ro_{ar2}$ "[kg/s]"
 $Q_H = m_{ar2} \cdot Cp_{ar} \cdot 1000 \cdot (Te_{ar} - Ts_{ar})$ "[°C] - Temperatura de saída do ar no condensador"

“3ª Iteração”

$$T_{med} = (T_{s_ar} + T_{e_ar}) / 2 \quad \text{“[°C]”}$$

$$\rho_{ar} = \text{DENSITY}(\text{Air}; T = T_{med}; p = 0,1) \quad \text{“[kg/m}^3\text{]”}$$

$$m_{ar} = 1835/3600 * \rho_{ar} \quad \text{“[kg/s]”}$$

$$Q_H = m_{ar} * C_{p_ar} * 1000 * (T_{e_ar} - T_{s_ar}) \quad \text{“[°C] - Temperatura de saída do ar no condensador”}$$

{Achando o DMLT e UA}

$$DMLT = ((T[3] - T_{s_ar}) - (T[2] - T_{e_ar})) / \ln((T[3] - T_{s_ar}) / (T[2] - T_{e_ar})) \quad \text{“[°C]”}$$

$$UA = \text{abs}(Q_H) / DMLT \quad \text{“[W/K]”}$$

{NUT e Epsilon}

$$C_2 = m_{ar} * C_{p_ar} * 1000 \quad \text{“[W/K] - Cmin - ar”}$$

$$C_1 = 1000 * C_2 \quad \text{“[W/K] - Cmax - R22 - do fluido não misturado”}$$

$$Ntu = (UA / C_2)$$

$$Cr = C_2 / C_1$$

$$\epsilon = 1 - (\exp(-Cr^{(-1)} * (1 - \exp(-Cr * (Ntu)))))) \quad \text{“Fórmula para encontrar o epsilon”}$$

ANEXO II – ROTINA ESCRITA NO EES – SEGUNDA PARTE

{Dados de entrada (fixos)}

p_evap=345,9	“[kPa] – pressão de evaporação”
p_cond=1847	“[kPa] – pressão de condensação”
Q_L=3273/1000	“[kW] – calor trocado no evaporador”
rend_CP=0,55269	“rendimento do compressor”
UA=0,1779	“[W/K]”
m_R22=80,3/3600	“[kg/s] – vazão de R22”
Te_ar=32	“[°C] – temperatura de saída do ar no condensador”
cp_ar=cp(air;T=36,4)	“[kJ/kg*K]”
ro_ar=DENSITY(Air;T=36,4;p=0,1)	“[kg/m^3]”
m_ar=1835/3600*ro_ar	“[kg/s] – vazão de ar no condensador”

{Sistema de equações para resolver o ciclo}

$$h[2]=h[1]+(h_{2iso}-h[1])/rend_CP$$

$$s[1]=entropy(R22;T=T[1];p=p_evap)$$

$$h_{2iso}=enthalpy(R22;s=s[1];p=p_cond)$$

$$W_CP=m_R22*(h[1]-h[2])$$

$$W_CPiso=m_R22*(h[1]-h_{2iso})$$

$$\ln((T[3]-T_{s_ar})/(T[2]-T_{e_ar}))=UA*((T[3]-T_{s_ar})-(T[2]-T_{e_ar}))/Q_CD$$

$$h[2]=enthalpy(R22;T=T[2];p=p_cond)$$

$$h[4]=h[3]$$

$$h[3]=Q_{CD}/m_{R22}+h[2]$$

$$T_{s_ar}=T_{e_ar}-Q_{CD}/(m_{ar}*c_{p_ar}*1000)$$

$$h[1]=Q_L/m_{R22}+h[4]$$

$$Q_{CD}=W_{CP}-Q_L$$

$$T[1]=\text{temperature}(R22;p=p_{\text{evap}};h=h[1])$$

$$T[4]=\text{temperature}(R22;p=p_{\text{evap}};h=h[3])$$

$$x[4]=\text{QUALITY}(R22;T=T[4];h=h[4])$$

$$T[3]=\text{temperature}(R22;h=h[3];p=p_{\text{cond}})$$

{Rotina auxiliar para resolver o restante das propriedades; deve-se criar um novo arquivo para o resultado correto}

{Os valores aqui listados são apenas um exemplo de um dos casos estudados; basta alterar esses valores para o caso desejado}

$$T[1]=4,637$$

$$T[2]=117,7$$

$$T[4]=-10,72$$

$$h[1]=411,5$$

$$h[2]=480,9$$

$$h[3]=264,8$$

$$h[4]=264,8$$

$$x[3]=\text{quality}(R22;T=T[3];h=h[3])$$

$$x[4]=\text{quality}(R22;T=T[4];h=h[4])$$

$$p[1]=\text{pressure}(R22;T=T[1];h=h[1])$$

$$p[2]=\text{pressure}(R22;T=T[2];h=h[2])$$

$$p[3]=p[2]$$

$$p[4]=\text{pressure}(R22;T=T[4];h=h[4])$$

$$T[3]=\text{temperature}(R22;p=p[3];h=h[3])$$

$$s[1]=\text{entropy}(\text{R22};T=T[1];h=h[1])$$

$$s[2]=\text{entropy}(\text{R22};T=T[2];h=h[2])$$

$$s[3]=\text{entropy}(\text{R22};T=T[3];h=h[3])$$

$$s[4]=\text{entropy}(\text{R22};T=T[4];h=h[4])$$