



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Paulo Vitor De Matos Zigmantas

**SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE SIMPLES ESTÁGIOS DE
REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

Agosto/2006

**BELÉM-PA
Agosto de 2006**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Paulo Vitor De Matos Zigmantas

**SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE SIMPLES ESTÁGIOS DE
REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

Dissertação submetida à banca examinadora aprovada pelo colegiado do curso de mestrado em Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Pará, como requisito para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Térmica e Fluidos .

**BELÉM-PA
Agosto de 2006**

Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP) –
Biblioteca Central/ UFPA, Belém-PA

Zigmantas, Paulo Vitor de Matos.

Simulação de Sistemas de Simples Estágios de Refrigeração por compressão de vapor / Paulo Vitor de Matos Zigmantas; orientador: Prof. Dr. Carlos Umberto da Silva Lima. – 2006.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belém, 2006.

1. Ar condicionado. 2. Simulação. 3. Compressor. 4. Refrigeração.
I. Título.

CDD - 21. ed. 622.42



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE SIMPLES ESTÁGIOS DE
REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

AUTOR:

Paulo Vitor De Matos Zigmantas

Dissertação submetida à banca examinadora Aprovada pelo colegiado do curso de Mestrado em Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Pará, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Térmica e Fluidos, sob a Orientação do Prof.Dr. CARLOS UMBERTO DA SILVA LIMA.

APROVADA EM: 18 / 09 / 2006,

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. CARLOS UMBERTO DA SILVA LIMA (PPGEM/UFPA)
(Orientador)

Prof. Dr. ANTÔNIO MOREIRA DOS SANTOS (EESC-USP)
(Membro Externo)

Prof. Dr. JORGE EMANUEL CORRÊA
(Membro Interno)

Prof. Dr. MOUNSIF SAID
(Membro Interno)

Prof. Dr. SEVERIANO DA SILVA LIMA FILHO
(Suplente)

Profa. Dra. CARMEN GILDA B. TAVARES DIAS
(Coordenadora do PPGEM/UFPA)

DEDICATÓRIA

Aos meus pais Vitor Zigmantas, Amélia Aldina Matos Zigmantas a vocês dedico esta vitória

Aos meus filhos Larissa, Yuri, Jacqueline e Karoline, vocês são a minha vida

Ao meu irmão Engº Luiz Guilherme Matos Zigmantas

Ao meu irmão Dr. Carlos André Matos Zigmantas

A profa. Dra. Carmem Gilda B. Tavares Dias (PPGEM/UFPA)

Ao Chefe do Departamento de Engenharia Mecânica, Prof. Dr. Eduardo de Magalhães Braga

Aos Comandantes do Centro de Instrução Almirante Braz de Aguiar

CMG CA Mário Rodrigues da Costa Filho

CF CA José Antonio de Santana Freire

CC CA Vitor Hugo Chaves de Lima

CC CA Antônio Marcos do Nascimento Reis

CC CA Hidevaldo Sena dos Santos

Ao Cadet André Luiz Neves de Carvalho

Ao pastor José Cláudio Pires

“A minha esposa Maria do Carmo Pinto Alves Zigmantas, que todo sacrifício deste trabalho seja o início de muitos dias”.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por ter me conduzido em todas as etapas deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Carlos Umberto da Silva Lima, por ter me aceito como seu orientado, pelo total apoio e orientação minha pesquisa, e por ter a mim confiado esta grande responsabilidade.

Ao Prof. Dr. Manoel Fernandez Martins Nogueira pelo apoio prestado durante todo o curso.

Ao Prof. Dr. Severiano da Silva Lima Filho pelo incentivo dado ao presente trabalho.

Ao Prof. Dr. Fernando Antônio de Sá.

Ao Prof. Dr. Mounsif Said pelo total apoio prestado na área de desenvolvimento computacional aplicado a processo de simulação.

Ao Prof. Dr. Antônio Luciano Seabra Moreira.

Ao Prof. MSc. Celso Augusto Coelho, pelo incentivo permanente.

Ao Prof. Dr. Daniel Onofre de Almeida Cruz.

Ao Prof. Dr. Newton Sure Soeiro.

Ao Prof. Dr. Jorge Emanuel Corrêa

A Profa. Dr^a. Danielle Regina da Silva Guerra, pela atenção despendida na área experimental.

Ao engenheiro Marlirson Souza de Azevedo.

A todos que diretamente e indiretamente com palavras de incentivo me deram forças para que este momento chegasse.

“Senhor Deus, quando estive em dificuldades tu estavas comigo e nunca me abandonaste. Feliz é o homem que reconhece a tua gloria e sabedoria”.

RESUMO

ZIGMANTAS, Paulo Vitor de Matos (2006), “Simulação de um Sistema de Refrigeração de Compressão por Vapor de Simples Estágio”. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Pará.

Na atualidade, o estudo do desempenho térmico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor representa uma ferramenta importante no auxílio do desenvolvimento de novos produtos ou melhoria dos já existentes. Um modelo de simulação em regime permanente foi elaborado para avaliar o desempenho do sistema frigorífico. O sistema estudado inclui uma Central de Ar Condicionado, modelo PA HILTON, constituída de um compressor alternativo do tipo semi-hermético, evaporador e condensador compacto de tubos e aletas e uma válvula de expansão termostática. O modelo do condensador considera três regiões distintas de troca de calor as quais são respectivamente a região de dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento.

Para a modelagem do evaporador, foram consideradas as regiões de evaporação e superaquecimento. No modelo de simulação foram utilizadas correlações adequadas para a estimativa dos coeficientes de transferência de calor e perda de pressão para cada região do evaporador e condensador. Não foram consideradas a transferência de calor e queda de pressão nas linhas de conexão entre os componentes. A solução do sistema de equações não lineares resultantes da modelagem matemática dos componentes do sistema simulado foi obtida utilizando-se o método das substituições sucessivas com o emprego do software *Engineering Equation Solver*. Os resultados obtidos pelo modelo de simulação apresentaram erros inferiores a 9% em relação aos valores experimentais.

Palavras chaves: Simulação, sistemas de refrigeração, ar condicionado.

ABSTRACT

ZIGMANTAS, Paulo Vitor de Matos (2006), "Simulation Refrigeration Systems of Single Stage Vapor Compression". MSc, Universidade Federal do Pará.

Nowadays, the thermal performance of refrigeration systems of vapor compression is a very important toll to aid on the development of News Products or Upgrading them.

A steady state simulation model is presented to estimate the refrigeration systems performance. The studied system considers a air conditioning equipment Model PA HILTON, that includes a semi-hermetic alternative compressor, a compact tube and fins evaporator and condenser and finally a thermostatic expansion valve. The condenser mathematical model takes account of three different regions of heat transfer : cooling, condensing and sub-cooling. The evaporator mathematical modeling considers the evaporating and superheated regions. Depending of the region studied, in the model simulated includes appropriate correlations of heat transfer and pressure droops. The heat transfer and pressure drop inside the lines between the components are not considered. The solution of non linear equation systems is obtained trough a interactive method using the Engineering Equation Solver Software. The comparations between experimental and simulated values shows a very good agreement.

Key words: Simulation, refrigeration systems, air conditioning

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 3-1. Ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor	17
Figura 3-2. Comparação entre o ciclo de compressão real e o padrão	17
Figura 4-1. Trocador de calor aletado utilizado em sistemas de refrigeração	24
Figura 4-2. Regimes de escoamento bifásico líquido-vapor para tubos horizontais	31
Figura 4-3. Escoamento bifásico na região de evaporação	35
Figura 4-4. Coeficiente de transferência de calor local na região de mudança de fase	38
Figura 5-1. Diagrama Temperatura-Entropia para o sistema frigorífico incluindo os processos reais e isoentrópico para a compressão do fluido refrigerante	52
Figura 5-2. Modelo matemático para o condensador considerando três regiões distintas de transferência de calor	53
Figura 5-3. Aleta tipo placa com tubos circulares e sua equivalente de geometria hexagonal	54
Figura 5-4. Princípio de funcionamento da válvula de expansão termostática	70
Figura 5-5. Curva de operação da válvula de expansão termostática	70
Figura 6-1. Fluxograma do programa de simulação do sistema frigorífico	81
Figura 6-2. Efeito da temperatura do ar na entrada do condensador na temperatura de condensação. $\dot{m}_{\text{areev}}=666 \text{ kg/h}$, $T_{\text{arevap}}=24^{\circ}\text{C}$	85
Figura 6-3. Efeito da temperatura do ar na entrada do condensador no fluxo de massa do refrigerante. $\dot{m}_{\text{areev}}=666\text{kg/h}$, $T_{\text{arevap}}=24^{\circ}\text{C}$	86
Figura 6-4. Efeito da temperatura do ar do condensador no calor rejeitado no condensador. $\dot{m}_{\text{areev}}=666 \text{ kg/h}$, $T_{\text{arevap}}=24^{\circ}\text{C}$	87
Figura 6-5. Efeito da temperatura do ar do condensador na capacidade de refrigeração do sistema. $\dot{m}_{\text{areev}}=666 \text{ kg/h}$, $T_{\text{arevap}}=24^{\circ}\text{C}$	87
Figura 6-6. Efeito da temperatura do ar do condensador na potência de compressão do sistema. $\dot{m}_{\text{areev}}=666 \text{ kg/h}$, $T_{\text{arevap}}=24^{\circ}\text{C}$	88

Figura 6-7. Efeito da temperatura do ar do condensador no coeficiente de eficácia do sistema (cop). $\dot{m}_{areev} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{arevap} = 24^\circ\text{C}$	88
Figura 6-8. Efeito da temperatura do ar no evaporador no fluxo de massa de refrigerante no evaporador. $\dot{m}_{areev} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{arcond} = 25^\circ\text{C}$	89
Figura 6-9. Efeito da temperatura do ar no evaporador na capacidade de refrigeração do evaporador. $\dot{m}_{areev} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{arcond} = 25^\circ\text{C}$	90
Figura 6-10. Efeito da temperatura do ar no evaporador na temperatura de condensação. $\dot{m}_{areev} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{arcond} = 25^\circ\text{C}$	90
Figura 6-11. Efeito da temperatura do ar no evaporador na potência de compressão. $\dot{m}_{areev} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{arcond} = 25^\circ\text{C}$	91
Figura 6-12. Efeito da temperatura do ar no evaporador no calor rejeitado no condensador. $\dot{m}_{areev} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{arcond} = 25^\circ\text{C}$	91
Figura 6-13. Efeito da temperatura do ar no evaporador no coeficiente de eficácia. $\dot{m}_{areev} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{arcond} = 25^\circ\text{C}$	92
Figura 7-1. Bancada experimental utilizada para validar o modelo matemático estabelecido	94
Figura 7-2. Teste realizado em 31/03/2006. Início do regime permanente às 15h40min	99
Figura 7-3. Teste realizado em 03/04/2006. Regime permanente estabelecido às 10h19min	99
Figura 7-4. Teste realizado em 03/04/2006. Regime permanente estabelecido às 14h31min	100
Figura 7-5. Sistema de aquisição de dados de temperatura do circuito de refrigeração da bancada experimental	101
Figura 7-6. Termopar utilizado para transmissão do sinal analógico para o sistema de aquisição de dados	101
Figura 7-7. Máquina de confecção de termopares	102
Figura 7-8. Montagem dos termopares no circuito de refrigeração da bancada	102

Figura 7-9. Valor medido da vazão mássica de refrigerante versus vazão simulada	108
Figura 7-10. Valor medido versus valor simulado da temperatura do ar na saída do evaporador	109
Figura 7-11. Valor medido versus valor simulado da temperatura de sucção do refrigerante	109
Figura 7-12. Valor medido versus valor simulado da temperatura de descarga do compressor	110
Figura 7-13. Valor medido versus valor simulado da temperatura de condensação	111
Figura 7-14. Valor medido versus valor simulado da pressão de condensação	111
Figura 7-15. Valor medido versus valor simulado da temperatura de saída do fluido refrigerante do condensador	112
Figura 7-16. Valor medido versus valor simulado da pressão de sucção do fluido refrigerante na entrada do compressor	112

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1- Relações para o condensador	27
Tabela 4.2- Relações para o evaporador	27
Tabela 4.3- Correlações para o número de Nusselt (Nu) em escoamento monofásico	28
Tabela 4.4- Correlações para avaliar o coeficiente local e médio de transferência de calor para a região de evaporação	36
Tabela 4.5- Valores das constantes da equação 4.29	38
Tabela 4. 6- Correlações de Bo Pierre, Jung e Radermacher para a região de evaporação	48
Tabela 5.1- Capacidades máximas e valores dos coeficientes kv e kvs (TE2-R12)	73
Tabela 6.1- Resumo das principais equações que definem o comportamento do sistema de refrigeração	77
Tabela 6.1- Continuação	78
Tabela 6.2- Dados obtidos para a simulação nº 1	83
Tabela 6.3- Dados obtidos para a simulação nº 2	84
Tabela 7.1- Valores experimentais das Temperaturas de Bulbo seco Bs bulbo úmido e volume específico v do ar no evaporador	96
Tabela 7.2- Valores medidos da diferença de pressão ΔP , da velocidade Vd do ar no duto, do fluxo de massa de ar no evaporador e das cargas térmicas Qar e Qr	97
Tabela 7.3- Dados de entrada para o programa de simulação	103
Tabela 7.4- Valores medidos e simulados da vazão mássica do fluido refrigerante	105
Tabela 7.5- Valores medidos e simulados das temperaturas de sucção e condensação do fluido refrigerante e da saída do ar do evaporador	105

Tabela 7.6-	Valores medidos e simulados das temperaturas do fluido refrigerante na saída do condensador e na descarga do compressor	106
Tabela 7.7-	Valores medidos e simulados das pressões de condensação e sucção	106
Tabela 7.8-	Valores calculados experimentalmente e simulados do calor rejeitado no condensador, capacidade de refrigeração, e da potência de compressão	107
Tabela 7.9-	Valor calculado experimentalmente e simulado para o Coeficiente de eficácia (cop)	107
Tabela 7.10-	Incertezas propagadas para o Calor Rejeitado, Capacidade Frigorífica, potência de compressão e coeficiente de eficácia	116

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área, superfície de transferência de calor [m ²]
c	Calor específico do fluido [J/kg°C]
C	Capacidade térmica [W/°C]
cd	Coefficiente de descarga da válvula de expansão termostática
cf	Coefficiente de atrito de Fanning
cop	Coefficiente de eficácia
d	Diâmetro do tubo [m]
Dh	Diâmetro hidráulico do escoamento [m]
ΔT	Diferença de temperatura [°C]
F	Vetor de funções representativas do método de Newton Raphson.
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
G	Vazão mássica por unidade de área [kg/m ² s]
h	Coefficiente de transferência de calor [W/m ² °C]
h(x)	Coefficiente local de transferência de calor [W/m ² °C]
I	Entalpia do fluido refrigerante [J/kg]
I _{LV}	Calor latente do fluido refrigerante [J/kg]
K	Coefficiente de condutibilidade térmica [W/m°C]
L	Comprimento de percurso do fluido refrigerante ou altura da aleta hexagonal equivalente [m]
m	Fluxo de massa do escoamento [kg/s]
n	Expoente politrópico de compressão do fluido refrigerante
N	Numero de revoluções por minuto [r.p.m]
NT	Número de tubos
P	Pressão [Pa]
Pc	Pressão crítica [Pa]
Pr	Pressão reduzida
Q	Taxa de transferência de calor [W]
R	Resistência térmica [W/°C]
T	Temperatura [°C]

T_{cond}	Temperatura de condensação [°C]
T_{evap}	Temperatura de evaporação [°C]
t	Espessura [m]
U	Coefficiente global de transferência de calor [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]
V_d	Cilindrada do compressor [m^3]
V	Velocidade [m/s]
w	Umidade absoluta do ar [kg de vapor d'água/kg de ar]
\dot{W}	Potencia de compressão [W]
x	Titulo do fluido
Y	Vetor de erros relativos do método de Quasi Newton

LETRA GREGA

ρ	Massa especifica do fluido [kg/m^3]
ϵ	Efetividade do trocador de calor
ϵ_n	Fração do espaço nocivo do compressor
η_{vr}	Rendimento volumétrico do compressor
μ	Viscosidade dinâmica do fluido [Pa. s]
ϕ	Taxa de transferência de calor por unidade de superfície [kW/m^2] ou Parâmetro definido pela equação (5.12)

Grupos Adimensionais

Bo	Número de ebulição [$(\phi/(G _{lv}))$]
Fr	Número de Froude [$(G^2/(\rho_L dg))$]
j	Fator de Colburn [$(St P_r^{\frac{2}{3}})$]
Nu	Número de Nusselt [(hd/k)]
Re	Número de Reynolds [(Gd/μ)]
Pr	Número de Prandtl [$\mu.c/k$]

Lista de subscritos

ar	Referido ao ar
cd	Referido a região de condensação
ds	Referido a região de dessuperaquecimento do condensador
e	Referido a região de entrada
ec	Referido a entrada do refrigerante no compressor
esa	Referido a entrada da região de superaquecimento
evap	Referido a região de evaporação
eve	Referido ao calor latente do fluido
i	Referido a superfície interna de troca de calor
min	Referido a mínima capacidade térmica
max	Referido a máxima capacidade térmica
s	Referido a região de saída
sb	Referido a região de sub-resfriamento
arsa	Referido ao ar na região de super aquecimento do evaporador
arsb	Referido ao ar na saída da região de sub-resfriamento do condensador
arsc	Referido ao ar na saída da região de condensação do condensador
arsds	Referido ao ar na saída da região de desuperaquecimento do condensador
arse	Referido ao ar na região de evaporação
reds	Referido a entrada do refrigerante na região de desuperaquecimento do condensador
rsds	Referido a saída do refrigerante na região de dessuperaquecimento do condensador
rscd	Referido ao refrigerante na saída da região de condensação
rssb	Referido ao refrigerante na saída da região de sub-resfriamento
rssa	Referido ao refrigerante na saída da região de superaquecimento
rev	Referido ao refrigerante na região de evaporação
sc	Referido a saída do refrigerante do compressor

SUMÁRIO

RESUMO		vi
ABSTRACT		vii
LISTA DE ILUSTRAÇÕES		viii
LISTA DE TABELAS		ix
LISTA DE SÍMBOLOS		xiii
	CAPÍTULO I	
1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivo e importância do trabalho	3
1.2	Organização do trabalho	3
	CAPÍTULO II	
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
	CAPÍTULO III	
3	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	16
3.1	Descrição do ciclo básico de refrigeração	16
3.2	Principais componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor	18
3.3	Balanço de energia em regime permanente para o ciclo do sistema de refrigeração por compressão de vapor	19
	CAPÍTULO IV	
4	METODOLOGIA UTILIZADA PARA AVALIAR O DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR	23
4.1	Coeficiente global de transmissão de calor	24
4.2	Método ϵ – Nut para trocadores de calor	25
4.3	Coeficiente interno de transferência de calor (h_i)	27
4.3.1	Região de escoamento monofásico	28
4.3.2	Região de escoamento bifásico	29
4.3.2.1	Regimes de escoamento Bifásicos em tubos horizontais	30
4.3.2.2	Coeficiente de transferência de calor para a região de condensação	31

4.3.2.3	Coeficiente de transferência de calor para a região de Evaporação	34
4.3.2.4	Coeficiente de transferência de calor externo (h_e)	39
4.4	Perda de pressão nas regiões monofásica e bifásica no interior dos tubos dos trocadores de calor	42
4.4.1	Perda de pressão por atrito para as regiões de escoamento monofásico para o condensador ou evaporador	43
4.4.2	Perda de pressão devido à aceleração e atrito do fluido para a região bifásica do condensador	43
4.4.3	Perda de pressão devido à aceleração e atrito do fluido para a região bifásica do evaporador	46
	CAPÍTULO V	
5	MODELAGEM MATEMÁTICA DOS COMPONENTES DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	49
5.1	Modelagem matemática do compressor	49
5.2	Modelagem matemática do condensador	52
5.2.1	Região de dessuperaquecimento	56
5.2.2	Região de condensação	59
5.2.3	Região de Sub-Resfriamento	62
5.3	Modelagem Matemática do Evaporador	64
5.3.1	Região de evaporação	64
5.3.2	Região de superaquecimento	67
5.4	Modelagem Matemática da válvula de expansão Termostática	69
	CAPÍTULO VI	
6	SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	76
6.1	Métodos matemáticos para a solução de sistemas não lineares	78
6.2	Desenvolvimento do programa de simulação	79
6.3	Análise dos resultados da simulação	82
6.3.1	Efeito da temperatura de entrada do ar do condensador	85
6.3.2	Efeito da temperatura de entrada do ar no evaporador	89

	CAPÍTULO VII	
7	VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO	93
7.1	Descrição do sistema frigorífico ensaiado	93
7.2	Descrição da instrumentação utilizada	95
7.3	Descrição do ensaio experimental	97
7.3.1	Procedimento de testes	98
7.3.2	Sistema de aquisição de dados	100
7.3.3	Confecção dos termopares	101
7.3.4	Montagem dos termopares no circuito de refrigeração da bancada	102
7.4	Resultados experimentais versus resultados obtidos através do código computacional	103
7.4.1	Entrada de dados para o programa de simulação	103
7.4.2	Comparação dos resultados experimentais com os valores simulados pelo código computacional EES	104
7.4.3	Incertezas dos resultados experimentais	113
	CONCLUSÕES	118
	RECOMENDAÇÕES	119
	BIBLIOGRAFIA	120
	Apêndice I Aferição do termopar	126
	Apêndice II Aferição do manômetro de baixa pressão	127
	Apêndice III Aferição do manômetro de alta pressão	128
	Apêndice IV Aferição do medidor de fluxo do refrigerante	129
	Apêndice V aferição dos termômetros de bulbo seco e úmido	130
	Apêndice VI geometria do evaporador e condensador	131
	Apêndice VII Métodos matemáticos para a solução de sistemas de equações algébricas não lineares	133
	Apêndice VIII Características técnicas dos componentes da Bancada experimental.	136

1- INTRODUÇÃO

Nos dias atuais, nenhuma máquina frigorífica que opere no ciclo de compressão por vapor é colocada no mercado sem que modelos matemáticos sejam desenvolvidos para simular o comportamento da referida máquina operando em diversas condições de operação. Atualmente, o desempenho de um sistema de refrigeração é avaliado em função dos diversos parâmetros dos seus componentes, tais como pressões e temperaturas do sistema, vazão mássica de refrigerante através do condensador e evaporador, do coeficiente de eficácia e a potência frigorífica da instalação.

As análises teóricas destes processos tem sido realizadas com bases nas aplicações das leis da conservação da massa, quantidade de movimento e energia, bem como da análise exérgica do sistema para a identificação das irreversibilidades do mesmo.

Diversas linhas de desenvolvimento na área da refrigeração industrial tem-se projetado, principalmente na otimização ou melhoramento de componentes já fabricados, como por exemplo, à idealização de compressores com princípios de funcionamento mais eficiente, como os atuais *Scroll*. Por outro lado, o desenvolvimento de novos agentes refrigerantes inofensivos à camada de ozônio gerou inúmeras pesquisas para a avaliação da performance de sistemas de refrigeração por compressão de vapor, dando origem a vários modelos matemáticos para a simulação dos referidos sistemas.

Na atualidade, os resultados obtidos na simulação de diversos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, permitiram os avanços proporcionados pelos computadores e os microprocessadores utilizados nas áreas de climatização, conservação de alimentos, e bombas de calor, tornando os referidos sistemas mais eficazes em suas utilizações.

A introdução do PLC (Programador Lógico de Controle) nos sistemas de refrigeração, nos quais os resultados obtidos pela simulação são devidamente validados pelos dados experimentais do equipamento analisado e embutidos na programação do PLC, permitiram a medição e o controle das variáveis de interesse como a pressão, a temperatura, e a vazão do fluido refrigerante, com o respectivo consumo de potência do equipamento dentro da sua faixa de operação.

Nesse contexto, o ar condicionado é uma das aplicações mais disseminadas da refrigeração, podendo ser definido como o processo de condicionamento do ar cujo objetivo é o controle da temperatura, umidade, nível de contaminação e distribuição do ar proporcionado o devido conforto aos ocupantes dos recintos climatizados.

Diante deste cenário de constantes mudanças e inovações, é interessante e até mesmo imprescindível para a indústria de refrigeração o estabelecimento de modelos de simulação que possibilitem maior agilidade durante o projeto e desenvolvimento de novos componentes bem como a melhoria dos já existentes, reduzindo assim o tempo total do ciclo de projeto. Desta forma, torna-se a simulação de sistemas de refrigeração uma ferramenta indispensável para a melhoria e desenvolvimento dos diversos componentes e acessórios utilizados nos sistemas de refrigeração industriais, comerciais e residenciais, seja em Universidades ou Centros de Pesquisas devidamente qualificados para tal propósito.

Com relação aos diversos sistemas de refrigeração existentes na atualidade, ainda é bastante empregado o sistema de refrigeração por compressão de vapor, principalmente em geladeiras domésticas, ar condicionado residencial e centrais de refrigeração, onde se torna necessária a simulação tanto em regime permanente como transiente para a análise de performance dos referidos equipamentos pelo desenvolvimento de um modelo matemático que melhor represente os resultados obtidos experimentalmente.

Ressaltamos que o estudo da simulação de sistemas de refrigeração são geralmente acompanhados de rotinas computacionais baseadas em métodos numéricos solucionados com o emprego de Software, como por exemplo o EES (*ENGINEERING EQUATION SOLVER*) e outros similares dentre os quais citamos o Cycle –D, desenvolvido pela NIST (*National Institute of Standards and Technology*).

1.1-Objetivo e importância do trabalho

O objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo matemático capaz de simular um sistema simples de refrigeração por compressão de vapor de simples estágio em regime permanente, onde será utilizada uma central de ar condicionado da PA HILTON operando com R12, constituída respectivamente de um compressor semi-hermético, válvula de expansão termostática, evaporador e condensador aletados, devidamente instrumentada com sistema de aquisição de dados para o registro e gravação de dados das temperaturas medidas, o qual permitirá a validação do modelo de simulação estabelecido.

A importância deste trabalho é permitir a simulação de sistemas frigoríficos possibilitando prever o comportamento do sistema sob distintas condições de funcionamento, reduzindo assim a necessidade de inúmeros ensaios de desempenho para cada nova configuração do sistema, o que permitirá outros trabalhos na área de simulação.

1.2-Organização do trabalho

O trabalho está dividido em sete capítulos. No capítulo 1 é feita a introdução, o objetivo e a importância do trabalho. No capítulo 2 são apresentados a revisão bibliográfica onde são mostrados alguns trabalhos realizados na área de simulação de sistemas de refrigeração.

No capítulo 3, Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor, é feita a descrição do ciclo básico que compõem o referido sistema, a finalidade dos seus componentes e a aplicação das equações da continuidade e conservação da energia em regime permanente.

No capítulo 4, Metodologia Utilizada Para Avaliar o Desempenho de Trocadores de Calor, são descritos o método ϵ -**Nut**, a determinação do coeficiente global de transmissão de calor dos trocadores de calor do ciclo para as regiões monofásicas e bifásicas, além da determinação dos coeficientes de filme e perda de carga para as regiões monofásicas e bifásicas dos trocadores de calor.

No capítulo 5, Modelagem Matemática dos Componentes do Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor, são estabelecidas as equações para o modelo matemático do compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador quando operando em regime permanente.

No capítulo 6, Simulação do Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor, é feita uma descrição do fluxograma idealizado para a solução do sistema de equações não lineares decorrentes da formulação do problema de simulação, com a apresentação de alguns resultados simulados obtidos através do código computacional EES.

No capítulo 7, Resultados Experimentais são feitas a descrição da bancada experimental, a montagem dos transdutores de temperatura, o sistema de aquisição de dados e a comparação dos dados experimentais e simulados.

Finalmente, são apresentadas as conclusões e recomendações para futuros trabalhos e a dissertação é finalizada com as referências bibliográficas utilizadas e de importância na área de simulação de sistema de refrigeração.

2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O estudo da simulação de sistemas de refrigeração a partir da década de 90 teve um impulso significativo a nível mundial. A refrigeração de alimentos e a climatização são os segmentos que mais tendem a uma significativa evolução na área tecnológica, pois os avanços proporcionados pelos atuais computadores e micro processadores na indústria de refrigeração facilitaram em grande escala os avanços na área de simulação e controle de sistemas de refrigeração. O desenvolvimento de novos produtos é outro ramo da refrigeração beneficiado pela evolução dos atuais computadores e microprocessadores, pois tornaram possível o uso de programas computacionais que utilizam grandes volumes de cálculo principalmente no estudo de novas soluções através do projeto de equipamentos via simulação que substituíram os CFC'S, o qual é uma exigência do Protocolo de Montreal, além da otimização de técnicas preditivas do comportamento de sistemas frigoríficos tanto em regime permanente ou transiente.

Desde sistemas complexos de grande porte, como por exemplo, um grande frigorífico, tornam-se passíveis de simulação com a condição que o modelo matemático seja devidamente elaborado.

Yashusisa (1992) desenvolveu um modelo de simulação de um aparelho de ar condicionado de automóveis com compressor de capacidade variável, utilizando os fluidos R12 e R134a para a avaliação dos parâmetros de desempenho como a capacidade de refrigeração, a potência do compressor, o calor rejeitado no condensador e o coeficiente de eficácia, as temperaturas da cabine, e na saída do ar do evaporador. O modelo foi testado em dois veículos, sendo que no primeiro o R12 foi simplesmente substituído pelo R134a sem alteração na válvula de expansão. No segundo veículo, além da substituição do R12 pelo R134a, foi colocada uma nova válvula de expansão devidamente dimensionada para o R134a. Após a realização dos testes, conclui-se que para a mesma capacidade de refrigeração e o mesmo calor rejeitado no condensador, a pressão de condensação e o fluxo de refrigerante são aproximadamente 10% e 20% maior para o R134a em relação ao R12.

No teste de performance, não houve alterações significativas na temperatura do ar da cabine e na saída do evaporador, sendo que o veículo no qual a válvula de expansão foi devidamente dimensionada para o R134a, apresentou um consumo de potência 6% maior em relação ao R12, com um coeficiente de eficácia $\text{cop}=3,5$ enquanto o veículo que não sofreu alteração na válvula de expansão, o consumo de potência foi 10% maior em relação ao R12 com um coeficiente de eficácia $\text{cop}= 2,5$.

Oliveira (1996) em sua dissertação de mestrado na Escola de Engenharia de São Carlos, USP, realizou uma simulação numérica em regime permanente de um sistema de refrigeração de pequeno porte através do método numérico de quase Newton, utilizando um código computacional em Fortran. Para a validação do modelo matemático, foi considerado um ciclo de compressão de vapor operando com o R502 com um compressor do tipo hermético de capacidade de refrigeração de 1,22kW na temperatura de -23°C , sendo o condensador do tipo tubos e aletas planas com 8 aletas por polegada com um ventilador incorporado para garantir a condição de convecção forçada sobre a superfície externa do mesmo. O evaporador consistia de uma serpentina helicoidal instalada dentro de um tanque de álcool líquido com resistência elétrica de potência regulável para a simulação da carga térmica. O dispositivo de expansão utilizado foi um tubo capilar de cobre de diâmetro interno de 0,00107m. Foi instalada na linha de sucção do referido sistema, uma válvula controladora de fluxo acionada por sinal elétrico de 0 a 10V DC para a regulação da pressão de sucção.

As variáveis consideradas no programa de simulação foram o título do refrigerante na entrada do evaporador, a temperatura de evaporação, a vazão de refrigerante, a capacidade de refrigeração, a temperatura do refrigerante na sucção do compressor, as pressões de condensação e evaporação e a temperatura do banho de álcool líquido.

Após a comparação dos dados experimentais com os valores simulados para estas variáveis, o autor conclui que o modelo matemático estabelecido representa de forma satisfatória o comportamento das variáveis analisadas, com erros inferiores a 10% em relação aos dados experimentais.

Judge e Radermacher (1997) desenvolveram um modelo matemático para a simulação em regime permanente e transiente do ciclo de compressão de vapor utilizando refrigerantes puros e misturas sendo o evaporador e condensador do tipo aleta plana com tubos circulares. O evaporador e o condensador são divididos em pequenas secções onde para cada uma delas são discretizadas pelo método numérico das diferenças finitas as equações da continuidade, da conservação da energia e do momento, as quais foram resolvidas iterativamente para pelo método de Newton Raphson. O REFPROP (Versão 4.0, *National Institute of Standard and Technology, Gaithersburg*, 1994) foi utilizado para a determinação das propriedades termodinâmicas dos referidos fluidos refrigerantes em cada secção considerada. Após a solução das referidas equações, o modelo fornece a capacidade de refrigeração do evaporador e o calor rejeitado no condensador. Para a validação do modelo matemático em regime permanente, foram utilizados os fluidos refrigerantes R22, R407C, R32/R125/R134a(30/10/60%) e R23/R32/R134a(4,5/21,5/74%) sendo o evaporador e o condensador do tipo contra corrente, fluxo paralelo e corrente cruzadas. A capacidade de refrigeração e o calor rejeitado no condensador obtidas através da simulação, apresentaram erros de 3,8% e 7,2% em relação aos valores experimentais. O regime transiente foi somente simulado, ficando para trabalhos futuros a sua validade experimental.

Bensafi e Borg (1997) desenvolveram um modelo computacional na condição de regime permanente denominado CYRANO para a simulação detalhada de condensadores e evaporadores, usando refrigerantes puros ou misturas. Os evaporadores e condensadores simulados possuíam tubos circulares com aletas planas lisas ou onduladas. Neste modelo, o condensador e o evaporador são divididos em vários volumes de controle, onde para cada um deles são discretizadas pelo método numérico dos volumes finitos as equações da conservação da energia e da quantidade de movimento, sendo usado para cada volume considerado, os valores locais das temperaturas, pressões, título e demais propriedades termodinâmicas. Após a solução das referidas equações, o modelo fornece a capacidade de refrigeração do evaporador, o calor rejeitado no condensador e a perda de pressão do refrigerante nos referidos trocadores de calor.

Foram realizados sete testes experimentais com os refrigerantes R22 e R134a, e com o evaporador e o condensador do tipo contra corrente, fluxo paralelo e corrente cruzadas sem misturas de ambos os fluidos, obtendo-se erros de 30% na obtenção da queda de pressão, e erros menores que 5% na capacidade de refrigeração e do calor rejeitado no condensador.

Mamani (1997), em sua dissertação de mestrado na EESC/ESPANHA, desenvolveu um código computacional no software *Engineering Equation Solver* para a simulação de um ciclo de compressão de vapor em regime permanente aplicado em ar condicionado para automóveis, utilizando o método ϵ -**Nut** para a modelagem computacional do evaporador e do condensador. No referido software são incorporadas todas as propriedades termodinâmicas da maioria dos refrigerantes utilizados na indústria da refrigeração. Para a validação do modelo matemático estabelecido, foi utilizado um automóvel SEAT-IBIZA com motor de 1600cc no interior de uma câmara de provas desenhada exclusivamente para testar os distintos equipamentos de ar condicionado. O sistema de ar condicionado do referido automóvel foi projetado para o fluido refrigerante R-134a e era constituído de um compressor de deslocamento volumétrico variável de 10cm^3 a 161cm^3 dotado de válvula de compensação de vazão com a rotação controlada pelo acelerador, um condensador do tipo tubo plano de fluxo paralelo com conduto de micro canais e aletas tipo persianas (Louvered), um evaporador do tipo aleta plana com tubos circulares de capacidade frigorífica nominal de 5,4Kw e uma válvula de expansão termostática de 7kW, a qual foi modelada como um orifício, considerando que a vaporização do refrigerante só ocorra após a saída da válvula. Após a comparação dos valores simulados com os dados experimentais para a capacidade de refrigeração, o calor rejeitado no evaporador, a potência de compressão e o coeficiente de eficácia, conclui-se que o modelo matemático estabelecido representa de forma satisfatória o comportamento das variáveis analisadas com erros entre 4 a 20%.

Ianella (1998) em sua tese de mestrado na Universidade de São Carlos realizou a análise de desempenho de um sistema de ar condicionado automotivo operando com R134a similar ao utilizado no veículo SEAT-IBIZA, tendo por objetivo comparar os dados experimentais com os simulados pelo modelo matemático desenvolvido por Mamani (1997).

O automóvel e a cabine de provas foram substituídos por uma bancada de testes montada de forma a poder simular as distintas condições de operação as quais o ar condicionado do veículo era submetido.

O evaporador foi montado conforme o sistema original, dentro da carcaça plástica na qual também estava instalado o ventilador do evaporador alimentado por bateria elétrica. A carga térmica foi simulada instalando-se na referida carcaça um damper e resistências elétricas para o controle da vazão e temperatura do fluxo de ar através do evaporador. Para o controle da rotação do compressor, foi instalado um inversor de frequência. O circuito frigorífico do referido sistema foi devidamente instrumentado para a leitura das pressões, temperaturas e vazões mássicas do ar e do fluido refrigerante R134a.

Após a realização dos testes experimentais iniciais concluiu-se que a equação para a modelagem matemática da vazão de refrigerante e da eficiência isoentrópica do compressor, precisavam ser modificadas para que os resultados simulados fossem melhor representados em relação aos valores experimentais.

Após estas modificações, concluiu-se que os valores simulados obtidos pelo modelo matemático de Mamani (1997) para a capacidade de refrigeração, o calor rejeitado no evaporador, a potência de compressão e o coeficiente de eficácia, representa de forma satisfatória o comportamento das variáveis analisadas com erros entre 3 a 15% em relação aos valores experimentais.

Corberan et al. (2000), desenvolveram um modelo matemático para a simulação em regime permanente de evaporadores e condensadores a ar do tipo aletas e tubos circulares para qualquer tipo de geometria e disposição dos tubos de fluido refrigerante, incluindo se necessário para o evaporador, a desumidificação do ar.

O evaporador e o condensador são divididos em pequenas secções denominadas de células e para cada uma são aplicadas as equações da continuidade, da conservação da energia e do momento na forma diferencial, as quais são resolvidas de modo iterativo assumindo um valor inicial para a temperatura na parede do tubo e integrando as referidas equações através do método numérico explícito de diferenças finitas para a obtenção das propriedades termodinâmicas do refrigerante e do ar na saída das referidas células, após o qual são fornecidas as capacidades de refrigeração no evaporador ou do calor rejeitado no condensador.

O modelo foi avaliado experimentalmente em uma central de refrigeração de 20 kW, utilizando-se os fluidos refrigerantes R22 e R290, sendo os diâmetros externos dos tubos do condensador e evaporador analisados de 12,7mm.

Para o evaporador, a capacidade de refrigeração e a perda de pressão obtidos pelo modelo de simulação, apresentaram erros inferiores a 6% e 20 % para ambos os fluidos em relação aos valores experimentais.

Para o condensador, o calor rejeitado obtido pelo modelo de simulação, apresentou para ambos os fluidos, um erro menor que 8% em relação aos valores experimentais, sendo obtidos erros significativos para a perda de pressão os quais foram atribuídos à imprecisão na medição da diferença de pressão na entrada e na saída do condensador.

Migoto e Silveira (2002) desenvolveram um modelo matemático para a simulação do ciclo teórico de compressão por vapor em regime permanente, operando com os fluidos R12 e R134a.

Para cada componente do ciclo, são aplicadas as equações da conservação da massa e energia, sendo que no compressor o fluxo de massa de refrigerante foi calculado pela equação do rendimento volumétrico do compressor, resultando um sistema de equações não lineares que foi resolvido pelo método das substituições sucessivas com a utilização do software *Engineering Equation Solver*.

A simulação foi efetuada para uma faixa de temperatura ambiente de 20 a 40°C, com temperatura de evaporação mantida constante a -5°C.

Os resultados obtidos na simulação indicaram para o R134a acréscimos de 18% e 17% na potência de compressão e capacidade de refrigeração em relação ao R12.

Para a faixa de temperatura ambiente de 20 a 30°C, o coeficiente de eficácia para o R134a foi 2% maior em relação ao R12.

Para a faixa de temperatura ambiente de 30 a 40°C, o coeficiente de eficácia para o R134a foi 3% maior em relação ao R12.

Domanski e Didion (2003) desenvolveram o software denominado Cycle-D para a simulação de sistemas de refrigeração em regime permanente que operam segundo o ciclo de compressão por vapor para refrigerantes puros ou misturas. As propriedades dos fluidos refrigerantes são selecionadas através do REFPROP 7.0 já embutido no software e os resultados obtidos na simulação fornecem todas as pressões, temperaturas e vazão do fluido refrigerante ao longo do ciclo, a capacidade de refrigeração, o calor rejeitado no condensador, o coeficiente de eficácia, coeficientes de transferência de calor etc.

O software permite ainda o cálculo da velocidade do refrigerante nas linhas de sucção, líquido e descarga fazendo a correção para os diâmetros das respectivas linhas.

Jabardo et al. (2003) desenvolveram um modelo de simulação para condensadores a ar fabricados com aletas externas planas do tipo persianas (Louvered) e tubos lisos com micro canais. O método utilizado para a modelagem matemática do referido condensador, consiste em dividir o condensador nas regiões de desaquecimento, condensação, e subresfriamento. Cada região é tratada como um trocador de calor independente, sendo aplicadas a cada uma delas o método ϵ -Nut e as equações da conservação da energia e continuidade tanto para o lado do ar como do fluido refrigerante. As vazões mássicas de ar das regiões de desaquecimento e condensação são determinadas por um processo iterativo, onde é admitida uma proporcionalidade entre as vazões mássicas das respectivas regiões e a vazão mássica total que flui através do condensador, com a relação entre a área interna e externa de troca de calor do condensador, resultando um sistema de equação não lineares as quais foram resolvidas pelo software *Engineering Equation Solver*, tendo como variáveis principais de saída o calor rejeitado no condensador, os comprimentos, as áreas a perda de pressão, os coeficientes internos e global de transmissão de calor das regiões de desaquecimento, condensação e subresfriamento.

Os resultados obtidos na simulação foram comparados com os dados experimentais obtidos por Ianella (1998), sendo de 3% e 6% os erros obtidos para o calor rejeitado e a perda de pressão em relação aos valores experimentais.

Gomes (2003) em sua dissertação de mestrado desenvolveu um modelo matemático para a simulação da vazão em regime permanente que passa através de um tubo capilar utilizando o fluido refrigerante R134a.

O modelo idealizado para o tubo capilar considera uma expansão adiabática ao longo do seu comprimento, dividindo o referido tubo em vários volumes de controle, onde para cada um deles são resolvidas as equações da continuidade, da conservação da energia e momento, considerando o tubo capilar reto e horizontal, com escoamento unidimensional. São desprezadas a condução do calor longitudinal e radial, bem como a convecção e a radiação ao longo das paredes do tubo.

Para a validação do modelo, foi ensaiado um tubo capilar de 58 cm de comprimento e 1,08mm de diâmetro interno, o qual foi colocado em uma bomba de calor do Grupo de refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG, devidamente instrumentada para a leitura das temperaturas e vazão mássica do fluido refrigerante através do tubo capilar, sendo as referidas leituras gravadas em um sistema de aquisição de dados para posterior análise. Realizados os testes experimentais, os valores simulados para a vazão mássica do refrigerante apresentaram erros numa faixa de $\pm 10\%$ em relação aos valores experimentais.

Fabris G. et al. (2004) realizaram a simulação em regime permanente da performance de um aparelho de ar condicionado utilizando os fluidos R22 e R410 A.

Para cada componente do ciclo, são aplicadas as equações da conservação da massa, energia e momento, resultando em um sistema de equações não lineares, o qual foi solucionado pelo software *Engineering Equation Solver*.

Para a análise da performance do sistema simulado, a temperatura de evaporação foi fixada em 0°C , sendo a temperatura ambiente do espaço a refrigerar mantida em 20°C com a variação da temperatura de condensação entre 45 a 55°C .

A temperatura do ar exterior foi de 25 a 35°C sendo o deslocamento volumétrico do compressor de $1,5\text{m}^3/\text{h}$ com espaço nocivo de 7% e eficiência isoentrópica de 77% .

Os resultados obtidos na simulação mostraram que capacidade de refrigeração para o R 410A é cerca de 31,6 % maior em relação ao R22 o que indica em um compressor de maior potência de compressão.

O coeficiente de eficácia foi aproximadamente 50 a 56 % maior para o R22 em relação ao R410A. A temperatura de descarga é acrescida de 5,8% para o R22 em relação ao R 410A, sendo que a vazão mássica de refrigerante para o R410A foi de 63 a 75% maior que a vazão mássica para o R22.

Cropper et al. (2005) desenvolveram um método de simulação computacional para a avaliação da performance de condensadores resfriados a ar, usando refrigerantes puros ou misturas.

O método consiste em dividir o condensador em quatro regiões. São as regiões de superaquecimento, 2 regiões de condensação e uma região de sub-resfriamento. Para cada região são aplicadas as equações da energia, complementadas pelo método $\varepsilon - N_{ut}$ sendo que a equação do momento fornece a perda da pressão em cada região considerada.

O método é iterativo, e consiste em determinar as frações de áreas de transferência de calor de cada região do condensador, arbitrando-se inicialmente valores iniciais as frações de áreas das regiões de superaquecimento e condensação as quais vem sendo calculadas através da equação de energia, complementadas pelo método $\varepsilon - N_{ut}$, até que uma convergência seja estabelecida. Determinadas as frações das áreas das regiões de superaquecimento e condensação, calculam-se as frações das áreas da região de sub-resfriamento, após a qual é fornecido o calor rejeitado no condensador. Para as propriedades termodinâmicas do refrigerante, foi utilizado o REFPROP 7, e para o coeficiente interno de transmissão de calor são utilizadas as correlações de Dobson e Chato (1998) para as regiões bifásicas e a correlação de Dittus Boelter (1930) para as regiões monofásicas.

O modelo de simulação foi validado para condensadores resfriados a ar com vários tipos de geometria com os refrigerantes R22 e R407C, sendo obtidos erros inferiores a 10% na avaliação do calor rejeitado no condensador em relação aos valores experimentais.

Blanco et al. (2005), utilizando o software ART (*Advanced Refrigeration Technologies*), realizaram a simulação de uma central de ar condicionado com fluido refrigerante R-22 nos modos refrigeração e aquecimento.

O referido software incorpora todos os componentes do ciclo de compressão por vapor, inclusive as tubulações e acessórios, com vários tipos de geometria de serpentinas utilizadas como evaporador ou condensador, incluindo a condensação do vapor de água do ar nos evaporadores.

O modelo foi utilizado na simulação de serpentinas dos tipos 12w50 e A35w7, com diâmetros externos de 9,52mm com 15 e 11 fileira de tubos na direção do escoamento do ar, servindo tanto de evaporador no modo refrigeração como de condensador no modo aquecimento. Para a validação do modelo computacional de simulação, as referidas serpentinas foram testadas em uma central usada para testes modelo CIATESA modificada de R-22 para R-290, a qual foi instalada no interior de uma câmara climatizada em temperatura de 2 a 46° C, para a simulação da carga térmica de refrigeração ou de calor rejeitado no condensador quando no modo aquecimento, a central foi devidamente instrumentada para as medições de temperatura, pressão e vazão mássica do refrigerante, bem como da vazão mássica e temperatura de ar entrada e na saída da serpentina ensaiada.

Os resultados obtidos na simulação para capacidade de refrigeração (modo refrigeração) ou calor rejeitado no condensador (modo aquecimento) foram inferiores a 5% para os dois modelos de serpentinas, em relação aos valores experimentais. A perda de pressão para os dois modelos de operação foi de 35% superior aos valores experimentais.

Wang et al. (2006), desenvolveram um modelo matemático para a obtenção do fator de Colburn em evaporadores a ar do tipo aletas onduladas com tubos circulares.

O método consiste na aplicação das equações da transferência de calor e massa, tendo obtido os coeficientes global e interno de transferência de calor como objetivo de obter o fator de Colburn para o evaporador com condensação do vapor de água na superfície dos tubos de circulação de refrigerante.

Para a validação do modelo matemático, foram testados vários tipos de evaporadores a ar diversos tipos de geometria com aletas planas onduladas, instaladas dentro de um túnel de vento, provido de um ventilador de velocidade variável de 7,48 kW, a qual permitia a circulação de ar através do evaporador. A carga térmica foi simulada circulando água gelada no interior dos tubos do evaporador ensaiado.

Após a realização dos testes, verificou-se que os valores testados para o fator de Colburn, apresentavam erros de 15% em relação aos valores experimentais.

Nathakaranakule et al. (2006), realizaram a simulação em regime permanente considerando a presença do óleo lubrificante na performance de um sistema de ar condicionado com compressor de rotação variável, utilizando R-22 e R-407C. Para cada componente do ciclo de compressão por vapor, são aplicadas as equações da energia, complementadas pelo método $\epsilon - \text{NUT}$ para o condensador e evaporador e a equação do rendimento volumétrico para o compressor. O modelo foi validado experimentalmente em um aparelho de ar condicionado do tipo split com capacidade nominal de refrigeração de 5,27 kw, usando R22 e R407C como refrigerante, utilizando um compressor de rotação variável controlado por um inversor de frequência na faixa de 30 a 50 Hz.

O deslocamento volumétrico do compressor e a sua rotação nominal eram respectivamente $77,7 \text{ cm}^3$ e 1425 rpm.

A central foi devidamente instrumentada com os devidos medidores de pressão, temperatura e vazão mássica tanto para o refrigerante como para o ar, sendo os valores medidos registrados e transmitidos a um sistema eletrônico de leitura de dados para a respectiva gravação.

Os resultados obtidos na simulação para a concentração de óleo lubrificante foram inferiores a 5% em relação aos valores experimentais.

Tanto para o R-22 como para o R-407C o valor simulado para a capacidade de refrigeração e o coeficiente de eficácia, apresentaram erros inferiores a 10% em relação aos valores experimentais.

3- CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é utilizado para a avaliação do desempenho do sistema de refrigeração. No presente capítulo faremos à descrição do ciclo básico ideal e do real para que sejam mostradas as principais diferenças entre ambos.

3.1-Descrição do ciclo básico de refrigeração.

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é bastante difundido em aplicações de refrigeração e ar condicionado. Neste ciclo, o fluido de trabalho é comprimido e condensado em alta pressão e temperatura por rejeição de calor para um meio externo. Em seguida, após a condensação o fluido refrigerante é expandido através de um dispositivo de expansão até a pressão de evaporação onde será evaporado em baixa temperatura devido à troca de calor com o ambiente a ser resfriado. A figura 3-1 ilustra os componentes do ciclo básico ideal de refrigeração por compressão de vapor.

Nesta figura o condensador e o evaporador estão representados respectivamente pelas regiões de dessuperaquecimento, condensação, subresfriamento, evaporação e superaquecimento do fluido refrigerante.

Devido à ineficiência dos processos envolvidos e perdas por atrito, o ciclo utilizado na prática é conhecido como ciclo real de compressão de vapor. A figura 3- 2 mostra no diagrama pressão-entalpia o ciclo real e o ciclo ideal ou de Carnot correspondente, superpostos.

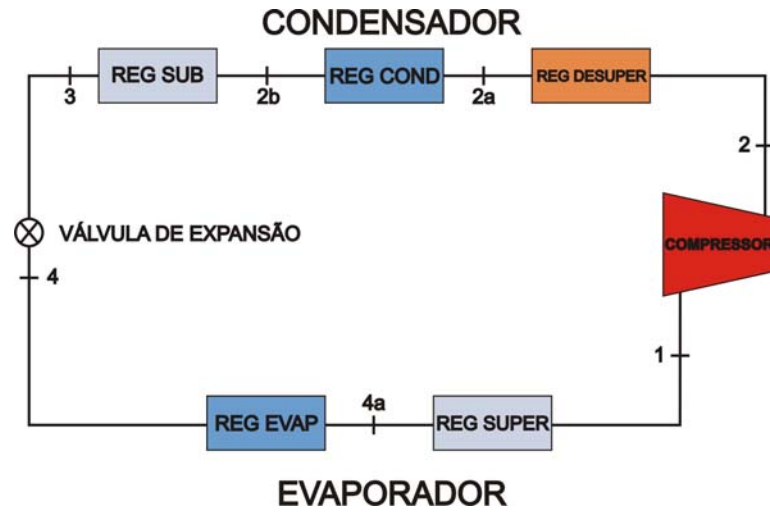


Figura 3-1. Ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor.

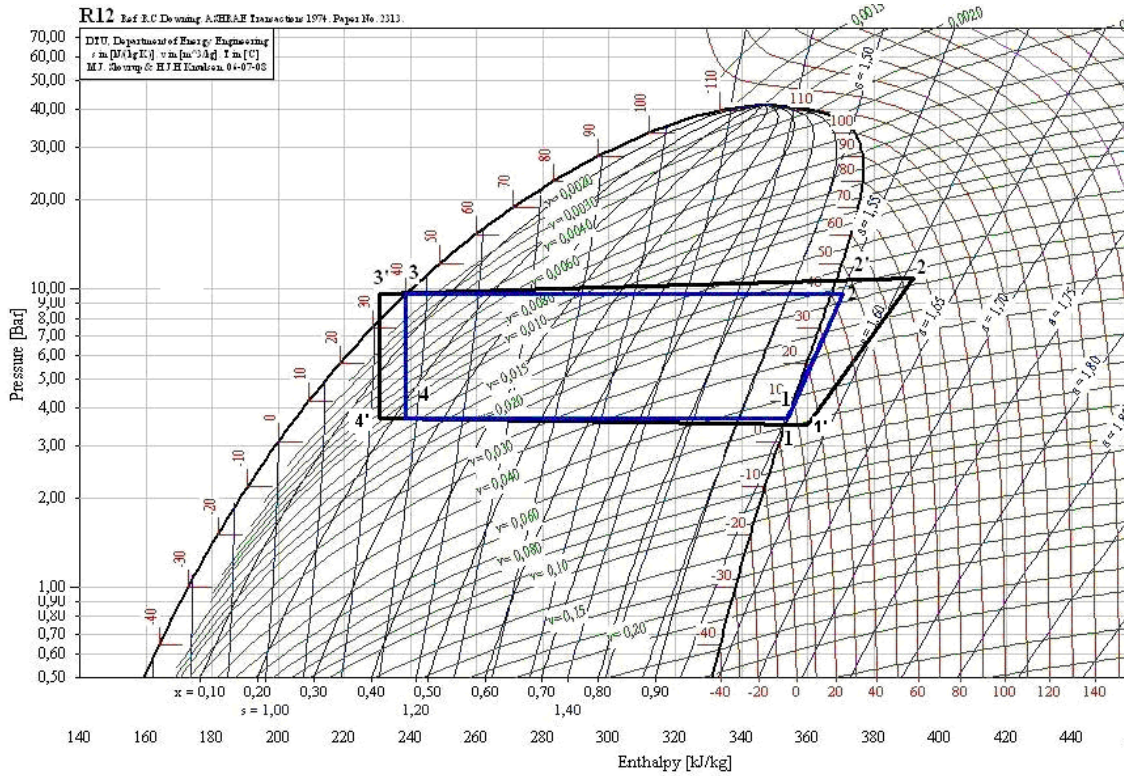


Figura 3-2. Comparação entre o ciclo de compressão real e o ideal.

Conforme ilustrado na figura 3-2, o ciclo básico ideal é composto pelos seguintes processos:

1-Compressão isentrópica (1-2) do fluido refrigerante, desde a pressão de evaporação até a pressão de condensação, onde o refrigerante recebe a potência de compressão fornecida pelo compressor.

2-Rejeição internamente reversível de calor (2-3) a pressão e temperatura constante.

3- Expansão irreversível a entalpia constante (3-4), desde o estado de líquido saturado ou subresfriado até a pressão de evaporação.

4-Recebimento de calor a pressão e temperatura constante (4-1), produzindo a evaporação do refrigerante até o estado de vapor saturado.

O ciclo real de compressão por vapor apresenta algumas diferenças em relação ao ciclo ideal de refrigeração. As diferenças principais são as perdas de pressão presentes nos trocadores de calor, que fazem com que os processos de evaporação e condensação não ocorram à pressão constante.

Frequentemente, ocorre o subresfriamento de líquido no trecho (3-3') para garantir que somente líquido entre no dispositivo de expansão e superaquecimento do refrigerante no trecho (1-1') para evitar o calço hidráulico no compressor. Outra diferença reside no fato da compressão (1'-2) não ser isentrópica, já que ocorrem trocas de calor com o meio e irreversibilidades existentes no processo, sobretudo devido ao atrito, o que ocasiona uma potência maior de compressão entre os pontos (1'-2).

3.2-Principais componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor.

De acordo com a figura 3-1, os principais componentes de um sistema de refrigeração por compressão de vapor e suas finalidades são respectivamente:

Compressor

O Compressor comprime o refrigerante de um estado de vapor superaquecido em baixa pressão e temperatura para um estado de alta pressão e temperatura.

Condensador

O condensador recebe o refrigerante no estado de vapor superaquecido em alta pressão e temperatura, onde o mesmo troca calor com um fluido em temperatura mais baixa, em geral ar ou água, passando primeiro por um processo de dessuperaquecimento (3-2a), seguido de condensação (2a-2b) e subresfriamento (2b-3), no qual é atingido o estado de líquido subresfriado.

Dispositivo de expansão

Ao sair do condensador, o fluido refrigerante no estado de líquido subresfriado entra no dispositivo de expansão, onde ocorre uma expansão isoentálpica, a qual ocasiona uma queda de pressão e temperatura. O fluido refrigerante sai deste dispositivo na condição de mistura líquido-vapor (vapor úmido).

Evaporador

O evaporador tem a finalidade de retirar calor do meio a refrigerar, abaixando a sua temperatura até um valor pré-estabelecido, pela evaporação da mistura líquido-vapor em baixa pressão e temperatura proveniente do dispositivo de expansão.

A absorção de calor do meio a refrigerar, ocorre em duas regiões distintas no evaporador, as quais são respectivamente as regiões de evaporação (4-4a) e superaquecimento (4a-1) do fluido refrigerante, indicadas na figura 3-1.

3.3-Balço de energia em regime permanente para o ciclo do sistema de refrigerao por compresso de vapor.

A equao da conservao da massa (3.01) e energia (3.02) aplicadas para um determinado volume de controle, so respectivamente:

$$\dot{m}_t + \sum \dot{m}_e = \dot{m}_{t+dt} + \sum \dot{m}_s \quad (3.01)$$

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(I_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) = \sum \dot{m}_s \left(I_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) + \dot{W}_{vc} + \frac{dE}{dt} \quad (3.02)$$

Sendo:

\dot{m}_t = Vazão mássica do volume de controle no instante t [kg/s]

\dot{m}_e = Vazão mássica que entra no volume de controle [kg/s]

\dot{m}_{t+dt} = Vazão mássica do volume de controle no instante $t + dt$ [kg/s]

\dot{Q}_{vc} = Taxa de transferência de energia na forma de calor [W]

I_e = Entalpia associada a vazão mássica que entram no volume de controle [J/kg]

V_e = Velocidade de entrada do volume de controle [m/s]

g = Aceleração da gravidade [m/s^2]

Z_e = Altura da região de entrada do volume de controle em relação a um referencial estabelecido [m]

\dot{m}_s = Vazão mássica que sai do volume de controle [kg/s]

I_s = Entalpia associada a vazão mássica que sai do volume de controle [J/kg]

V_s = Velocidade de saída do volume de controle [m/s]

Z_s = Altura da região de saída do volume de controle em relação a um referencial estabelecido [m]

\dot{W}_{vc} = Potência [W]

$\frac{dE}{dt}$ = Taxa de variação da energia armazenada no interior do volume de controle [W]

Para aplicações em regime permanente com uma entrada e uma saída no volume de controle teremos que:

$$\frac{dE}{dt} = 0$$

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s = \dot{m}$$

Considerando ainda que na maioria dos processos de aquecimento e resfriamento das vazões mássicas que adentram e saem do volume de controle as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis em face da variação da entalpia, do trabalho realizado ou do calor trocado, a equação (3.02) aplicada ao regime permanente com uma entrada e uma saída, reduz-se a:

$$\dot{Q}_{vc} + \dot{m}I_e = \dot{m}I_s + \dot{W}_{vc} \quad (3.03)$$

Considerando que o volume de controle é um trocador de calor, o mesmo não fornece ou recebe trabalho e assim $\dot{W}_{vc} = 0$. Desta forma a equação (3.3) reduz-se a:

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}(I_s - I_e) \quad (3.04)$$

Considerando que o volume de controle é um compressor, o calor dissipado no processo pode ser desprezado face à potência de compressão e assim, a equação (3.03) reduz-se a:

$$\dot{W}_{vc} = \dot{m}(I_e - I_s) \quad (3.05)$$

No caso de processos adiabáticos em regime permanente sem variação de energia cinética e potencial, com somente um fluxo de massa e sem a realização de trabalho, $\dot{Q}_{vc} = 0$, e $\dot{W}_{vc} = 0$.

Neste caso, a equação (3.03) reduz-se a:

$$I_e = I_s \quad (3.06)$$

Para o ciclo básico mostrado na figura 3-1, a equação (3.04) aplicada ao evaporador e condensador fornecem a quantidade de calor trocada nestes equipamentos na condição de regime permanente, onde para o evaporador temos respectivamente a capacidade de refrigeração \dot{Q}_{4-1} , o calor trocado nas regiões bifásica \dot{Q}_{4-4a} e de superaquecimento \dot{Q}_{4a-1} . Para o condensador, temos a capacidade de condensação \dot{Q}_{2-3} , o calor trocado na região de dessuperaquecimento \dot{Q}_{2-2a} e os calores das regiões de condensação \dot{Q}_{2a-2b} e de subresfriamento \dot{Q}_{2b-3} .

A equação (3.05) aplicada para o balanço energético do compressor em regime permanente permite calcular a potência de acionamento \dot{W}_{1-2} exigida pelo equipamento. O coeficiente de eficácia do ciclo é calculado pela relação entre a capacidade de refrigeração e a potência do compressor.

Esses valores são calculados pelas equações (3.07) a (3.15) utilizando o fluxo de massa do refrigerante \dot{m}_r e as entalpias I dos pontos considerados do ciclo.

$$\dot{Q}_{4-1} = \dot{m}_r(l_1 - l_4) \quad (3.07)$$

$$\dot{W}_{1-2} = \dot{m}_r(l_2 - l_1) \quad (3.08)$$

$$\dot{Q}_{2-2a} = \dot{m}_r(l_2 - l_{2a}) \quad (3.09)$$

$$\dot{Q}_{2a-2b} = \dot{m}_r(l_{2a} - l_{2b}) \quad (3.10)$$

$$\dot{Q}_{2b-3} = \dot{m}_r(l_{2b} - l_3) \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}_{4a-4} = \dot{m}_r(l_{4a} - l_4) \quad (3.12)$$

$$\dot{Q}_{4a-1} = \dot{m}_r(l_1 - l_{4a}) \quad (3.13)$$

$$\dot{Q}_{2-3} = \dot{m}_r(l_2 - l_3) \quad (3.14)$$

$$\text{cop} = \frac{\dot{Q}_{4-1}}{\dot{W}_{1-2}} \quad (3.15)$$

4-METODOLOGIA UTILIZADA PARA AVALIAR O DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR.

O condensador e o evaporador, que são os trocadores de calor do sistema de refrigeração, podem ser classificados conforme a disposição das correntes dos fluidos, ou pelo tipo de construção. No presente trabalho, o evaporador e o condensador utilizados são do tipo aletados e de correntes cruzadas, com os fluidos não misturados.

Para avaliar o desempenho dos trocadores de calor podem ser utilizados o método da diferença média logarítma de temperatura (DMLT) ou o método ϵ - Nut . O método da DMLT é utilizado quando se conhecem as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio, sendo bastante utilizada no projeto de trocadores de calor com especificações conhecidas.

O método ϵ - Nut é geralmente utilizado quando o coeficiente U é conhecido ou pode ser calculado, mas, as temperaturas dos fluidos quente e frio, na saída do trocador são desconhecidas. Este é o caso típico da simulação do trocador de calor, onde as condições de operação exigem taxas de escoamento (vazões) diferentes para ambos os fluidos.

Por ser bastante eficaz nos processos de simulação de trocadores de calor, onde ocorrem regiões monofásica e bifásica, como é o caso do condensador e o evaporador do sistema de refrigeração por compressão de vapor, o método ϵ - Nut será adotado neste trabalho, sendo que os parâmetros de importância para analisar o desempenho dos trocadores, são a efetividade ϵ , o coeficiente global de transferência de calor U , a perda de pressão Δp e os coeficientes de transferência de calor interno h_i e externo h_e para as regiões monofásicas e bifásicas do condensador e evaporador. A figura 4-1 ilustra um trocador de calor aletado típico utilizado nos sistemas de refrigeração usuais, onde o percurso do refrigerante é dividido em circuitos paralelos, cada qual sendo tratado como um trocador de calor independente.

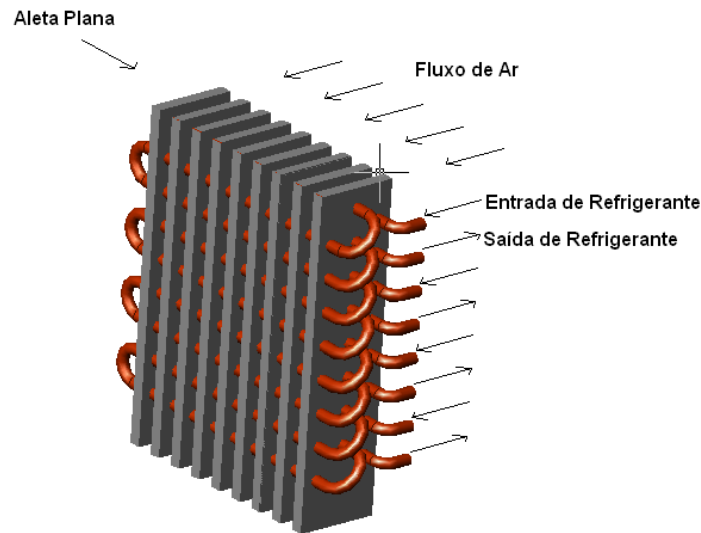


Figura 4-1. Trocador de calor aletado utilizado em sistemas de refrigeração.

4.1-Coeficiente global de transmissão de calor.

A eficiência da superfície externa η_e de uma superfície aletada, é avaliada em função das áreas da superfície aletada A_f , da área da superfície total externa A_e , e da eficiência η_a das aletas pela seguinte equação segundo Mcquiston (1994):

$$\eta_e = 1 - \frac{A_f}{A_e} (1 - \eta_a) \quad (4.01)$$

A avaliação da eficiência das aletas depende da forma como estas são colocadas nos tubos dos trocadores de calor. Por analogia com um circuito elétrico, constituído de resistências em série, para trocadores de calor de tubos lisos, a equação (4.02) expressa a resistência térmica total R_{total} em função das resistências térmica do tubo R_{tubo} , de contato R_{cont} , de incrustações $R_{incrust}$, da eficiência da superfície externa η_e , dos coeficientes de transmissão de calor interno h_i e externo h_e e das áreas externa A_e e interna A_i de troca de calor.

$$R_{\text{total}} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{\text{tubo}} + R_{\text{cont}} + R_{\text{incrust}} + \frac{1}{\eta_e h_e A_e} \quad (4.02)$$

Os coeficientes globais de transferência de calor externo U_e e interno U_i são então avaliados pela seguinte equação:

$$\frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{\text{tubo}} + R_{\text{cont}} + R_{\text{incrust}} + \frac{1}{\eta_e h_e A_e} \quad (4.03)$$

A resistência térmica de contato resulta dos defeitos de fabricação, o que ocasiona uma imperfeição na aderência entre as aletas e os tubos. No presente trabalho, esta resistência será desprezada. Sendo os tubos do trocador de calor de pequena espessura, a resistência dos tubos também será desprezada. Por fim, a resistência térmica devido às incrustações que tem origem na deposição gradual de materiais sólidos sobre a superfície dos tubos, afeta o valor de U ocasionando sua diminuição pelo aumento desta resistência. Desta forma, ao se projetar um novo condensador ou evaporador, é necessário considerar um valor para U maior que o necessário para levar em conta esta deposição ao longo do tempo. Apesar de existirem critérios normalizados para a estimativa dos fatores de incrustações, neste trabalho, esta resistência será desprezada.

4.2-Método ε -Nut para trocadores de calor.

Os parâmetros básicos do método ε -Nut são a efetividade ε e o Número de unidades de transferência Nut. O Nut é avaliado pela seguinte equação:

$$\text{Nut} = \frac{U A}{C_{\min}} \quad (4.04)$$

Onde:

U = coeficiente global de transmissão de calor [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]

A = Área necessária de transmissão do calor [m^2]

C_{\min} = menor valor entre as capacidades térmicas dos fluidos quente (C_h) e frio (C_c) [$W/^\circ C$].

No presente trabalho, para o condensador, o fluido quente é o agente refrigerante que circula no interior dos tubos e o fluido frio é o ar que circula através da superfície aletada do mesmo. Para o evaporador, o fluido quente é o ar que flui pela face externa da serpentina aletada e o fluido frio é o agente refrigerante que circula no interior dos tubos da respectiva serpentina. A efetividade ε do trocador de calor é definida pela equação (4.05) como a razão entre a taxa de transferência de calor real de um dado trocador de calor, e a máxima troca de calor possível entre dois fluidos, em um trocador de calor de correntes opostas e área de troca de calor infinita.

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{real}}}{Q_{\text{max}}} \quad (4.05)$$

A efetividade ε do trocador de calor é função do Nut, do tipo de escoamento dos fluidos e da razão $C = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}}$, onde C_{min} e C_{max} são respectivamente o menor e o maior valor das capacidades térmicas entre os fluidos quente C_h e frio C_c , obtidas através das vazões mássicas e do calor específico dos referidos fluidos.

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad (4.06)$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} \quad (4.07)$$

Sendo:

\dot{m}_h = Fluxo de massa do fluido quente [kg/s]

c_{ph} = Calor específico do fluido quente [J/kg° C]

\dot{m}_c = Fluxo de massa do fluido frio [kg/s]

c_{pc} = Calor específico do fluido frio [J/kg° C]

As tabelas 4.1 e 4.2 apresentam as diferentes correlações $\varepsilon = f(\text{Nut}, C, \text{arranjo})$ obtidas de Incropera e Dewitt (2002) para as regiões monofásica e bifásica de trocadores de calor do tipo correntes cruzadas e sem mistura em ambos os fluidos.

Tabela 4.1- Relações $\varepsilon = f(\text{Nut}, C, \text{arranjo})$ para o condensador.

Região	Relação	Eq.
Dessuperaquecimento	$\varepsilon_d = 1 - \exp\left[\frac{\text{Nut}_{ds}^{0,22}}{C} (\exp(-C (\text{Nut}_{ds}^{0,78})) - 1)\right]$	(4.08)
Condensação	$\text{Nut}_c = -\ln(1 - \varepsilon_c)$	(4.09)
Sub -resfriamento	$\varepsilon_s = 1 - \exp\left[\frac{\text{Nut}_s^{0,22}}{C} (\exp(-C (\text{Nut}_s^{0,78})) - 1)\right]$	(4.10)

Tabela 4.2- Relações $\varepsilon = f(\text{Nut}C, \text{arranjo})$ para o evaporador.

Região	Relação	Eq.
Evaporação	$\varepsilon_v = 1 - \exp(-\text{Nut}_{EV})$	(4.11)
Superaquecimento	$\varepsilon_{ES} = 1 - \exp\left[\frac{\text{Nut}_{sa}^{0,22}}{C} (\exp(-C (\text{Nut}_{sa}^{0,78})) - 1)\right]$	(4.12)

4.3-Coeficiente interno de transferência de calor (h_i).

No escoamento do fluido refrigerante ao longo do condensador ou evaporador, o mesmo apresenta-se em diferentes fases e estados termodinâmicos, o que ocasiona as regiões monofásicas (líquido ou vapor) e bifásicas (líquido e vapor). O lado do refrigerante, ao contrário do lado do ar, apresenta valores elevados para o coeficiente de transferência de calor. Nesta seção, serão apresentadas as correlações para a avaliação do coeficiente de transferência de calor interno em cada uma das regiões dos trocadores de calor.

4.3.1-Região de escoamento monofásico.

Existem diversas correlações propostas para a avaliação do coeficiente interno de transferência de calor para o escoamento monofásico. No condensador, o escoamento monofásico ocorre na região de dessuperaquecimento, onde o refrigerante escoar na fase de vapor superaquecido, e na região de subresfriamento, onde escoar como líquido. No evaporador, na região de superaquecimento, ocorre o escoamento monofásico do fluido refrigerante na fase de vapor superaquecido. Dentre as diversas correlações propostas do número de Nusselt para escoamento monofásico, em Incropera e DeWitt (2002), são apresentadas as de Dittus e Boelter, Petukov, e Gnielinski, conforme a tabela 4.3.

Tabela 4.3-Correlações para o número de Nusselt (Nu) em escoamento monofásico.

Autor	Ano	Correlação	Eq.
Dittus e Boelter	1930	$Nu = 0.023Re_D^{0.8}Pr^n \quad 0.6 \leq Pr \leq 160$ $Re_D \geq 10000 \quad \frac{L}{D} \geq 10$ $n = 0.4 \quad \text{para aquecimento}$ $n = 0.3 \quad \text{para resfriamento}$	(4.13)
Petukov	1970	$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)Re_D Pr}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}\left(\frac{1}{Pr^3} - 1\right)}$ $f = (1.82\text{Log}(Re_D) - 1.64)^{-2}$ $0.5 < Pr < 2000 \quad 10^4 < Re_D < 5.10^6$ $\frac{L}{D} \geq 10$	(4.14)
Gnielinski	1976	$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}\left(\frac{2}{Pr^3} - 1\right)}$ $f = (0.79\text{Log}(Re_D) - 1.64)^{-2}$ $0.5 < Pr < 2000 \quad 3000 < Re_D < 5.10^6$	(4.15)

Nestas correlações, Nu , Re_D , Pr , f , L , D , são respectivamente o número de Nusselt o número de Reynolds, o número de Prandtl, o fator de atrito, o comprimento e o diâmetro interno do tubo. A correlação de Ditus e Boelter é facilmente aplicada, sendo bastante utilizada para escoamento de líquidos e gases, escoando em regime turbulento no interior dos tubos. A correlação de Petukov (1970) foi modificada por Gnielinski (1976) para melhorar a precisão na faixa de números de Reynolds pequenos.

A correlação de Ditus Boelter, apesar de antiga, por ser de fácil aplicação em métodos numéricos, é muito utilizada pelos engenheiros na transferência de calor. Esta correlação foi utilizada por Mamani (1997) e Ianella (1998) com resultados satisfatórios, razão pela qual será utilizada no presente trabalho.

Avaliado o número de Nusselt, o coeficiente interno de transferência de calor (h_i) é então expresso pela sua relação de definição:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D} \quad (4.16)$$

4.3.2-Região de escoamento bifásico.

Durante o escoamento do fluido refrigerante na região de condensação, o mesmo perde calor para o meio de resfriamento, e sofre mudança de fase de vapor saturado a líquido saturado. Na região de evaporação, o fluido refrigerante entra como mistura líquido-vapor, absorve calor do meio a refrigerar e evapora, saindo desta região como vapor saturado. Diversas correlações foram propostas para a avaliação do coeficiente local de transferência de calor $h(x)$ na região bifásica, representados por modelos empíricos apropriados.

Para o estabelecimento destas correlações, o coeficiente local de transferência de calor está intimamente relacionado com o regime de escoamento do fluido refrigerante, e assim, torna-se necessário à compreensão dos regimes de escoamento bifásicos ao qual faremos uma descrição resumida dos mesmos quando são utilizados tubos lisos horizontais como é o caso do presente trabalho.

4.3.2.1-Regimes de escoamento Bifásicos em tubos horizontais.

Para escoamento bifásico em tubos horizontais, os regimes de escoamento usualmente encontrados são mostrados na figura 4-2.

Nas regiões em que o título da mistura é bastante reduzido, temos o escoamento em regime de bolhas (bubbly flow), caracterizando o escoamento de bolhas discretas de vapor dispersas na fase líquida (4-2a), onde as bolhas tendem a se aglomerar na parte superior do tubo.

Com o aumento do título no regime de bolhas, são originadas bolhas maiores que passam a ocupar a parte superior do tubo (4-2b). O escoamento resultante é denominado pistonado (plug flow).

Quando o escoamento possui vazões muito reduzidas e títulos razoavelmente altos, observa-se o regime estratificado (Stratified flow), onde o líquido escoar pela parte inferior do tubo e o vapor escoar na parte superior, existindo uma interface relativamente uniforme, conforme figura (4-2c).

A medida que as vazões de cada fase e/ou o título são aumentados no regime estratificado, a interface torna-se instável e ondulada (4-2d), originando o escoamento em ondas (wavy flow). O cisalhamento na interface e a formação e ruptura das ondas, poderá arrastar gotículas de líquido para o interior do núcleo de vapor, até que seja atingido o topo do tubo formando grandes bolhas. Este tipo de escoamento é conhecido como agregado (slug flow), e devido às forças de empuxo tais bolhas tendem a escoar na superfície dos tubos (4-2e).

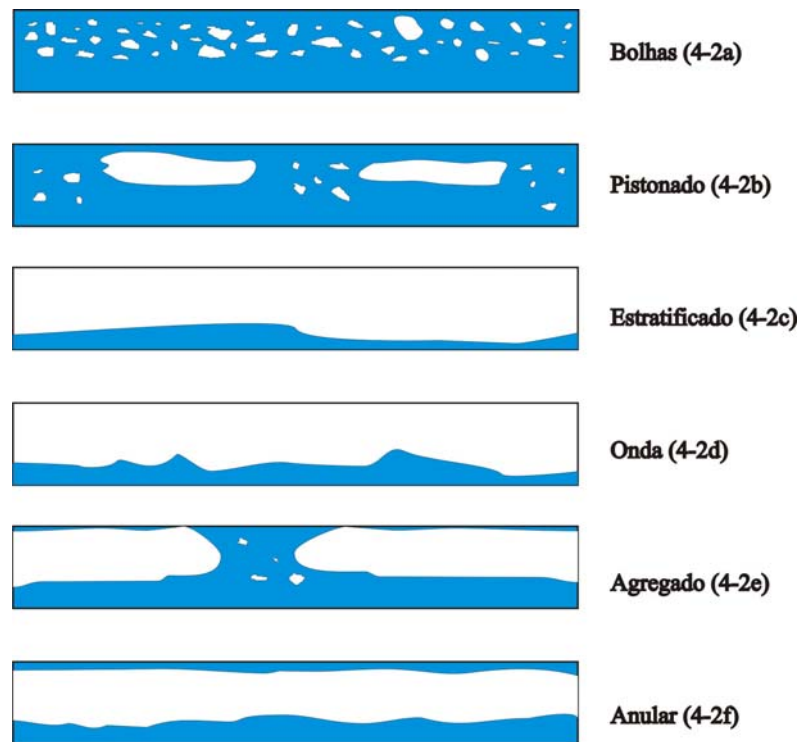


Figura 4-2. Regimes de escoamento bifásico líquido-vapor para tubos horizontais.

Em vazões de líquido moderadas, com alta velocidade de vapor e títulos elevados origina-se o escoamento anular (anular flow), onde um filme de líquido é formado nas paredes do tubo, e a fase de vapor escoar no interior desse filme (4-2f). As forças de empuxo tendem a reduzir a espessura do filme de líquido na porção superior do tubo, e aumentá-la na porção inferior.

4.3.2.2-Coeficiente de transferência de calor para a região de condensação.

Para a região de condensação, as correlações de Shah (1979) e Dobson e Chato (1998) apud Boissieux (2000) podem ser utilizadas. A correlação de Shah se aplica a diversos refrigerantes, entre os quais o R11, R12, R22, R113, etano, benzeno, tolueno e é aplicada para tubos horizontais e verticais com diâmetro de 7 a 40 mm, com temperaturas de saturação de 21 a 310°C e título da mistura bifásica de 0 a 100%.

Esta correlação foi estabelecida com 474 ensaios experimentais apresentando desvio médio de 15,4%. Por ser uma correlação generalizada, outros refrigerantes foram utilizados com esta correlação, entre os quais o R134a (Jabardo, 2002) e R404C, R404A e Isceon 59 (Boissieux 2000).

A correlação de Dobson e Chato foi desenvolvida para escoamento anular e ondulado e se aplica aos fluidos refrigerante R12, R22, R134a, R407C, R404A e Isceon59.

Devido à complexidade da correlação de Dobson e Chato, sua aplicação em métodos numéricos de simulação acarreta um tempo demasiado grande de execução para a sua resolução.

Boissieux (2000), em um estudo comparativo realizado com os agentes refrigerantes R 407C, R 404a e Isceon 99 mostrou que a correlação de Shah apresenta um desvio padrão de 9,1% em relação aos dados obtidos experimentalmente para o coeficiente interno de transmissão de calor, enquanto que a correlação de Dobson e Chato apresenta um desvio padrão de 7,6% .

No presente trabalho será adotado a correlação de Shah para a obtenção do coeficiente interno de transmissão de calor na condensação, devido a sua simplicidade para utilização em programas de simulação, com desvio médio padrão inferior a 15,4% em relação aos dados experimentais.

A correlação de Shah (1979) é expressa pela seguinte equação:

$$h(x) = h_L \left[(1-x) + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)}{P_r^{0.38}} \right] \quad (4.17)$$

Onde:

$h(x)$ = Coeficiente local de transferência de calor [W/m²°C]

h_L = Coeficiente de transferência de calor da fase líquida [W/m²°C]

x = Título da mistura bifásica

P_r = Pressão reduzida do refrigerante.

O coeficiente h_L é expresso pela equação (4.18).

$$h_L = \frac{K_L}{D} \left(0.023 \left(\frac{Re_L}{1-x} \right)^{0.8} Pr_L^{0.4} \right) \text{ onde } Re_L \geq 350 \quad (4.18)$$

Sendo:

$$Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_L} \text{ (número de Reynolds para a fase líquida)} \quad (4.19)$$

$$Pr_L = \frac{c_{pl}\mu_L}{K_L} \text{ (número de Prandtl para a fase líquida)} \quad (4.20)$$

G = Vazão mássica por unidade de área [kg/sm^2]

k_l = Coeficiente de condutibilidade térmica [$\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$]

μ_L = Viscosidade dinâmica da fase líquida [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]

c_{pl} = Calor específico na fase líquida [$\text{J}/\text{kg}^\circ\text{C}$]

O coeficiente médio de transferência de calor \bar{h}_c para a região de condensação, é obtido integrando a equação (4.17) ao longo do comprimento (L) do tubo.

$$\bar{h}_c = \frac{h_L}{(L_2 - L_1)} \int_{L_1}^{L_2} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr^{0.38}} \right] dL \quad (4.21)$$

Segundo Sadler (2000), considerando que o título varia linearmente com o comprimento do tubo a integração da equação (4.21) resulta como solução à equação (4.22):

$$\bar{h}_c = \frac{h_L}{(x_2 - x_1)} \left[-\frac{(1-x)^{1.8}}{1.8} + \frac{3.8}{Pr^{3.8}} \left(\frac{x^{1.76}}{1.76} - \frac{0.04x^{2.76}}{2.76} \right) \right]_{x_e}^{x_s} \quad (4.22)$$

No caso da condensação completa, na qual o título varia de $x_e = 1$ a $x_s = 0$, o coeficiente médio de transferência de calor será expresso pela equação (4.23).

$$\bar{h}_c = h_L \left(0.55 + \frac{2.09}{Pr^{0.38}} \right) \quad (4.23)$$

4.3.2.3-Coeficiente de transferência de calor para a região de evaporação.

Durante o escoamento do fluido refrigerante ao longo da região de evaporação, este sofre uma mudança de fase de vapor-úmido para vapor seco, através da absorção de calor do meio a ser resfriado.

Na Fig. 4-3 observa-se esquematicamente um processo típico de evaporação que ocorre no interior dos tubos, onde o fluido entra como líquido sub resfriado, e sai como vapor superaquecido. A medida que o processo de evaporação acontece, a quantidade de vapor aumenta, e para manter constante o fluxo de massa do escoamento a densidade média diminui e a velocidade média aumenta.

Como nos regimes de escoamentos bifásicos, os mesmos são fortemente dependentes da velocidade das fases, a aceleração do escoamento produz a seqüência de mudanças nesses regimes.

De acordo com a figura 4-3, no momento em que se inicia o processo de evaporação, o escoamento é o de bolhas, seguido dos regimes pistonado, agregado, ondas, anular e disperso.

A ebulição nucleada é predominante no regime de bolhas, sendo que a evaporação em filme de líquido ocorre nos regimes anular e estratificado. No processo de evaporação em regime de escoamento disperso, observa-se a diminuição do coeficiente de transferência de calor, até que o escoamento monofásico de vapor se estabeleça (Bueno, 2004).

Do exposto, observa-se que o processo de evaporação de um fluido em tubos horizontais é bastante complexo e dependente das características do escoamento o que dificulta o estabelecimento de correlações gerais para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

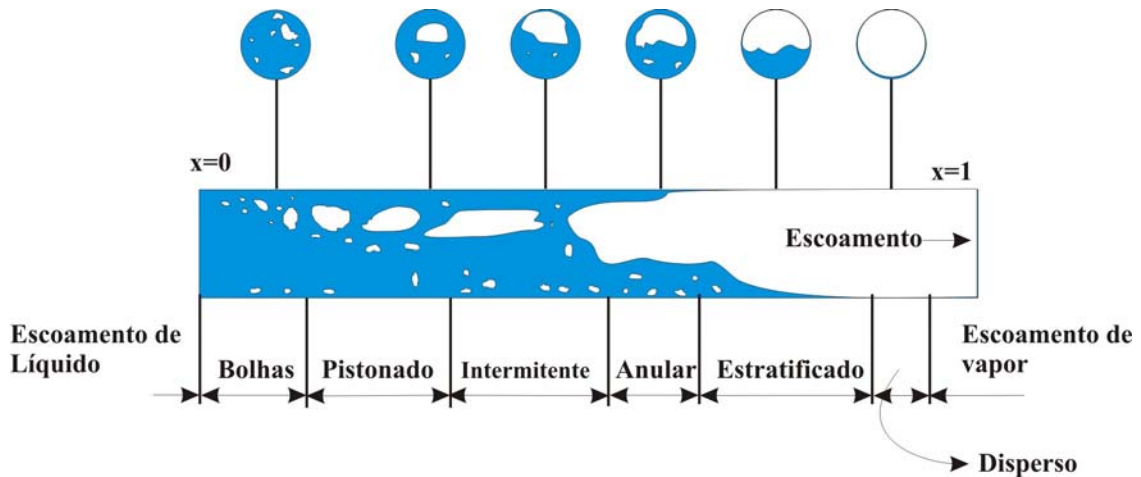


Figura 4-3. Escoamento bifásico na região de evaporação.

Atualmente, existem várias correlações estabelecidas para a região de evaporação as quais, são ainda dependentes em parte das condições de operação e do fluido refrigerante utilizado. Dentre os modelos empíricos específicos para evaporadores, se destacam o proposto por Bo Pierre (1964) o qual é válido para R-12 e R-22.

A tabela 4.4 relaciona as diversas correlações para o cálculo do coeficiente de transmissão de calor para a evaporação.

Tabela 4.4- Correlações para avaliar o coeficiente local e médio de transferência
De calor para a região de evaporação

Autor	Correlação	Considerações	Eq	Fluido
Pierre (1956)	$h_{\text{evap}} = C \left[\left(\frac{G \cdot D}{\mu_L} \right)^2 \left(\frac{J \Delta x l f_g}{L \cdot g} \right) \right]^n$ R12 e R22	$C = 9 \cdot 10^{-4}$ quando $x_s < 0.9$ $C = 8.2 \cdot 10^{-3}$ quando $x_s \geq 1$ $n = 0.5$ quando $x_s < 0.9$ $n = 0.4$ quando $x_s \geq 1$	4.24	R12 R22
Chen (1966)	$h = h_l \cdot F_{Ch} + h_e \cdot S_{Ch}$ $h_e = 0.00122 \left(\frac{k_L^{0.79} c_{pL}^{0.45} \rho_L^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_L^{0.29} i_{LV}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right) \Delta T_{\text{sat}}^{0.24} \Delta P_{\text{sat}}^{0.7}$ $S_{Ch} = \frac{1}{(1 + 2.53 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Re}_L^{1.17})}$	$h_l = 0.023 \frac{k_L}{D} \cdot \text{Re}_L^{0.8} \cdot \text{Pr}_L^{0.4}$ $F_{Ch} = 1$ para $\frac{1}{X_{tt}} \leq 0.1$ $F_{Ch} = 2.35 \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0.213 \right)^{0.736}$ para $\frac{1}{X_{tt}} >$	4.25	Água Pentano Metanol Benzeno Heptano
Gungor e Winterton (1985)	$h = h_l \cdot F_{GW} + h_e \cdot S_{GW}$ $F_{GW} = 1 + 24000 \cdot \text{Bo}^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86}$ $h_e = 55 \cdot \text{Pr}^{0.12} \cdot (-\log_{10} \text{Pr}^{0.55}) \cdot M^{-0.5} \cdot \phi^{0.67}$ $S_{GW} = \frac{1}{1 + 1.15 \cdot 10^{-6} \cdot F_{GW}^2 \cdot \text{Re}_L^{1.17}}$	Osfatores FeS deverão ser multiplicados $F1 = \text{Fr}^{(0.1-2 \cdot \text{Fr})}$ $S1 = (\text{Fr}^{0.5})$ Se Fr for menor que 0.05, onde: $\text{Fr} = \frac{G^2}{\rho_L^2 \cdot g \cdot D}$	4.26	Água Glicol R114 R113 R22 R12 R11
Klimenko (1988)	$h = 0.087 \text{Rem}^{0.6} \text{Pr}_L \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.2} \left(\frac{K_v}{K_L} \right)^{0.09} \left(\frac{K_L}{D_L} \right)$	$\mu_m = \frac{m_r}{A_{Cl} \cdot \rho_L} \left[1 + x \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} - 1 \right) \right]$ $D_L = \left(\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_v)} \right)^{0.5}$ $\text{Rem} = \frac{\mu_m \cdot D_L}{\left(\frac{\mu_L}{\rho_L} \right)}$	4.27	Freons: R11 R12 R22 Fluidos criogênicos R134a
Jung & Radermacher (1990)	$h_b = h_l \cdot F_{JR} + S_{JR} \cdot h_e$ ebulição convectiva. $h_e = 207 \cdot \frac{K_L}{D_b} \left(\frac{\phi \cdot D_b}{K_L \cdot T_{\text{sat}}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.581} (\text{Pr}_L)^{0.533}$ $S_{JR} = 4048 \cdot X_{tt}^{1.22} \cdot \text{Bo}^{1.33}$ para $X_{tt} \leq 1$ $S_{JR} = 2 - 0.1 \cdot X_{tt}^{-0.28} \cdot \text{Bo}^{-0.33}$ para $1 < X_{tt} \leq 5$	$D_b = 0.0146 \cdot \beta \cdot \left[\frac{2 \cdot \sigma}{g(\rho_L - \rho_v)} \right]^{-0.5}$ com $\beta = 3$ $F_{JR} = 2.37 \cdot \left(0.29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.85}$ $\text{Bo} = \phi / (G \cdot i_{LV})$ $h_l = 0.023 \frac{K_L}{D} \left(\frac{G \cdot D}{\mu_L} \right)^{0.8} \text{Pr}^{0.4}$	4.28	R11 R12 R22 R134a R114 R152a
Kandlicar (1990)	$h = h_l (C1 C_0 C^2 25 \text{Fr}^{C5} + C_3 \text{Bo}^{C4F})$	$F = 1.5$ para R12 $F = 2.2$ para R22 $F = 1,63$ para R134a	4.29	R12 R22 R134a R152a

A correlação de Bo Pierre (1956) avalia o coeficiente médio de transferência de calor na serpentina de refrigeração, através da diferença de título (Δx), entre a entrada e a saída do evaporador, e foi testada para R12 e R22. A correlação de Klimenko (1988) foi testada por Mamani (1997) no processo de simulação de um evaporador automotivo compacto de tubos e aletas, utilizando o refrigerante R 134a.

Riehl (1996) utilizou a correlação de Bo Pierre em evaporadores aletados de geometria similar ao deste trabalho, obtendo bons resultados para o coeficiente de troca de calor.

As correlações de Chen (1966), Gungor e Winterton (1985), juntamente com Klimenko (1988), Jung e Radermacher (1990) e Kandlicar (1990), avaliam o coeficiente de transferência de calor local. Os valores das constantes para a correlação de Kandlicar são apresentadas na tabela 4.5, sendo que valor de C_5 deve ser igual à zero para tubos verticais e horizontais com o número de Froude $F_r > 0,04$.

As correlações de Bo Pierre e Kandlicar são estritamente empíricas, ou seja, são obtidas através de ensaios de dados experimentais para determinados fluidos refrigerantes e são obtidas a partir de grupos adimensionais introduzidos “ad hoc”. Os resultados experimentais envolvem uma gama relativamente ampla de fluidos refrigerantes e condições operacionais.

As correlações de Chen, Klimenko, Gungor & Winterton, Jung & Radermacher, são baseadas na superposição de efeitos da ebulição nucleada e convectiva, e o coeficiente de transferência de calor é calculado pela soma do coeficiente de ebulição nucleada com o coeficiente da ebulição convectiva.

Na correlação de Kandlicar, calcula-se o valor do coeficiente de transferência de calor usando as constantes das duas regiões e adota-se o maior valor.

Estabelecida a correlação do coeficiente de transferência de calor local $h(x)$, e conhecidos o título da mistura na saída x_s e na entrada x_e , o coeficiente médio \bar{h} para a região de evaporação será avaliado pela equação (4-30), considerando que o fluxo de calor seja uniforme no tubo e convertido integralmente em mudança de fase do refrigerante, o que ocasiona uma dependência linear do título com o comprimento L do trocador de calor.

$$\bar{h} = \frac{1}{(x_s - x_e)} \int_{x_e}^{x_s} h(x) dx \quad (4.30)$$

A figura 4-4 ilustra um gráfico comparativo entre as correlações de Kandlicar e Gungor e Winterton em função do título para o coeficiente local de transferência de calor.

Tabela 4.5-Valores das constantes da equação (4.29)

Constante	Região convectiva	Região nucleada
C_1	1.136	0.6683
C_2	-0.9	-0.2
C_3	667.2	1058
C_4	0.7	0.7
C_5	0.3	0.3

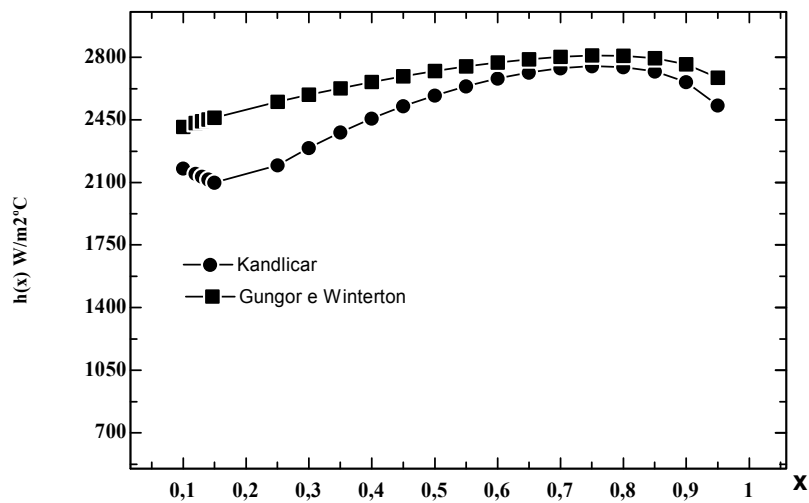


Figura 4-4. Coeficiente de transferência de calor local na região de mudança de fase para R12 ($\varphi = 10[\text{kW}/\text{m}^2]$; $D = 0,01\text{m}$; $T_{\text{sat}} = -5[^\circ\text{C}]$; $G = 200[\text{kg}/\text{m}^2\text{s}]$).

Conforme ilustrado na figura 4-4, no caso da correlação de Kandlicar, a região de títulos inferiores a 20%, é dominada pelo mecanismo da ebulição nucleada, caracterizada pelo decréscimo do coeficiente de transferência de calor. A partir deste título, o coeficiente aumenta para valores do título próximos de 80%, quando volta a diminuir em virtude de uma possível secagem da parede.

Para correlação de Gungor e Winterton, observa-se um aumento no coeficiente de transferência de calor, com o referido coeficiente aumentando até valores próximos de 80%, quando similar a correlação de Kandlicar, volta a diminuir em virtude de uma possível secagem da parede.

Judge (1997) realizou uma simulação de um aparelho de ar condicionado residencial utilizando para o evaporador as correlações de Jung (1990), Kandlikar (1990) e Chen (1966) para os refrigerantes R22 e R-407C, sendo que a utilização da correlação de Jung (1990) foi a que melhor se adaptou para o evaporador, apresentando desvios médios de 5% na obtenção da capacidade simulada de refrigeração em relação aos dados experimentais.

Correlações baseadas em valores médios são mais adequadas em processos de simulação, evitando que o cálculo seja feito através de um somatório do resultado da correlação aplicada a cada um dos trechos em que foi dividido o evaporador, reduzindo assim o tempo de execução do programa computacional.

No presente trabalho, adotaremos a correlação de Bo Pierre para a avaliação do coeficiente de transferência de calor médio para a região de evaporação por ser aplicada ao R-12 e R-22 e de fácil aplicação em processos de simulação.

4.3.2.4-Coeficiente de transferência de calor externo (h_e).

Para o lado do ar, o coeficiente de transferência de calor externo h_e é avaliado pela seguinte equação (Kays e London 1984).

$$h_e = \frac{j_{ar} \cdot G_{ar} \cdot cp_{ar}}{Pr_{ar}^{\frac{2}{3}}} \quad (4.31)$$

j_{ar} = Fator colburn,

G_{ar} = Vazão mássica do ar por unidade de área [kg/sm^2],

cp_{ar} = Calor específico do ar [$\text{J}/\text{kg}^\circ\text{C}$],

Pr_{ar} = Número de Prandtl para o ar,

Sendo:

$$G_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_{min}} [\text{kg}/\text{sm}^2], \quad (4.32)$$

\dot{m}_{ar} = Fluxo de massa do ar que atravessa o evaporador [kg/s],

A_{min} = área mínima ao escoamento do ar nas fileiras de tubos [m^2],

Para o escoamento de ar em superfícies aletadas, as seguintes correlações são utilizadas para a determinação do fator de Colburn:

a) Correlação de McQuinston (1994)

$$J_{ar}n = J_4 \frac{(1 - 1280N_{TR}Re_x^{-1,2})}{(1 - 5120Re_x^{-1,2})} \quad (4.33)$$

$$J_4 = 0,0014 + 0,2618(JP)(JS) \quad \text{para superfície úmida} \quad (4.34)$$

$$J_4 = 0,2675.JP + 1,325.10^{-3} \quad \text{para superfície seca} \quad (4.35)$$

onde JS é dado pelas seguintes equações:

$$JSs = 0,84 + 4.10^{-5}Res^{1,25}; \quad \text{para superfície seca} \quad (4.36)$$

$$JSu = (0,95 + 4.10^{-5}Res^{1,25})FS^2; \quad \text{para superfície úmida} \quad (4.37)$$

$$JP = Red^{-0,4} \left(\frac{A_o}{Ap} \right)^{-0,15} \quad (4.38)$$

$$Red = \frac{G_{ar}D_e}{\mu_{ar}} \quad (4.39)$$

$$Res = Red \left(\frac{S_F}{D_e} \right) \quad (4.40)$$

$$Re_x = \frac{G_{ar}S_L}{\mu_{ar}} \quad (4.41)$$

$$FS = \frac{S_F}{S_F - Y_F} \quad (4.42)$$

Os números de Reynolds Re_d , Re_s e Re_x são baseados na vazão mássica de ar por unidade de área G_{ar} , no diâmetro externo D_e e na distância horizontal S_L entre os centros dos tubos, na espessura Y_f e espaçamento S_f das aletas. A_o e A_p são respectivamente a área total externa de troca de calor do trocador de calor e a área externa da superfície dos tubos no espaço entre as aletas.

J_4 é o fator de Colburn baseado em quatro fileiras de tubos do evaporador,

$J_{ar,n}$ é o fator de Colburn para n fileiras de tubos,

N_{TR} é o número de fileiras de tubos na direção de escoamento do ar.

As correlações de McQuinston são válidas para as seguintes faixas (Bueno 2004):

$$9,25 \leq D_e \leq 15,88 \text{ mm}$$

$$25,4 \leq \frac{H_{evap}}{N_{rows}} \leq 50,8 \text{ mm}$$

$$0,645 \leq S_f \leq 6,35 \text{ mm}$$

$$0,152 \leq Y_f \leq 0,254 \text{ mm}$$

$$1,16 \leq V_{ar} \leq 4,04 \text{ m/s}$$

$$3000 \leq Re_s \leq 15000$$

$$100 \leq Re_d \leq 4000$$

b) Correlação de Wang et al (2006)

$$J_{ar} = 0,213262 R_{edc}^{-0,5157} N_{TR}^{0,09891} \left(\frac{A_o}{A_p} \right)^{0,60543} \left(\frac{Y_f}{S_L} \right)^{0,072448} \quad (4.43)$$

Esta correlação foi testada por Wang et al. (2006) para evaporadores de aletas onduladas com resfriamento e desumidificação do ar para aletas de espessura Y_f de 0,15 mm e 0,25mm, sendo R_{edc} o número de Reynolds baseado no diâmetro externo dos tubos. Todas as correlações aqui descritas tem boa aplicabilidade para uso em serpentinas aletadas de tubos circulares. As correlações de Mcquinston (1994) foram utilizadas por Sadler (2000), com resultados satisfatórios, razão pelas quais foram adotadas no presente trabalho.

Para o evaporador e o condensador, o fator de Colburn é obtido pelas equações (4.33) e (4.35) uma vez que as mesmas possibilitam a utilização do número de tubos, da densidade das aletas e da área externa total de transmissão de calor.

Determinado o fator de Colburn, o coeficiente externo h_e de transmissão de calor para a condição de superfície seca é determinado pela equação (4.31).

No evaporador, para a região de evaporação onde geralmente ocorre resfriamento seguido de desumidificação, a superfície externa do evaporador tem temperatura inferior à temperatura de orvalho do ar na entrada e assim, é necessário um fator de correção para o coeficiente externo de transmissão de calor obtido pela equação (4.31). Este fator de correção é obtido segundo Corberan (2000) e será analisado com mais detalhes no capítulo seguinte, na modelagem matemática do evaporador.

4.4-Perda de pressão nas regiões monofásica e bifásica no interior dos tubos dos trocadores de calor.

A perda de carga ao longo do condensador ou evaporador é consequência dos efeitos de atrito, da aceleração do fluido resultante da variação do volume específico médio e da gravidade, que é nula no caso de tubos horizontais. A associação das equações da quantidade de movimento, da conservação da massa e energia, permitem avaliar os efeitos da perda de carga no interior dos tubos dos trocadores de calor.

A perda de carga total $\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{total}$ de trocadores de calor devido ao fluido que escoar no

interior dos tubos é expressa pela equação (4.44) somando as perdas de pressão por

atrito $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atrito}$, com a perda de pressão devido à aceleração do fluido $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{aceleração}$,

onde os efeitos da gravidade foram desprezados.

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{total} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{atrito} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{aceleração} \quad (4.44)$$

No escoamento do fluido refrigerante ao longo do condensador ou evaporador, as perdas de pressão nesses trocadores de calor serão calculadas considerando separadamente o escoamento do fluido nas regiões monofásica e bifásica.

4.4.1-Perda de pressão por atrito para as regiões de escoamento monofásico para o condensador ou evaporador.

No condensador, o fluido refrigerante entra como vapor superaquecido proveniente do compressor e sai como líquido subresfriado, havendo, portanto duas regiões de escoamento monofásico as quais são denominadas respectivamente de desuperaquecimento e subresfriamento.

No evaporador, o fluido refrigerante entra como mistura líquido-vapor proveniente da válvula de expansão, e sai como vapor superaquecido após percorrer a região de superaquecimento onde retorna para a aspiração do compressor. Nessas regiões, o gradiente de perda de pressão devido ao atrito $\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{\text{atrito}}$ em regime permanente de escoamento do fluido é obtido pela equação (4.45), onde o coeficiente de atrito(f) de Darcy é substituído pelo coeficiente de atrito de Fanning C_f .

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{\text{atrito}} = \frac{2.C_f.G^2}{\rho.D_h} \quad (4.45)$$

Obtido o gradiente $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{atrito}}$ a perda de pressão devido ao atrito (Δp_{atrito}) é calculada pela equação (4.46).

$$\Delta p_{\text{atrito}} = \left(-\frac{dp}{dz}\right)_{\text{atrito}} .L \quad (4.46)$$

Sendo:

G = vazão mássica do fluido refrigerante por unidade de área [kg/sm^2]

C_f = Coeficiente de atrito de Fanning

ρ = Massa específica do fluido refrigerante [kg/m^3]

D_h = Diâmetro hidráulico do tubo [m]

L = Comprimento da região monofásica [m]

O coeficiente de atrito (C_f) está intimamente relacionado ao número de Reynolds do escoamento, já que relaciona os efeitos viscosos na parede do tubo (arrasto) e os efeitos de inércia ($\frac{1}{2V_m^2\rho}$), sendo V_m e ρ a velocidade média de escoamento e a massa específica do fluido refrigerante. Assim, o coeficiente de atrito C_f , pode ser calculado por Jabardo (1988):

$$C_f = C \cdot Re^{-n} \quad (4.47)$$

Onde:

$C=16$ e $n=1$ para escoamento laminar ($Re < 2300$)

$C=0,076$ e $n=0,25$ para escoamento turbulento ($2300 < Re < 10^5$).

4.4.2 Perda de pressão devido à aceleração e atrito do fluido para a região bifásica do condensador

Sadler (2000), utilizando o trabalho de Hiller (1976), apresenta as seguintes equações para os gradientes de perdas devido ao atrito e aceleração para a região bifásica na condensação em função da vazão mássica total por unidade de área (G_r), da vazão mássica da fase vapor (G_v), do título (x) da mistura líquido-vapor, da massa específica (ρ) e viscosidade dinâmica (μ) das fases vapor (v) e líquido (L), do diâmetro interno do tubo (D_{int}), e do parâmetro de Martinelli (X_{tt}):

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{aceleração}} = -\frac{G_r^2}{\rho_v} \left(\frac{dx}{dz}\right) \left[2x + (1-2x) \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{\frac{1}{3}} + (1-2x) \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{\frac{2}{3}} - 2(1-x) \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right) \right] \quad (4.48)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{atrito}} = -\frac{\left(\frac{G_v^2}{\rho_v}\right)}{D_{int}} (0,09) \left(\frac{\mu_v}{G_v \cdot D_{int}}\right)^{0,2} \left(1 + 2,85 X_{tt}^{0,259}\right)^2 \quad (4.49)$$

Onde X_{tt} é o parâmetro de Martinelli definido como:

$$X_{tt} = \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0,9} \left[\frac{\mu_v}{\mu_L} \right]^{0,1} \left[\frac{\rho_v}{\rho_L} \right]^{0,5} \quad (4.50)$$

Considerando a transferência de calor constante ao longo da região de evaporação, Hiller (1976), após a integração das equações (4.48) e (4.49) obteve os seguintes resultados para as perdas totais de atrito e aceleração da região bifásica do condensador:

$$\Delta P_{\text{aceleração}} = -\frac{G^2}{\rho_v} \left\{ \left[1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right) - \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{\frac{1}{3}} - \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] x^2 - \left[2 \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right) - \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{\frac{1}{3}} - \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] x \right\}_{x_e}^{x_s} \quad (4.51)$$

$$\Delta P_{\text{atrito}} = -C_2 \left[0.357x^{2.8} + 2C_3(0.429 - 0.141x - 0.0228x^2)x^{2.33} + C_3^2(0.538 - 0.329x)x^{1.86} \right]_{x_e}^{x_s} \quad (4.52)$$

Sendo:

$$C_1 = \frac{x_s - x_e}{L} \quad (4.53)$$

$$C_2 = \frac{0,09\mu_v^{0,2}G^{1,8}}{C_1\rho_v D_{\text{int}}^{1,2}} \quad (4.54)$$

$$C_3 = 2,85 \left(\frac{\mu_v}{\mu_L} \right)^{0,0523} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0,262} \quad (4.55)$$

4.4.3-Perda de pressão devido à aceleração e atrito do fluido para a região bifásica do evaporador

Jabardo (1988) usando as equações integrais da conservação da massa, energia e quantidade de movimento, obteve a seguinte expressão para o gradiente de perda de pressão por aceleração para a região bifásica do evaporador:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{aceleração}} = G^2 \left[\frac{x_s^2}{\rho_v \alpha_s} + \frac{(1-x_s)^2}{\rho_L (1-\alpha_s)} - \left(\frac{x_e^2}{\rho_v \alpha_e} + \frac{(1-x_e)^2}{\rho_L (1-\alpha_e)} \right) \right] \quad (4.56)$$

Segundo Jabardo (1988), a fração de vazio α de uma mistura líquido-vapor, pode ser obtida em função do parâmetro de Martinelli (X_{tt}) pela seguinte equação:

$$\alpha = \frac{1}{\left(1 + X_{tt}^{\frac{2}{m}}\right)} \quad (4.57)$$

Onde:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,1} \quad (4.58)$$

Sendo:

x = Título da mistura líquido – vapor

ρ_v = Massa específica da fase vapor [kg/m^3]

ρ_l = Massa específica da fase líquida [kg/m^3]

μ_v = Viscosidade da fase vapor [Pa.s]

μ_l = Viscosidade da fase líquida [Pa.s]

$m = 2,0$ para escoamento laminar

$m = 2,375$ para escoamento turbulento.

Obtido o parâmetro de Martinelli, as frações de vazio na entrada α_e e saída α_s da região de evaporação são obtidas pela equação (4.57).

A perda de pressão por aceleração ($\Delta p_{\text{aceleração}}$) na região de evaporação é então calculada pela equação (4.59).

$$\Delta p_{\text{aceleração}} = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{\text{aceleração}} \cdot L \quad (4.59)$$

Onde:

L = Comprimento da região de evaporação [m]

A perda de pressão por atrito (ΔP_{atrito}) na região de evaporação pode ser determinada pelo método de Martinelli através do multiplicador bifásico ϕ_L^2 ou diretamente através de correlações empíricas.

O multiplicador bifásico ϕ_L^2 é definido como a razão entre o gradiente de perda de pressão total devido ao atrito $\left(\frac{dp}{dz} \right)_{\text{atrito}}$ da mistura bifásica, e o gradiente de perda de pressão $\left(\frac{dp}{dz} \right)_L$, considerando somente o escoamento do fluido refrigerante na fase líquida.

$$\phi_L^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz} \right)_{\text{atrito}}}{\left(\frac{dp}{dz} \right)_L} \quad (4.60)$$

Para o caso específico de evaporadores, dentre as diversas correlações existentes, são apresentadas na tabela 4-6 as correlações de Bo Pierre (1964), e Jung e Rademacher (1989), já que são facilmente aplicáveis a processos de simulação e de boa aplicabilidade dentro de suas restrições.

$$\Delta P_{\text{atrito}} = \phi_L^2 \left(\frac{dp}{dz} \right)_L \cdot L \quad (4.61)$$

Onde:

L = Comprimento da região de evaporação [m].

Tabela 4.6-Correlações de Bo Pierre, Jung e Radermacher para a região de evaporação.

Autor	Correlação	Eq.
Bo Pierre (1964)	$\Delta p_e = C_f \frac{G^2 v_m}{D_{int}}, v_m = v_L + x_m (v_v - v_L)$ $x_m = \frac{x_e + x_s}{2}$ $C_f = 0,0185 \cdot K_f^{0,75} \text{Re}^{-0,25}, K_f = \frac{(l_s - l_e)}{L g}$ <p>R12eR22</p>	(4.62)
Jung & Rademacher (1989)	$\phi_L^2 = 30,79 + x^{1,323} (1-x)^{0,477} P_r^{-0,7232}$ $P_r = \frac{P_{sat}}{P_{critica}}$ <p>R12, R22, R134a, misturas R22/R114, R21/R152a</p>	(4.63)

A correlação de Bo Pierre foi utilizada por Riehl (1996), e a de Jung & Rademacher por Mamani (1997) e Ianella (1998) em suas dissertações de mestrado, com bons resultados obtidos, na simulação da perda de pressão por atrito para a região de evaporação.

Por ser mais abrangente que a de Bo Pierre (1964) e já comprovada como de boa aplicabilidade em trabalhos de simulação, no presente trabalho, utilizaremos a correlação de Jung e Radmacher (1989).

5-MODELAGEM MATEMÁTICA DOS COMPONENTES DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.

Neste capítulo, será desenvolvido um modelo matemático para sistemas de refrigeração de simples estágio que operam segundo o ciclo de refrigeração por compressor de vapor, onde por necessidade de se dispor das propriedades para o refrigerante utilizado no ciclo, utilizou-se o EES (*Engineering Equation Solver*) que dispõem de funções para a avaliação dessas propriedades além de resolver o sistema de equações não lineares resultantes da modelagem matemática dos componentes do sistema de refrigeração.

Na modelagem matemática dos componentes do referido ciclo foram considerados o compressor, o condensador, a válvula de expansão termostática e o evaporador onde cada modelo dos referidos componentes foi desenvolvido a partir das condições de operação do sistema frigorífico em regime permanente de funcionamento.

5.1-Modelagem matemática do compressor.

O compressor de um sistema de refrigeração tem por finalidade aumentar a pressão e temperatura do fluido refrigerante, possibilitando a condensação do mesmo no condensador. No presente estudo é desenvolvido um modelo matemático para compressores alternativos do tipo semi-hermético, de rotação constante, e sem regulagem de capacidade, o que permite fornecer ao sistema um determinado fluxo de massa para cada condição de pressão e temperatura de condensação e evaporação.

A modelagem matemática do compressor alternativo consiste na avaliação dos rendimentos volumétrico teórico n_{vt} , e real n_{vr} , e da vazão de refrigerante \dot{m}_r aspirada pelo compressor. Para a obtenção do rendimento volumétrico teórico n_{vt} do compressor são feitas as seguintes considerações:

- 1-O processo de compressão é considerado isoentrópico.
- 2- São desprezadas as perdas de pressão e as fugas de agente refrigerante nas válvulas de admissão e descarga do compressor.

3- Os processos de admissão e descarga do fluido refrigerante no interior do compressor são considerados isobáricos.

4-Despreza-se a transferência de calor pelas paredes do cilindro do compressor.

De posse dessas considerações a seguinte equação é obtida:

$$\eta_{vt} = 1 - \left[\epsilon_n \left(\frac{P_{rsc}}{P_{rec}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (5.01)$$

Onde:

P_{rsc} = Pressão do refrigerante na saída do compressor [Pa]

P_{rec} = Pressão do refrigerante na entrada do compressor [Pa]

V_d = Cilindrada total do compressor [m^3]

N = rpm do compressor

n = expoente da compressão politrópica

ϵ_n = Fração do espaço nocivo = 5%

Obtido o rendimento volumétrico teórico, o rendimento volumétrico real η_{vr} é calculado pela equação (5.02).

$$\eta_{vr} = \eta_{vt} \cdot f \quad (5.02)$$

$$\dot{m}_r = \frac{1}{v_s} \left(\frac{V_d N}{60} \right) \eta_{vr} \quad (5.03)$$

Onde:

f = fator de correção devido à perda de carga nas válvulas, aquecimento do gás ao ser aspirado no cilindro, e fugas de gás.

Segundo Silva (1980), o valor de f é de 0,75.

No presente trabalho o compressor tem as seguintes características técnicas:

Diâmetro dos cilindros: 34,92 mm

Curso dos cilindros: 15,88 mm

Número de cilindros: 2

Rotação: 1750 rpm

Modelo: Copeland KAN2-0050-IAA, semi-hermético, R-12.

A temperatura T_{rec} na entrada do compressor é avaliada pela equação (5.04), onde T_{ev} é a temperatura de evaporação, e ΔT_{sa} é o superaquecimento na linha de sucção, o qual é considerado igual ao da válvula de expansão termostática, devido ao fato da linha de sucção ser isolada e de pequeno comprimento. Devido este compressor ser do tipo semi-hermético, foi desprezada na equação (5.04) o aumento da temperatura do fluido refrigerante durante sua passagem pelo enrolamento do motor elétrico situado na carcaça do compressor, já que o fluido refrigerante entra em contato com este enrolamento resfriando-o

$$T_{rec} = T_{ev} + \Delta T_{sa} [^{\circ}\text{C}] \quad (5.04)$$

A temperatura do refrigerante na descarga do compressor T_{rsc} foi avaliada pela equação (5.05), sendo considerada uma compressão politrópica para o fluido refrigerante (Oliveira 1996).

$$\frac{T_{rsc}}{T_{rec}} = \left(\frac{P_{rsc}}{P_{rec}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (5.05)$$

Onde:

T_{rsc} = Temperatura do fluido refrigerante na saída do compressor [$^{\circ}\text{C}$]

T_{rec} = Temperatura do fluido refrigerante na entrada do compressor [$^{\circ}\text{C}$]

P_{rsc} = Pressão do fluido refrigerante na saída do compressor [Pa]

P_{rec} = Pressão do fluido refrigerante na entrada do compressor [Pa]

O expoente n para a simulação foi utilizado por Ianella (1999), como sendo de 1.17 para o R134a e no presente trabalho será avaliado pela equação (5.06), obtida através de regressão linear a partir dos dados experimentais obtidos dos testes com o equipamento ensaiado, onde o valor real do expoente n foi determinado para cada valor medido de T_{rsc} , T_{rec} , P_{rsc} , P_{rec} sendo obtidos pela referida equação valores entre 1,16 e 1,18.

$$n = 1,2377 - 0,00296 * T_{rec} + 0,00010615 * T_{rec}^2 - 0,0375 * \left(\frac{P_{rsc}}{P_{rec}} \right) + 0,006716 * \left(\frac{P_{rsc}}{P_{rec}} \right)^2 \quad (5.06)$$

O coeficiente de eficácia cop , a eficiência isoentrópica η_{is} e o trabalho real W_{in} do compressor para a simulação, são obtidos pelas equações (5.07), (5.08) e (5.09), de acordo com a figura 5-1, onde l_{2s} , l_2 , e l_1 são as entalpias dos processos real e teórico da compressão do fluido refrigerante.

$$\text{cop} = \frac{l_1 - l_4}{l_2 - l_1} \quad (5.07)$$

$$\eta_{\text{is}} = \frac{l_{2s} - l_1}{l_2 - l_1} \quad (5.08)$$

$$W_{\text{in}} = \dot{m}_r (l_2 - l_1) \quad (5.09)$$

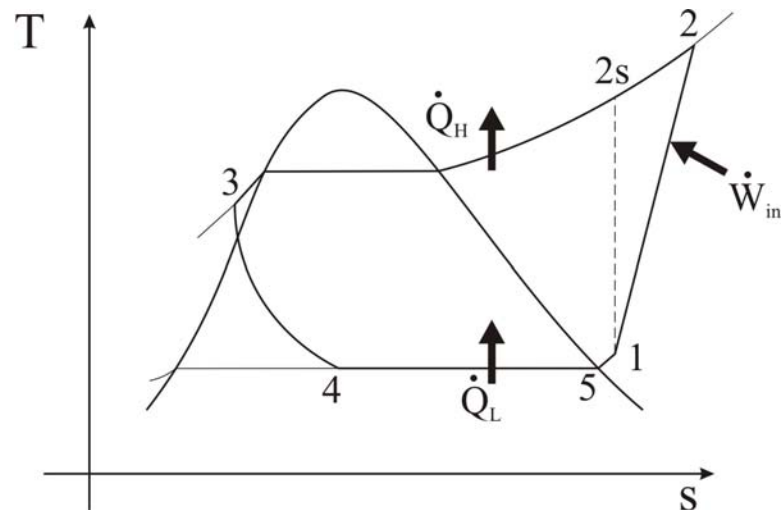


Figura 5-1. Diagrama Temperatura-Entropia para o sistema frigorífico incluindo os processos reais e isoentrópico para a compressão do fluido refrigerante.

\dot{Q}_H e \dot{Q}_L são respectivamente o calor total rejeitado na condensação no processo 2-3, e o calor absorvido na evaporação no processo 4-1.

5.2-Modelagem matemática do condensador.

Para a modelagem matemática do condensador, a área de transferência de calor é dividida em três regiões distintas denominadas região de dessuperaquecimento, condensação, e líquido subresfriado. Cada região é considerada como um trocador de calor independente, com o fluxo de ar total \dot{m}_{ar} sendo distribuído para cada região conforme ilustrado na figura 5-2. O estado do refrigerante na saída de uma região corresponde à entrada para a região subsequente.

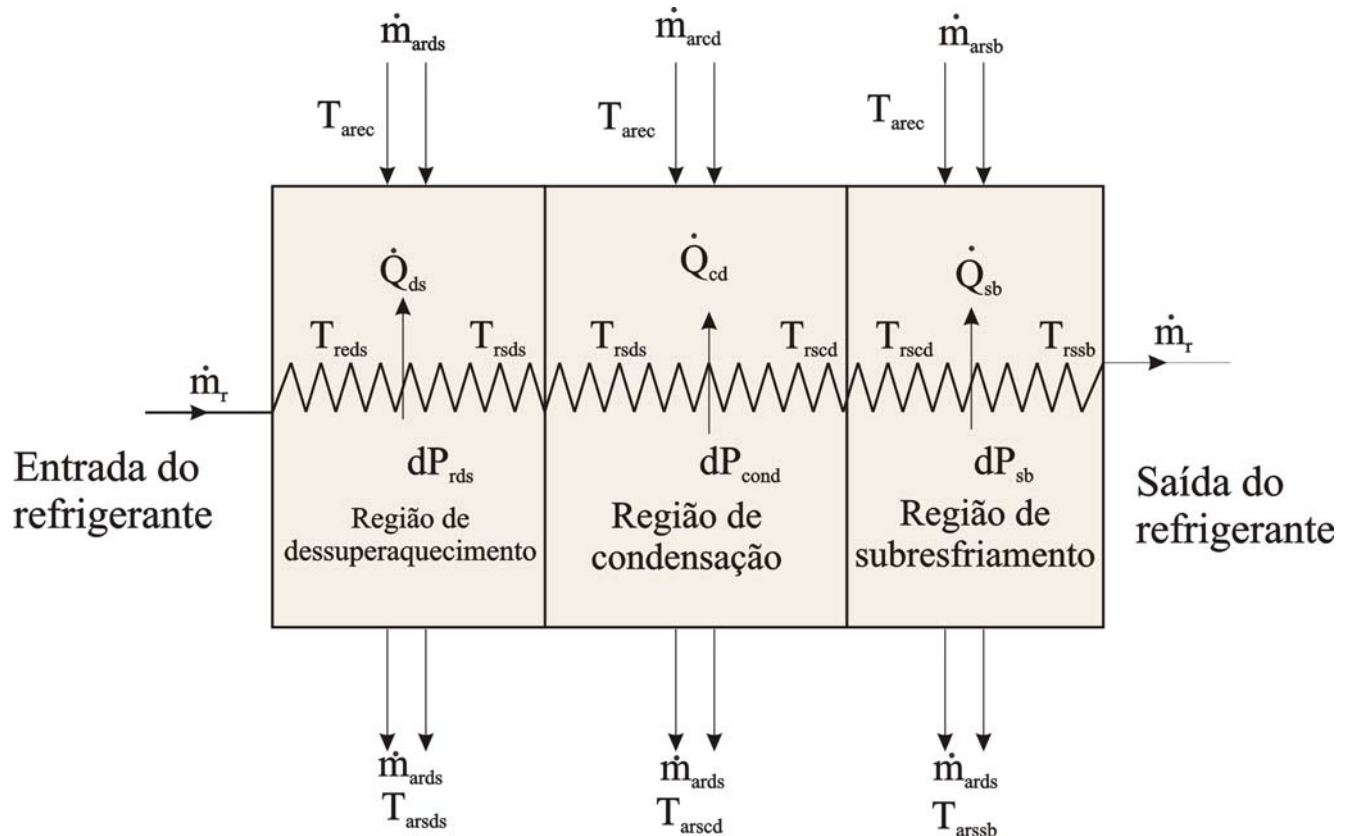


Figura 5-2. Modelo matemático do condensador considerando três regiões distintas de transferência de calor.

Conforme ilustrado na figura 5-2, o fluxo \dot{m}_r de fluido refrigerante flui através das regiões de desuperaquecimento, condensação e subresfriamento do condensador, sendo cada uma das respectivas regiões, um trocador de calor independente.

O referido fluido adentra a região de desuperaquecimento na temperatura T_{reds} e sai com a temperatura T_{rsds} , dissipando na referida região o fluxo de calor \dot{Q}_{ds} .

Ao sair da região de desuperaquecimento, o fluido refrigerante entra na região de condensação, rejeitando o fluxo de calor \dot{Q}_{cd} e sai da respectiva região com a temperatura T_{rscd} , e entra na região de subresfriamento dissipando o calor \dot{Q}_{sb} , saindo do condensador na temperatura T_{rssb} .

Externamente, o fluxo de massa \dot{m}_{arc} de ar do condensador é a soma dos fluxos de massa \dot{m}_{ards} da região de dessuperaquecimento com os fluxos de massa \dot{m}_{arcd} e \dot{m}_{arsb} das regiões de condensação e sub resfriamento, respectivamente.

As temperaturas na saída do ar T_{arsds} , T_{arscd} , T_{arssb} das referidas regiões são avaliadas por um balanço de energia nas referidas regiões, considerando constante a temperatura T_{arec} do ar na entrada do condensador.

Para cada região considerada, o coeficiente global de transferência de calor será avaliado para a área interna de troca de calor considerando os valores médios dos coeficientes de transferência de calor do lado do refrigerante. A figura 5-3a ilustra uma aleta do tipo placa com tubos circulares dispostos no seu interior, onde S_L e S_T são respectivamente os espaços longitudinal e transversal entre os centros dos tubos. A solução exata para o cálculo da eficiência η_a das aletas do tipo placa com tubos circulares no seu interior é de difícil determinação. Assim, para o condensador, utilizaremos o método aproximado onde segundo McQuinston (1994), a aleta tipo placa é substituída por outra equivalente de geometria hexagonal, conforme ilustrado na figura 5-3b.

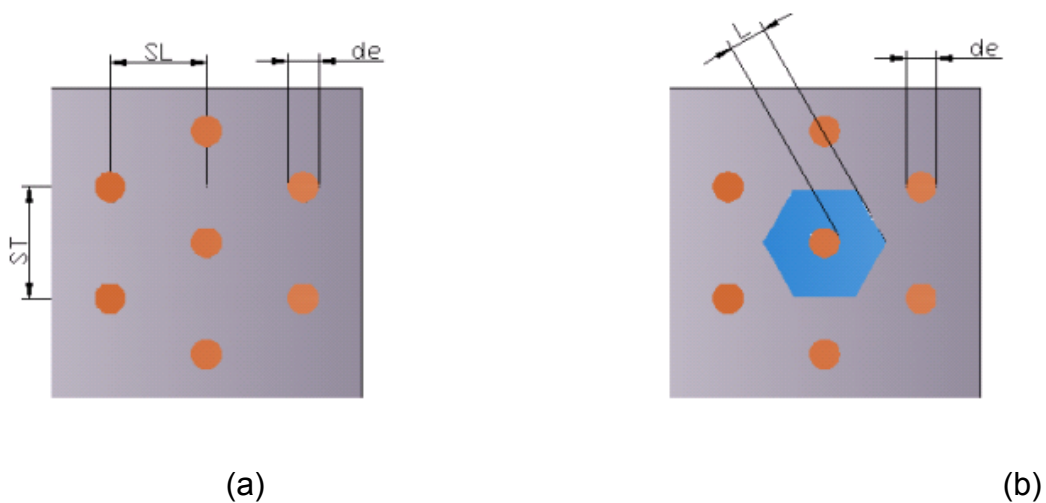


Figura 5-3. Aleta tipo placa com tubos circulares e sua equivalente de geometria hexagonal.

Por este método, a eficiência da aleta η_a é obtida pela equação (5.10), onde o espaçamento longitudinal S_L e transversal S_T influem decisivamente neste cálculo conforme mostrado nas equações (5.11) a (5.16):

$$\eta_a = \frac{\tanh(mr\varphi)}{mr\varphi} \quad (5.10)$$

$$m = \left(\frac{2h_{ar}}{k_a t_c} \right) \quad (5.11)$$

$$\psi = \frac{S_T}{2r} \quad (5.12)$$

$$L = \left(S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5.13)$$

$$\beta = \frac{L}{\left(\frac{S_T}{2} \right)} \quad (5.14)$$

$$C = 1,27 \cdot \psi \cdot (\beta - 0,3)^{\frac{1}{2}} \quad (5.15)$$

$$\varphi = (C - 1)[1 + 0,35 \ln C] \quad (5.16)$$

Onde:

h_{ar} = Coeficiente externo de transferência de calor para o lado do ar [W/m²°C].

k_a = Coeficiente de condutibilidade térmica da aleta [W/m°C].

t_c = Espessura das aletas [m].

r = Raio externo dos tubos [m].

L = Altura da aleta hexagonal equivalente [m].

S_L = Espaçamento longitudinal entre os centros dos tubos [m].

S_T = Espaçamento Transversal entre os Centros dos Tubos [m].

ψ = Razão entre a distância entre os centros das fileiras dos tubos na direção vertical e o diâmetro externo dos tubos.

β = Razão entre a altura da aleta hexagonal equivalente e a metade da distância entre os centros das fileiras.

C = Razão entre o raio de uma aleta circular de mesma eficiência que a aleta retangular e o raio externo dos tubos.

φ = Parâmetro adimensional da aleta

Para a determinação das áreas internas de transferência de calor das regiões de dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento, utilizaremos no presente trabalho o processo iterativo similar ao utilizado por Jabardo (2003) na modelagem matemática de um condensador de tubos planos e micro canais e aletas do tipo persianas (Louvered).

5.2.1-Região de dessuperaquecimento.

A área interna A_{ids} de transferência de calor da região de dessuperaquecimento pode ser determinada por um processo iterativo, utilizando-se o método ε -Nut. Para esta região, assume-se uma vazão inicial de ar de $\dot{m}_{ards} = 0,1 \dot{m}_{arc}$, sendo \dot{m}_{arc} a vazão total de ar do condensador. Em seguida, avaliam-se as capacidades térmicas C_{ards} e C_{rds} para o ar e o refrigerante, e a efetividade desta região ε_{ds} pelas equações (5.17), (5.18) e (5.19).

$$C_{ards} = c_{par} \dot{m}_{ards} \quad (5.17)$$

$$C_{rds} = \dot{m}_r c_{Prds} \quad (5.18)$$

$$\varepsilon_{ds} = \frac{C_{rds} \cdot (T_{rsc} - T_{rds})}{C_{min} \cdot (T_{rsc} - T_{arecd})} \quad (5.19)$$

Sendo T_{rsc} , T_{rds} , T_{arecd} e C_{min} , as temperatura de descarga do compressor, da saída do refrigerante na região de dessuperaquecimento, do ar na entrada do condensador e o menor valor entre as capacidades térmicas do ar e do fluido refrigerante respectivamente. Obtido o valor da efetividade, calcula-se pela equação (4.08) o Número de Unidades de Transferência Nut_{ds} , considerando os fluidos escoando em correntes cruzadas e não misturados, como é o caso deste trabalho. Obtido o Nut_{ds} , calculamos a área interna A_{ids} de troca de calor da região de dessuperaquecimento, pela equação (5.20).

$$A_{ids} = \frac{Nut_{ds} \cdot C_{min}}{U_{ids}} \quad (5.20)$$

O coeficiente global U_{ids} de transmissão de calor da região de dessuperaquecimento do fluido refrigerante no condensador, é referido pela área interna de transferência de calor, e é calculado pela equação (5.21), obtida a partir da equação (4.03).

$$U_{ids} = \left(\frac{A_i}{A_e \eta_e h_{ar}} + \frac{1}{h_{rds}} \right)^{-1} \quad (5.21)$$

Obtido o coeficiente global de troca de calor interno, calcula-se o coeficiente global externo U_{eds} de transferência de calor para a região de resfriamento no condensador pela equação (5.22).

$$U_{eds} = U_{ids} \cdot \frac{A_i}{A_e} \quad (5.22)$$

A_i e A_e são respectivamente as áreas interna e externa de transferência de calor para o condensador, sendo que a eficiência η_e da superfície aletada e os coeficientes h_{rds} e h_{ar} para o fluido refrigerante e o ar externo, são obtidos pelas equações (4.01), (4.13), (4.31) e (4.33). O coeficiente h_{ar} é considerado constante em todo o condensador. Obtida a área interna de transferência de calor calcula-se uma nova vazão de ar $\dot{m}_{ardscal}$ para a região de dessuperaquecimento, expressa pela equação (5.23), admitindo-se uma proporcionalidade entre os fluxos de massa de ar da região de dessuperaquecimento e total no condensador, conforme Sadler (2000) e Jabardo et al. (2003).

$$\dot{m}_{ardscal} = \frac{A_{ids}}{A_i} \dot{m}_{arc} \quad (5.23)$$

Em cada iteração os valores do fluxo de massa de ar assumidos inicialmente são corrigidos até que se verifique a seguinte desigualdade:

$$\left| \dot{m}_{ardscal} - \dot{m}_{ards} \right| \leq 0,001 \quad (5.24)$$

Se a desigualdade não for satisfeita e $\dot{m}_{ardscalc} > \dot{m}_{ards}$, então $\dot{m}_{ards} = 1,1\dot{m}_{ards}$ repetindo-se este procedimento até que a desigualdade (5.24) seja satisfeita. Se $\dot{m}_{ardscalc} < \dot{m}_{ards}$ então $\dot{m}_{ards} = 0,9\dot{m}_{ards}$ e o procedimento é repetido até a convergência da desigualdade (5.24).

Obtida a área de dessuperaquecimento do condensador A_{ids} , o comprimento L_{rds} desta região é calculado pela equação (5.25).

$$L_{rds} = \frac{A_{ids}}{\pi \cdot D_{ic}} \quad (5.25)$$

Realizando um balanço de energia no lado do refrigerante e do ar, obtemos o fluxo de calor dissipado \dot{Q}_{ds} , e a temperatura de saída do ar T_{arsds} na região de dessuperaquecimento do condensador, pelas equações (5.26) e (5.27).

$$\dot{Q}_{ds} = \dot{m}_r c_{Prds} (T_{rsc} - T_{rsds}) \quad (5.26)$$

$$T_{arsds} = T_{arec} + \frac{\dot{Q}_{ds}}{\dot{m}_{ards} c_{Par}} \quad (5.27)$$

A perda de pressão ΔP_{rds} do fluido refrigerante na região de dessuperaquecimento é avaliada pela equação (5.28), onde o gradiente de perda de pressão desta região $\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{atrito}$ é avaliado pela equação (4.45).

$$\Delta P_{rds} = \left(-\frac{dp}{dz}\right)_{atrito} L_{rds} \quad (5.28)$$

Considerando esta queda de pressão, a temperatura de saída do refrigerante T_{rsds} na saída da região de dessuperaquecimento é obtida da equação (5.29).

$$T_{rsds} = T_{sat}(P_{cond} - \Delta P_{rds}) \quad (5.29)$$

A perda de pressão ΔP_{rds} da região de dessuperaquecimento é desprezível face à perda de pressão da região de condensação ΔP_{rcond} e assim, a temperatura de saída T_{rds} do refrigerante na saída da região de dessuperaquecimento pode ser substituída na equação (5.29) pela temperatura de condensação T_{cond} .

5.2.2-Região de condensação.

O procedimento de avaliação da área da região de condensação é similar ao processo iterativo da região de dessuperaquecimento, onde se assume inicialmente uma vazão de ar de $\dot{m}_{arcd} = 0,8 \dot{m}_{arc}$. Para esta região, onde ocorre mudança de fase do refrigerante, a capacidade mínima para avaliar a efetividade desta região é referenciada em relação ao ar, e assim, $C_{min} = C_{arcd} = \dot{m}_{arcd} c_{Par}$. Para a região de condensação, o coeficiente de transferência de calor varia ao longo do comprimento desta região sendo um dos fatores responsáveis por esta variação, a redução do volume específico do fluido refrigerante, desde vapor saturado até líquido saturado na saída do condensador.

Assim, para esta região, será utilizado o coeficiente médio de transferência de calor \bar{h}_c , dado pela equação (4.22). O fluxo de calor rejeitado na condensação \dot{Q}_{cd} é calculado pela equação (5.30), sendo I_{LV} , o calor latente modificado segundo Incropera (2002).

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_r I_{LV} \quad (5.30)$$

$$I_{LV} = I_{LV} + \frac{3}{8} c_{PL} \Delta T \quad (5.31)$$

Sendo:

I_{LV} = Calor latente do fluido refrigerante na temperatura de saturação na entrada da região de condensação [J/kg].

c_{pL} = Calor específico do fluido refrigerante na fase líquida na temperatura de entrada da região de condensação [J/kg°C].

$$\Delta T = \frac{T_{\text{cond}} - T_{\text{arec}}}{\left(1 + \frac{\bar{h}_c A_i}{h_{\text{ar}} A_e}\right)} \quad (5.32)$$

T_{cond} = Temperatura de condensação [°C]

T_{arec} = Temperatura do ar na entrada do condensador [°C]

O valor de ΔT foi obtido, igualando-se o fluxo de calor por convecção do refrigerante para a parede, com o fluxo de calor da parede para o ar externo desprezando a troca de calor por condução, devido aos tubos serem de paredes finas. O procedimento detalhado é descrito em Corberan (2003), onde a parcela de calor latente devido à condensação do ar nas aletas é desprezada face à serpentina do condensador ser do tipo seca.

A efetividade $\varepsilon_{\text{cond}}$ de troca de calor da região de condensação é obtida pela equação (5.33), e de posse desta efetividade, calcula-se o número de unidades de transferência de calor Nut_{cd} , pela equação (4.09).

$$\varepsilon_{\text{cond}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cd}}}{C_{\text{arcd}}(T_{\text{rsds}} - T_{\text{arec}})} \quad (5.33)$$

O coeficiente global de transferência de calor U_{icd} da região de condensação do fluido refrigerante no condensador é referido pela área interna de transferência de calor A_i e é calculado pela equação (5.34), deduzida através da equação (4.03).

$$U_{\text{icd}} = \left[\frac{A_i}{A_e \eta_e h_{\text{ar}}} + \frac{1}{\bar{h}_c} \right]^{-1} \quad (5.34)$$

De posse do Nut_{cd} a área interna de transferência de calor da região de condensação A_{cd} é calculada pela equação (4.35).

$$A_{cd} = \frac{Nut_{cd} \cdot C_{min}}{U_{cd}} \quad (5.35)$$

Considerando o valor obtido para a área na equação (5.35), calcula-se uma nova vazão de ar $\dot{m}_{arcdcalc}$ para a região de condensação, expressa pela equação (5.36).

$$\dot{m}_{arcdcalc} = \frac{A_{cd}}{A_i} \dot{m}_{arcd} \quad (5.36)$$

Para cada iteração, os valores da vazão de ar assumidos inicialmente, são corrigidos até que se verifique a seguinte desigualdade:

$$\left| \dot{m}_{arcdcalc} - \dot{m}_{arcd} \right| \leq 0.001 \quad (5.37)$$

Se a desigualdade não for satisfeita e $\dot{m}_{arcdcalc} > \dot{m}_{arcd}$ então $\dot{m}_{arcd} = 1,1\dot{m}_{arcd}$ repetindo-se este procedimento até que a desigualdade (5.37) seja satisfeita. Se $\dot{m}_{arcdcalc} < \dot{m}_{arcd}$, então $\dot{m}_{arcd} = 0,9\dot{m}_{arcd}$, e o procedimento é repetido até a convergência da desigualdade (5.37). Obtida a área de condensação do condensador, o comprimento L_{cd} desta região é calculado pela equação (5.38).

$$L_{cd} = \frac{A_{cd}}{\pi D_i} \quad (5.38)$$

A partir de um balanço de energia na região de condensação, calcula-se a temperatura de saída do ar desta região T_{arscd} , pela equação (5.39).

$$T_{arscd} = T_{arec} + \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{m}_{arcd} C_{Par}} \quad (5.39)$$

Com o comprimento da região de condensação do condensador L_{cd} , a queda de pressão $\Delta P_{r_{cd}}$ experimentada pelo refrigerante nesta zona pode ser calculada pelas equações (4.51) e (4.52) enquanto a temperatura de condensação $T_{r_{scd}}$ na saída desta região é avaliada pela equação (5.40).

$$T_{r_{scd}} = T_{sat}(P_{cond} - \Delta P_{r_{ds}} - \Delta P_{r_{cd}}) \quad (5.40)$$

5.2.3-Região de Sub-Resfriamento.

Ao sair da região de condensação, o fluido refrigerante entra na região de subresfriamento, onde passa a escoar como líquido sub-resfriado. O coeficiente de transferência de calor $h_{r_{sub}}$ desta região para o refrigerante, é avaliado pela equação (4.13), considerando as propriedades do líquido saturado na temperatura de saída da região de condensação.

Para esta região, o fluxo de massa de ar \dot{m}_{arsb} , e as capacidades caloríficas do ar C_{arsb} e do fluido refrigerante C_{rsb} são calculadas pelas equações (5.41), (5.42), (5.43), sendo C_{min} e C_{max} o menor e o maior valor entre as capacidades térmicas do ar, e do fluido refrigerante.

$$\dot{m}_{arsb} = \dot{m}_{arc} - \dot{m}_{ards} - \dot{m}_{arcd} \quad (5.41)$$

$$C_{arsb} = \dot{m}_{arsb} c_{Par} \quad (5.42)$$

$$C_{rsb} = \dot{m}_r c_{Pr} \quad (5.43)$$

O comprimento L_{sub} da região de sub-resfriamento é calculado pela seguinte equação:

$$L_{sub} = NT_c \cdot L - L_{ds} - L_{cd} \quad (5.44)$$

Onde:

NT_c = Número total de tubos do condensador.

L = Comprimento do tubo do condensador [m].

L_{sub} = Comprimento da região de subresfriamento [m].

L_{cd} = Comprimento da região de condensação [m].

O coeficiente global de transmissão de calor U_{isb} da região de sub-resfriamento do fluido refrigerante no condensador é referido pela área interna de transferência de calor e é calculado pela equação (5.45), deduzida através da equação (4.03), onde o coeficiente de transferência de calor para o lado do refrigerante h_{rsb} é obtido pela equação (4.13).

$$U_{isb} = \left[\frac{A_i}{A_e \eta_e h_{ar}} + \frac{1}{h_{rsb}} \right]^{-1} \quad (5.45)$$

Obtidos o coeficiente global de transferência de calor e comprimento da região de sub-resfriamento avaliam-se a perda de pressão ΔP_{rsb} , a área interna de transferência de calor A_{sb} e o Nut_{sb} desta região pelas equações (4.46), (5.46) e (5.47).

$$A_{sb} = \pi D_i L_{sb} \quad (5.46)$$

$$Nut_{sb} = \frac{U_{sb} \cdot A_{sb}}{C_{min}} \quad (5.47)$$

Calculado o Nut_{sb} , a efetividade ϵ_{sb} , a temperatura T_{rssb} e a pressão P_{rssb} de saída do líquido sub-resfriado desta região, são calculados pelas equações (4.10), (5.48) e (5.49).

$$T_{rssb} = T_{rcds} - \epsilon_{sb} (C_{minsb} / C_{maxsb}) (T_{rcds} - T_{arec}) \quad (5.48)$$

$$P_{rssb} = P_{cond} - \Delta P_{rds} - \Delta P_{rcd} - \Delta P_{rsb} \quad (5.49)$$

Obtida a temperatura de saída do líquido sub-resfriado T_{rsds} ; o fluxo de calor rejeitado \dot{Q}_{sb} e a temperatura T_{arsb} de saída do ar da região de subresfriamento são calculados pelas equações (5.50) e (5.51).

$$\dot{Q}_{sb} = \dot{m}_r c_{p_r} (T_{rcds} - T_{rsds}) \quad (5.50)$$

$$T_{arsds} = T_{arec} + \frac{\dot{Q}_{sb}}{\dot{m}_{arsb}} \quad (5.51)$$

5.3-Modelagem Matemática do Evaporador.

Na modelagem do evaporador, são consideradas duas regiões distintas, a região de evaporação e a de superaquecimento do fluido refrigerante. Para cada região são avaliados os coeficiente de transferência de calor para o refrigerante e o ar externo que circula pelas aletas do evaporador. Obtidos estes coeficientes, avaliam-se o coeficiente global e as áreas internas de transferência de calor, a efetividade, o Nut, o fluxo de calor e as temperaturas de saída do refrigerante e do ar para cada região do evaporador. Como o evaporador possui a mesma geometria do condensador, a eficiência das aletas η_a será também determinada pela equação (5.10).

5.3.1-Região de evaporação.

Na região de evaporação, ocorre escoamento bifásico, com o coeficiente de transferência de calor para o refrigerante variando ao longo do comprimento desta região até que seja alcançada a evaporação completa. A transferência de calor \dot{Q}_{evap} da região de evaporação pode ser calculada através das entalpias l_v e l_L do refrigerante nas fases vapor e líquido na região de evaporação. Sejam I_s e I_e as entalpias específicas (J/kg) do refrigerante na entrada e saída da região de evaporação com títulos de mistura x_e e x_s na entrada e saída da região de evaporação.

As entalpias específicas I_s e I_e são calculadas pelas seguintes equações:

$$I_s = I_L + x_s(I_V - I_L) \quad (5.52)$$

$$I_e = I_L + x_e(I_V - I_L) \quad (5.53)$$

Subtraindo as equações (5.52) e (5.53) teremos que:

$$I_s - I_e = (x_s - x_e)(I_V - I_L) \quad (5.54)$$

Efetuada um balanço de energia para a região de evaporação obtemos a equação (5.56) para o cálculo da transferência de calor \dot{Q}_{evap} da respectiva região

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_r(I_s - I_e) \quad (5.55)$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_r(x_s - x_e)(I_V - I_L) \quad (5.56)$$

O cálculo do coeficiente de transferência de calor para o lado do ar, em um evaporador depende das condições da temperatura da superfície da serpentina. A serpentina se apresentará molhada, se estiver a uma temperatura abaixo da do ponto de orvalho do ar de entrada no evaporador havendo então condensação do vapor d'água contido no ar. Se a temperatura da serpentina for maior que a temperatura de orvalho do ar de entrada no evaporador, a serpentina se apresentará seca e não haverá condensação do vapor d'água contido no ar. Neste trabalho, para a região de evaporação, será considerado um processo psicrométrico com resfriamento e desumidificação do ar e a serpentina nesta área do evaporador se apresentará molhada. Corberan (2000), aplicando os princípios de conservação de transferência de calor e massa, obteve o coeficiente de transferência de calor para o ar externo $h_{\text{ar umido}}$ que escoar na superfície molhada das aletas na região de evaporação pela seguinte equação:

$$h_{\text{ar umido}} = h_{\text{ar seco}} \left[1 + \frac{I_{LV}}{c_{p_{\text{arm}}}} \left(\frac{W_{\text{areev}} - W_{\text{arsat}}}{T_{\text{areev}} - T_{\text{arsat}}} \right) \right] \quad (5.57)$$

Sendo T_{areev} a temperatura de entrada do ar no evaporador, T_{arsat} a temperatura de orvalho na superfície externa aletada, l_{Lv} a entalpia de vaporização da água e, w_{areev} e w_{arsat} a umidade absoluta do ar e a umidade absoluta na saturação, considerando a temperatura de entrada do ar úmido.

O coeficiente médio de transferência de calor \bar{h}_{evap} para a região de evaporação é estimado pela equação (4.24).

Obtidos os coeficientes de transferência de calor para o ar externo e do fluido refrigerante, avaliam-se os coeficientes globais de transferência de calor interno U_{evapi} e externo U_{evape} da região de evaporação pelas equações (5.58) e (5.59).

$$U_{evapi} = \left(\frac{1}{\bar{h}_{evap}} + \frac{A_i}{A_e \eta_e h_{arumido}} \right)^{-1} \quad (5.58)$$

$$U_{evape} = U_{evapi} \cdot \frac{A_i}{A_e} \quad (5.59)$$

A superfície interna necessária A_{ievap} de transferência de calor, o fluxo de massa de ar \dot{m}_{arevap} e o comprimento L_{evap} da região de evaporação são avaliadas pelas equações (5.60), (5.61) e (5.62).

$$A_{ievap} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{U_{evapi} \cdot (T_{are} - T_{evap})} \quad (5.60)$$

$$\dot{m}_{arevap} = \frac{A_{ievap}}{A_i} \dot{m}_{arev} \quad (5.61)$$

$$L_{evap} = \frac{A_{ievap}}{\pi D_i} \quad (5.62)$$

Obtidos os coeficiente global e a área interna de transferência de calor para a região de evaporação, o Nut_{evap} , a efetividade ε_{evap} e a temperatura de saída $T_{arsevap}$ do ar da região de evaporação, são avaliados pelas equações (5.63), (5.64), e (5.65).

$$Nut_{evap} = \frac{U_{evapi} A_{ievap}}{cp_{ar} m_{arevap}} \quad (5.63)$$

$$\varepsilon_{evap} = 1 - \exp(-Nut_{evap}) \quad (5.64)$$

$$T_{arsevap} = T_{areev} - \varepsilon_{evap} (T_{areev} - T_{evap}) \quad (5.65)$$

Na região de evaporação, o refrigerante sofre queda de pressão por aceleração ΔP_{ace} e atrito $\Delta P_{atritoevap}$ as quais são calculadas pelas equações (5.66) e (5.67).

$$\Delta P_{ace} = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{acel} \cdot L_{evap} \quad (5.66)$$

$$\Delta P_{atritoevap} = (\varphi_L)^2 \cdot \left(\frac{dp}{dz} \right)_L \cdot L_{evap} \quad (5.67)$$

5.3.2-Região de superaquecimento.

Ao sair da região de evaporação, o refrigerante adentra a região de superaquecimento na pressão P_{resa} e temperatura T_{resa} avaliadas pelas equações (5.68) e (5.69).

$$P_{resa} = P_{evap} - \Delta P_{ace} - \Delta P_{atritoevap} \quad (5.68)$$

$$T_{resa} = T_{sat}(P_{resa}) \quad (5.69)$$

Para esta região, o fluxo de massa de ar \dot{m}_{arsa} , as capacidades térmicas do ar C_{arsa} e do fluido refrigerante C_{rsa} são calculadas pelas equações (5.70), (5.71), e (5.72), sendo C_{min} e C_{max} o menor e o maior valor entre as capacidades térmicas do ar e do fluido refrigerante.

$$\dot{m}_{arsa} = \dot{m}_{arev} - \dot{m}_{arevap} \quad (5.70)$$

$$C_{arsa} = \dot{m}_{arsa} c_{par} \quad (5.71)$$

$$C_{rsa} = \dot{m}_r c_{Pr} \quad (5.72)$$

A efetividade ϵ_{rsa} , o comprimento de percurso do refrigerante L_{rsa} , a área interna A_{isa} , os coeficiente globais interno U_{isa} e externo U_{ese} de transferência de calor e o Nut_{esa} para a região de superaquecimento são avaliados pelas equações (4.08), (5.73), (5.74), (5.75), (5.76) e (5.77), onde NT_{ev} e L_e são o número de tubos e o comprimento do evaporador e L_{evap} o comprimento da região de evaporação).

$$L_{rsa} = NT_{ev} L_e - L_{evap} \quad (5.73)$$

$$A_{isa} = \pi D_i L_{rsa} \quad (5.74)$$

$$U_{isa} = \left(\frac{1}{\bar{h}_r} + \frac{A_i}{A_e \eta_e h_{arsa}} \right)^{-1} \quad (5.75)$$

$$U_{esa} = U_{isa} \cdot \frac{A_i}{A_e} \quad (5.76)$$

$$Nut_{esa} = \frac{U_{isa} \cdot A_{ise}}{C_{min}} \quad (5.77)$$

A temperatura de saída do fluido refrigerante T_{rssa} , o fluxo de calor \dot{Q}_{sa} e a temperatura de saída do ar T_{arssa} da região de superaquecimento, são avaliados pelas equações (5.78), (5.79), (5.80).

$$T_{rssa} = T_{resa} - \frac{\epsilon_{rsa} C_{\min} (T_{resa} - T_{aresa})}{\dot{m}_r c_{p, res}} \quad (5.78)$$

$$\dot{Q}_{sa} = \dot{m}_r c_{p, r} (T_{rsa} - T_{resa}) \quad (5.79)$$

$$T_{arssa} = T_{aresa} - \frac{\dot{Q}_{sa}}{\dot{m}_{arsa}} \quad (5.80)$$

A perda de pressão nesta região ΔP_{rsa} e a pressão P_{rsev} do fluido refrigerante na saída do evaporador são obtidas pelas equações (5.81) e (5.82), respectivamente.

$$\Delta P_{rsa} = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{\text{atrito}} L_{rsa} \quad (5.81)$$

$$P_{rsev} = P_{resa} - \Delta P_{rsa} \quad (5.82)$$

5.4-Modelagem Matemática da válvula de expansão Termostática.

A finalidade da válvula de expansão termostática é provocar um diferencial de pressão na linha de líquido para permitir a evaporação do refrigerante na temperatura adequada no evaporador.

Considerando uma válvula de expansão termostática com bulbo, as forças que agem no diafragma, permitem a abertura ou fechamento da válvula até que o equilíbrio seja alcançado, para a devida carga térmica do sistema. A válvula é controlada pela diferença entre a pressão do bulbo P_b e a soma da pressão de evaporação P_e com a pressão da mola P_m , conforme ilustrado na figura 5-4.

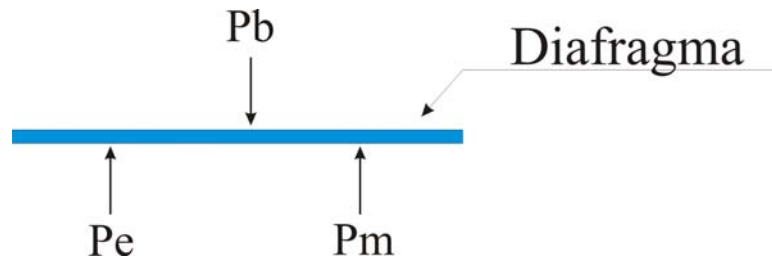


Figura 5-4. Princípio de funcionamento da válvula de expansão termostática.

No diafragma da válvula, atuam três pressões, que são respectivamente a pressão do bulbo P_b , a pressão de evaporação P_e , e a pressão da mola P_m . As pressões P_b e P_e são as pressões de saturação correspondentes às temperaturas no bulbo T_b e evaporação T_e .

A figura 5-5 ilustra a curva de operação de uma válvula de expansão termostática.

Independente da temperatura de evaporação utilizada dentro da faixa de trabalho, a válvula de expansão termostática regulará a injeção de mistura líquido vapor, de modo que o superaquecimento do fluido refrigerante após o evaporador, seja mantido na faixa estabelecida pelo fabricante da válvula.

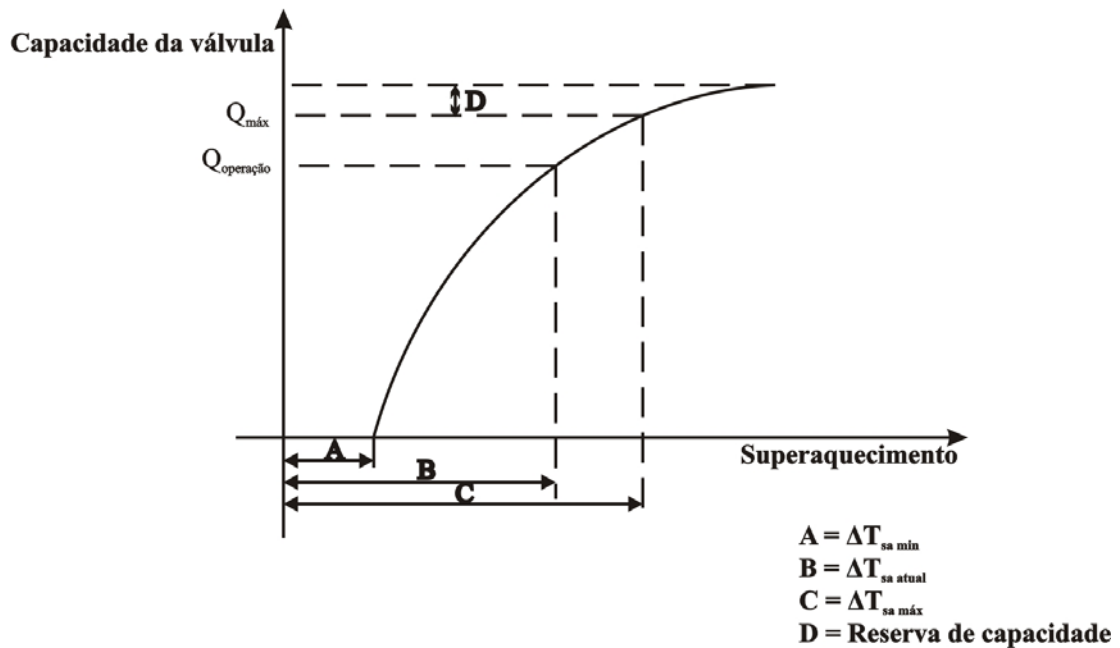


Figura 5-5. Curva de operação da válvula de expansão termostática.

De acordo com a figura 5-5, define-se superaquecimento estático ΔT_{samin} da válvula de expansão termostática como o acréscimo de temperatura que experimenta o fluido refrigerante na saída do evaporador, necessário para iniciar a abertura da válvula. Este superaquecimento é regulado pelo fabricante, podendo sofrer ligeiros ajustes na montagem da válvula no local de operação do equipamento. Iniciada a abertura da válvula, a mesma abrirá de acordo com a carga térmica requerida para o sistema, e teremos então o superaquecimento atual ou de operação ΔT_{sa} e o superaquecimento máximo ΔT_{samax} , quando a válvula atinge a sua capacidade nominal de operação. Geralmente, os fabricantes limitam o superaquecimento estático na faixa de 2 a 6°C e o máximo de 14 a 16°C.

Se o superaquecimento atual é inferior ao estático, a pressão do bulbo sobre o diafragma é menor do que a soma da pressão de evaporação com a pressão da mola sobre o diafragma e a válvula fecha ($\Delta T_{\text{sa}} < \Delta T_{\text{samin}}; P_b < P_e + P_m$).

Se o superaquecimento atual é maior que o superaquecimento estático, a pressão do bulbo sobre o diafragma é maior que a soma da pressão de evaporação com a pressão da mola e a válvula abre ($\Delta T_{\text{sa}} > \Delta T_{\text{samin}}; P_b > P_e + P_m$).

Se o superaquecimento do sistema se equaliza com o estático, a pressão do bulbo sobre o diafragma é igual à soma da pressão de evaporação com a pressão da mola, a válvula está prestes a fechar ou abrir dependendo da variação da carga térmica ($\Delta T_{\text{sa}} = \Delta T_{\text{samin}}; P_b = P_e + P_m$). Para um determinado superaquecimento atual ΔT_{sa} , um aumento ou diminuição na carga térmica do sistema provoca um aumento ou diminuição na temperatura de saída do fluido refrigerante na fase de vapor superaquecido na saída do evaporador.

O bulbo da válvula detecta esta variação de temperatura na forma de um aumento ou diminuição na pressão do bulbo P_b , aumentando ou diminuindo a vazão de refrigerante do sistema ocasionando o aumento ou diminuição da pressão de evaporação, até que a carga térmica do sistema seja estabelecida. Do exposto, qualquer que seja a carga térmica exigida para a válvula, dentro dos limites estabelecidos pelo fabricante, o superaquecimento atual variará do estático ao máximo, permitindo o nível adequado de fluido refrigerante para o evaporador.

Observa-se ainda na figura 5-5 que a válvula pode operar com uma reserva de capacidade acima da capacidade máxima o que não é conveniente, pois ela forneceria uma vazão de refrigerante acima da permitida pelo sistema. Esta reserva de capacidade é especificada pelos fabricantes e depende do fluido refrigerante.

Neste trabalho, a válvula de expansão termostática foi modelada como um orifício onde o refrigerante escoava formando a “vena contracta”. Assim, considerando que a evaporação do refrigerante ocorre somente após a saída do orifício, Jabardo et al (2002); apresenta a seguinte equação para o cálculo da vazão mássica máxima \dot{m}_{rmax} de refrigerante. na condição de abertura total da válvula:

$$\dot{m}_{\text{rmax}} = k_v \cdot (\rho_L (P_{\text{cond}} - P_{\text{evap}}))^{\frac{1}{2}} \quad (5.83)$$

Onde:

k_v = coeficiente que depende da área do orifício e do coeficiente de descarga da válvula [m^2]

ρ_L = massa específica do refrigerante na fase líquida na temperatura de saída do condensador [kg/m^3]

P_{cond} = pressão de condensação [Pa]

P_{evap} = pressão de evaporação [Pa]

Por um balanço de energia e conhecida a capacidade da válvula de expansão, o fluxo de massa máximo \dot{m}_{rmax} de refrigerante pode ser estimado pela equação (5.80) aplicando ao evaporador a primeira lei da termodinâmica em regime permanente, considerando somente uma entrada e uma saída e desprezando os termos de energia cinética e potencial.

$$\dot{m}_{\text{rmax}} = \frac{\dot{Q}_v}{i_{\text{vsevap}} - i_{\text{Lcond}}} \quad (5.84)$$

Onde:

\dot{Q}_v = Capacidade máxima da válvula de expansão, tabelada em função do diferencial de pressão através da válvula [kW]

i_{vsevap} = Entalpia do refrigerante na saída do evaporador no estado de vapor saturado seco na pressão de evaporação [kJ/kg]

i_{Lcond} = Entalpia do refrigerante na entrada da válvula no estado de líquido subresfriado na pressão de condensação [kJ/kg]

No presente trabalho foi utilizada uma válvula de expansão termostática modelo Danfoss TE2-R12, gama N, orifício 3 sem distribuidor de líquido. As entalpias do fluido refrigerante na entrada da válvula de expansão e na saída do evaporador são referidas aos estados de líquido sub resfriado de 4 °C e vapor saturado seco, conforme catálogo Danfoss RK. 01.00.02. As perdas de pressão na linha de líquido foram desprezadas devido ao seu pequeno comprimento.

Obtidos os valores da capacidade da válvula e a diferença de pressão que a mesma está submetida, são calculados o coeficiente k_v e o fluxo de massa máximo \dot{m}_{rmax} de fluido refrigerante pelas equações (5.79) e (5.80). A tabela 5-1 ilustra o cálculo de \dot{m}_{rmax} e k_v para a válvula de expansão termostática Danfoss TE2, sendo as capacidades máximas Q_v e o diferencial de pressão DP, obtidos do catálogo antes referido.

Tabela 5-1. Capacidades máximas e valores dos coeficientes k_v e k_{vs} (TE2-R12).

T_{evap} [°C]	DP [kPa]	Q [kW]	\dot{m}_{rmax} [kg/s]	\dot{m}_{rmaxs} [kg/s]	Erro %	$k_v \cdot 10^{-5}$ [m ²]	$k_{vs} \cdot 10^{-5}$ [m ²]
10	200	3.4	0.02473	0.02312	6.5	4.79	4.48
10	400	3.9	0.03064	0.03222	5.1	4.26	4.48
10	600	4.4	0.03711	0.03893	4	4.27	4.48
10	800	4.9	0.04421	0.04440	0.4	4.46	4.48
10	1000	5.2	0.0501	0.04905	2	4.57	4.48
0	200	3.4	0.02427	0.02307	4.9	4.66	4.43
0	400	3.8	0.02953	0.03212	8.7	4.10	4.43
0	600	4.3	0.03607	0.03879	7.5	4.20	4.43
0	800	4.8	0.04326	0.04421	2.2	4.33	4.43
0	1000	5.1	0.04925	0.04883	0.8	4.47	4.43
-10	200	2.7	0.01903	0.01843	3.1	3.62	3.51
-10	400	3.1	0.02401	0.02562	6.7	3.28	3.51
-10	600	3.7	0.03111	0.03092	0.6	3.53	3.51
-10	800	4.1	0.0372	0.03523	5.3	3.71	3.51
-10	1000	4.3	0.04198	0.0389	7.3	3.78	3.51

O coeficiente simulado k_{vs} , foi obtido com a utilização do EES, por ajustamento dos dados de k_v versus T_{evap} e a seguinte equação foi obtida:

$$k_{vs} = 4.43 \cdot 10^{-5} + 4.85 \cdot 10^{-7} \cdot T_{evap} - 4.35 \cdot 10^{-8} T_{evap}^2 \quad (5.85)$$

Obtida a expressão do coeficiente k_{vs} , o fluxo de massa máximo \dot{m}_{rmax} de refrigerante será expressa pela equação (5.82), onde é observado na tabela 4-1, que os valores do fabricante para \dot{m}_{rmax} e os calculados pela equação (5.86), estão dentro da margem de erro permitida.

$$\dot{m}_{rmax} = k_{vs} \cdot (\rho_L \cdot (P_{cond} - P_{evap}))^{\frac{1}{2}} \quad (5.86)$$

Para a modelagem matemática da válvula de expansão com abertura parcial, considerou-se que o fluido refrigerante que atua sobre o diafragma é o mesmo que o do circuito frigorífico. Assim, a pressão do bulbo P_b que atua na face superior do diafragma é calculada pela seguinte equação:

$$P_b = P_{sat}(T_{evap} + \Delta T_{sa}) \quad (5.87)$$

Conforme figura 5-5, à medida que a válvula abre ou fecha progressivamente, o superaquecimento atual ΔT_{sa} diminui ou aumenta, permitindo a operação da válvula em cargas parciais, abaixo da capacidade nominal.

Para o início da abertura da válvula, é necessário um superaquecimento mínimo ou estático $\Delta T_{samín}$, o qual é determinado a uma temperatura de ajuste T_{aj} geralmente de 0°C. Considerando o superaquecimento mínimo $\Delta T_{samín}$, atual ΔT_{sa} e máximo ΔT_{samax} da válvula de expansão, o fluxo de massa de refrigerante \dot{m}_r , em condições de abertura parcial, foi determinada pela equação (5.88) (lanella, 1998).

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{rmax} \frac{P_{sat}(T_{evap} + \Delta T_{sa}) - P_{sat}(T_{evap}) - (P_{sat}(T_{aj} + \Delta T_{samín}) - P_{sat}(T_{aj}))}{P_{sat}(T_{aj} + \Delta T_{samax}) - P_{sat}(T_{aj}) - (P_{sat}(T_{aj} + \Delta T_{samín}) - P_{sat}(T_{aj}))} \quad (5.88)$$

A temperatura de ajuste T_{aj} é frequentemente determinada como zero.

Aplicando a equação da conservação da energia em regime permanente para a válvula de expansão, e desprezando as variações de energia cinética e potencial do fluido refrigerante no processo de expansão considerado adiabático, teremos que:

$$I_L = I_m \quad (5.89)$$

Onde:

h_L = Entalpia do refrigerante no estado de líquido subresfriado ou saturado na entrada da válvula de expansão [J/kg]

h_m = Entalpia da mistura bifásica líquido-vapor na entrada do evaporador [J/kg]

6- SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.

A simulação de processos reais consiste em se determinar um modelo matemático que mais se aproxime do processo em questão. A simulação de sistemas é usada, quando se deseja melhorar um processo existente ou desenvolver um novo quando novas pesquisas são utilizadas. As etapas de um processo de simulação, basicamente se compõe de:

- a) Analisar detalhadamente um processo real;
- b) Para cada componente do processo real estabelecer as devidas equações matemáticas observando sempre atualizações e experimentos em que foram utilizadas;
- c) Estabelecer um método de resolução para as equações obtidas no modelo;
- d) Analisar os resultados obtidos e comparar com os dados experimentais obtidos do processo, verificando a faixa de erro e a validade do mesmo. Se o erro não for aceitável as equações do modelo serão revistas e nova análise será necessária.

No presente trabalho, a simulação do sistema de refrigeração foi considerada em regime permanente, onde os modelos matemáticos de cada um dos componentes apresentados no capítulo anterior representam um sistema de equações algébricas não lineares, as quais são resumidas na Tabela 6-1. Para cada condição de operação do sistema de refrigeração, a solução dessas equações representa o ponto de equilíbrio ou funcionamento do sistema.

Em outras palavras, os resultados obtidos em simulação de sistemas frigoríficos, nada mais são do que a solução das equações algébricas obtidas para cada componente do sistema analisado, sendo que a modelagem matemática dos referidos modelos deve incluir todas as variáveis necessárias que afetam o desempenho do sistema frigorífico, como por exemplo, a vazão mássica de refrigerante, as pressões e temperaturas de condensação, evaporação, sucção e descarga, e o coeficiente global de transmissão de calor para o condensador e evaporador, etc. Para que a simulação seja eficaz a modelagem matemática dos componentes deve ser a mais próxima da realidade do sistema analisado, caso contrário, os erros obtidos na determinação das variáveis desejadas serão maiores que os permitidos, invalidando o modelo matemático estabelecido.

Tabela 6-1. Resumo das principais equações que definem o comportamento do sistema de refrigeração.

COMPONENTE	EQUAÇÕES	
Compressor	$\eta_{vf} = \eta_{vt} \cdot f$	(5.02)
	$\dot{m}_r = \frac{1}{v_s} \left(\frac{V_d \cdot N}{60} \right) \eta_{vf}$	(5.03)
Condensador	Desuperaquecimento:	
	$\varepsilon_d = 1 - \exp \left[\frac{\text{Nut}_{ds}^{0,22}}{C} (\exp(-C (\text{Nut}_{ds}^{0,78})) - 1) \right]$	(4.08)
	$A_{ids} = \frac{\text{Nut}_{ds} C_{min}}{U_{ids}}$	(5.20)
	$Q_{ds} = \dot{m}_r c_{Prds} (T_r - T_{cond})$	(5.26)
	$T_{arsds} = T_{arec} + \frac{Q_{ds}}{\dot{m}_{ards} c_{Par}}$	(5.27)
	Condensação:	
	$\text{Nut}_C = -\ln(1 - \varepsilon_{cond})$	(4.09)
	$Q_{cd} = \dot{m}_r h_{lv}$	(5.30)
	$A_{cd} = \frac{\text{Nut}_{cd} C_{min}}{U_{cd}}$	(5.35)
	$T_{arscd} = T_{arec} + \frac{Q_{cd}}{\dot{m}_{arsb} c_{Par}}$	(5.39)
	Sub-Resfriamento:	
	$\varepsilon_d = 1 - \exp \left[\frac{\text{Nut}_{ds}^{0,22}}{C} (\exp(-C (\text{Nut}_{ds}^{0,78})) - 1) \right]$	(4.10)
$\text{Nut}_{sb} = \frac{U_{sb} A_{sb}}{C_{min}}$	(5.47)	
$T_{arsds} = T_{arec} + \frac{Q_{sub}}{\dot{m}_{arsb}}$	(5.51)	

Tabela 6-1. Continuação.

Evaporador	<p>Evaporação e Superaquecimento:</p> $Q_{\text{evap}} = \dot{m}_r (x_s - x_e) \cdot (I_V - I_L) \quad (5.56)$ $\text{Nut}_{\text{evap}} = \frac{U_{\text{evap}} A_{\text{evap}}}{c_{\text{Par}} \dot{m}_{\text{arev}}} \quad (5.63)$ $\varepsilon_{\text{evap}} = 1 - \exp(-\text{Nut}_{\text{ev}}) \quad (5.64)$ $T_{\text{arsevap}} = T_{\text{areev}} - \varepsilon_{\text{evap}} \cdot (T_{\text{areev}} - T_{\text{evap}}) \quad (5.65)$ $\text{Nut}_{\text{esa}} = \frac{U_{\text{isa}} A_{\text{isa}}}{C_{\text{min}}} \quad (5.77)$ $\varepsilon_d = 1 - \exp\left[\frac{\text{Nut}_{\text{ds}}^{0,22}}{C} (\exp(-C (\text{Nut}_{\text{ds}}^{0,78})) - 1)\right] \quad (4.12)$ $Q_{\text{sa}} = \dot{m}_r c_{\text{pr}} \cdot (T_{\text{rssa}} - T_{\text{resa}}) \quad (5.79)$ $T_{\text{arssa}} = T_{\text{aresa}} - \frac{Q_{\text{sa}}}{\dot{m}_{\text{arsa}}} \quad (5.80)$	
Válvula de expansão	$\dot{m}_r = \dot{m}_{\text{rmax}} \frac{P_{\text{sat}}(T_{\text{evap}} + \Delta T_{\text{sa}}) - P_{\text{sat}}(T_{\text{evap}}) - (P_{\text{sat}}(T_{\text{aj}} + \Delta T_{\text{samin}}) - P_{\text{sat}}(T_{\text{aj}}))}{P_{\text{sat}}(T_{\text{aj}} + \Delta T_{\text{samax}}) - P_{\text{sat}}(T_{\text{aj}}) - (P_{\text{sat}}(T_{\text{aj}} + \Delta T_{\text{samin}}) - P_{\text{sat}}(T_{\text{aj}}))} \quad (5.88)$	

6.1 Métodos matemáticos para a resolução de sistemas de equações algébricas não lineares.

Dentre os diversos métodos matemáticos disponíveis para a resolução de sistemas de equações algébricas não lineares são bastante utilizados o Método de Newton-Rapshon, o método de Quasi-Newton e o método das substituições sucessivas. No apêndice VII é feita uma breve descrição da resolução do sistema de equações algébricas não lineares utilizando os métodos de Newton-Rapshon e Quasi-Newton. No método das substituições sucessivas, a seqüência de cálculos inicia-se com valores arbitrários introduzidos em certas variáveis, os quais serão substituídos por novos valores cada vez que os cálculos se completam na malha. Este método por ser bastante eficaz, é utilizado largamente em sistemas de simulação com o emprego do programa computacional EES, onde podemos citar os trabalhos desenvolvidos por Mamani (1997), Ianella (1998) e Sadler (2000).

6.2-Desenvolvimento do programa de simulação.

No presente trabalho, a solução do sistema de equações não lineares, obtidas com a modelagem matemática do compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador do sistema de refrigeração analisado foi solucionada com este método através de um programa computacional desenvolvido no ambiente do software EES.

O EES (Engineering Equation Solver) apresenta uma biblioteca com as propriedades termodinâmicas das substâncias envolvidas, facilitando o trabalho de codificação e de execução do mesmo.

A solução do sistema de equações não lineares corresponde à condição de equilíbrio do sistema de refrigeração, ou seja, é determinado o ponto de funcionamento em regime permanente para determinadas condições de operação.

No presente trabalho, as variáveis dependentes ou variáveis de saída e de interesse fornecidas pelo programa de simulação são respectivamente:

- a) O comprimento L_{rds} região de dessuperaquecimento do condensador [m]
- b) O comprimento L_{cd} da região de condensação [m]
- c) O comprimento L_{sub} da região de subresfriamento do condensador [m]
- d) O coeficiente interno h_{rds} , e os coeficientes globais interno U_{ids} e externo U_{eds} . de transferência de calor da região de dessuperaquecimento do condensador [W/m²°C]
- e) O coeficiente interno \bar{h}_{rc} , e os coeficientes globais interno U_{icd} e externo U_{ecd} de transferência de calor da região de condensação [W/m²°C]
- f) O Coeficiente h_{rsb} , e os coeficientes globais interno U_{isb} e externo U_{sbe} . de transmissão de calor da região de subresfriamento do condensador [W/m²°C]
- g) As temperatura T_{arsds} , T_{arscd} , T_{arssb} de saída do ar das regiões de dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento [°C].
- h) O Calor Q_c rejeitado no condensador e a capacidade Q_e de refrigeração [W]
- i) O comprimento L_{evap} da região de evaporação [L_{evap}]
- j) O comprimento L_{rsa} da região de superaquecimento do evaporador [m]

- k) O coeficiente interno \bar{h}_{evap} , e os coeficientes globais interno U_{evapi} e externo U_{evape} de transferência de calor da região de evaporação [$\text{W}/\text{m}^2 \text{C}$]
- l) O Coeficiente interno h_{rsa} , e os coeficientes globais interno U_{isa} e externo U_{esa} , de transferência de calor da região de superaquecimento do evaporador. [$\text{W}/\text{m}^2\text{C}$]
- m) As temperaturas T_{arsevap} e T_{arssa} de saída do ar das regiões de evaporação e superaquecimento do evaporador [$^{\circ}\text{C}$]
- n) A temperatura T_{cond} de condensação [$^{\circ}\text{C}$]
- o) A temperatura T_{rssb} de saída do refrigerante no condensador [$^{\circ}\text{C}$]
- p) A temperatura T_{rsc} do refrigerante na saída do compressor [$^{\circ}\text{C}$]
- q) A temperatura T_{rssa} de entrada do refrigerante no evaporador [$^{\circ}\text{C}$]
- r) O superaquecimento ΔT_{sa} da válvula de expansão [$^{\circ}\text{C}$]
- s) O subresfriamento ΔT_{sr} da linha de líquido [$^{\circ}\text{C}$]
- t) A perda total Dp_{cond} de pressão do fluido refrigerante no condensador [Pa]
- u) A perda total Dp_{evap} de pressão do agente refrigerante no evaporador [Pa]
- v) O fluxo de massa \dot{m}_r do circuito de refrigeração [kg/s]
- x) A potência útil P_u de compressão fornecida pelo compressor [W]
- y) O coeficiente de eficácia do ciclo (cop)
- z) Os coeficientes externos h_{arc} e h_{arev} para o lado do ar no condensador e evaporador [$\text{W}/\text{m}^2\text{C}$]

Os dados de entrada para o programa são respectivamente:

- a) Os dados de geometria do condensador e evaporador (diâmetros interno e externo dos tubos, o comprimento, a largura, a altura, os espaçamentos longitudinal e transversal entre os centros dos tubos, as áreas frontal, interna e total da superfície aletada)
- b) A velocidade V_{arec} do ar na entrada do condensador [m/s]
- c) A temperatura T_{arec} do ar na entrada do condensador [$^{\circ}\text{C}$]
- c) A temperatura T_{areev} do ar na entrada do evaporador [$^{\circ}\text{C}$]
- d) A umidade relativa ϕ_{areev} do ar na entrada do evaporador

- e) O fluxo de massa do ar \dot{m}_{arev} na entrada do evaporador [kg/s]
- f) A rotação do compressor [N], a qual é considerada constante [rpm].
- g) O valor inicial da temperatura T_{condin} de condensação [°C]
- h) O valor da temperatura T_{evap} de evaporação [°C]
- i) A pressão atmosférica P_{atm} do local da realização dos ensaios [Pa]
- j) O valor inicial ΔT_{sa} do superaquecimento da válvula de expansão [°C]
- k) O valor ΔT_{srs} do subresfriamento do sistema [°C]

Para o início dos cálculos, os valores iniciais da temperatura de condensação e o superaquecimento da válvula de expansão foram arbitrados o mais próximo possível dos valores reais, o que permite ao programa a execução rápida para a obtenção da solução do sistema. A Figura 6-1 ilustra o fluxograma idealizado para o desenvolvimento do programa de simulação.

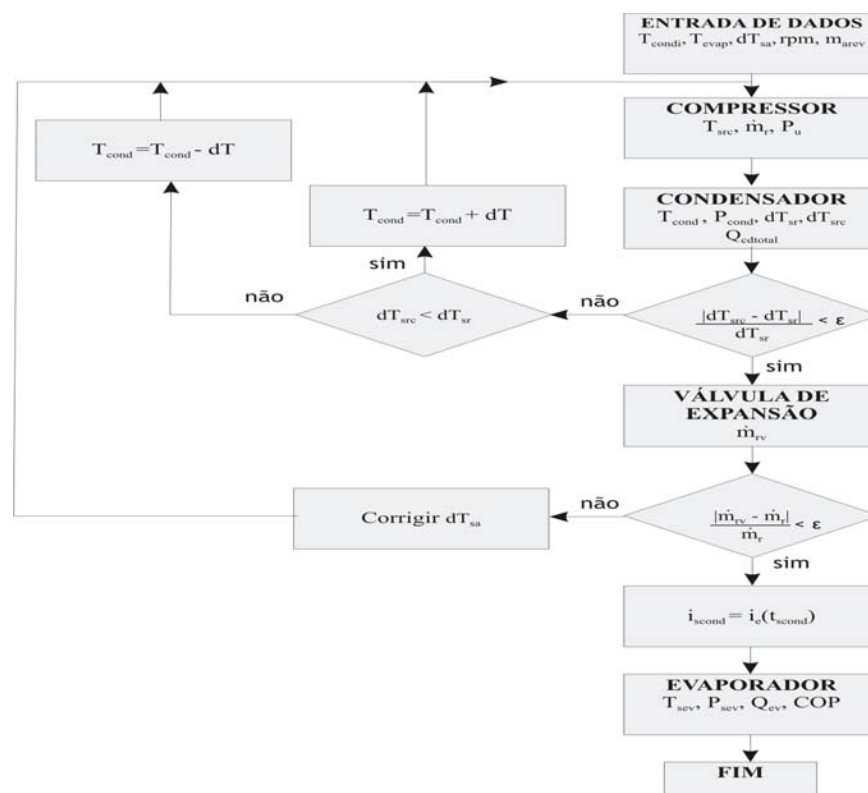


Figura 6-1. Fluxograma do programa de simulação do sistema frigorífico.

6.3-Análise dos resultados da simulação.

O modelo matemático permite simular o sistema de refrigeração produzindo como resultado os valores dos parâmetros físicos de interesse de acordo com a modelagem adotada para cada um dos componentes do sistema. Para cada simulação realizada, é fornecido o valor das variáveis de entrada ou valor das variáveis independentes que representam as situações nas quais se deseja analisar o comportamento do equipamento.

Nas tabelas 6-2 e 6-3 são apresentados os valores obtidos para as variáveis de entrada e saída de duas simulações realizadas através do código computacional desenvolvido para o modelo matemático estabelecido.

O sistema de refrigeração analisado é projetado para operar em determinadas condições de trabalho sem danos para o equipamento, onde a temperatura de evaporação deve oscilar de 0 a 15°C, sendo recomendado os valores de 5, 6, 7, 8, e 9 dependendo da temperatura do ar antes do evaporador, sendo que a temperatura de condensação normalmente oscila entre 40 e 55°C.

Estas condições de operação determinam um campo restrito de soluções para o sistema de equações. Assim, se as variáveis de entrada não forem consistentes, a convergência da solução ou ponto de equilíbrio do sistema será instável. O tempo máximo da CPU necessário para cada uma das condições simuladas foi de 7s em um computador Pentium IV do laboratório de refrigeração da UFPA, sendo que este tempo de processamento depende dos valores iniciais adotados. Nas seções seguintes, serão feitas análises dos efeitos dos parâmetros de desempenho mais importantes do sistema de refrigeração que podem variar com o regime de operação do equipamento, os quais são as temperaturas de condensação e evaporação, o calor rejeitado no condensador, o calor absorvido no evaporador, a potência de compressão e o coeficiente de eficácia, em função da temperatura de entrada do ar no condensador e da temperatura do ar na entrada do evaporador. Por serem constantes, não serão analisados os efeitos da rotação do compressor e da velocidade do ar que atravessa o condensador.

Tabela 6-2. Dados obtidos para a simulação nº 1.

TESTE Nº1			
Variáveis de entrada			
$T_{\text{arec}} = 23,5 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{\text{evap}} = 6,8 \text{ } ^\circ\text{C}$	$N = 1750 \text{ rpm}$	$\Delta T_{\text{sr}} = 0,96 \text{ } ^\circ\text{C}$
$T_{\text{areev}} = 24 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{\text{condin}} = 44 \text{ } ^\circ\text{C}$	$m_{\text{arev}} = 0,1852 \text{ kg/s}$	$P_{\text{atm}} = 101325 \text{ Pa}$
$V_{\text{arc}} = 2,5 \text{ m/s}$	$\Delta T_{\text{sain}} = 7,6 \text{ } ^\circ\text{C}$		
Variáveis de saída			
$T_{\text{arsds}} = 27,92 \text{ } ^\circ$	$T_{\text{cond}} = 43,92 \text{ } ^\circ\text{C}$	$L_{\text{rds}} = 0,93 \text{ m}$	$L_{\text{evap}} = 3,45 \text{ m}$
$T_{\text{arscd}} = 29,6 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{\text{scond}} = 42,2 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\Delta T_{\text{sa}} = 7,04 \text{ } ^\circ\text{C}$	$L_{\text{cd}} = 7,60 \text{ m}$
$T_{\text{arssb}} = 26,7 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{\text{rec}} = 13,20 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\Delta T_{\text{srs}} = 0,83 \text{ } ^\circ\text{C}$	$L_{\text{sub}} = 0,10 \text{ m}$
$h_{\text{rds}} = 347 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$U_{\text{ids}} = 229 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$U_{\text{eds}} = 20,64 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$L_{\text{sa}} = 1,75 \text{ m}$
$\bar{h}_{\text{rc}} = 1298 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$U_{\text{icd}} = 444 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$U_{\text{ecd}} = 40,02 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{ds}} = 155,7 \text{ W}$
$h_{\text{rsb}} = 320,2 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$U_{\text{isb}} = 217 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$U_{\text{esb}} = 19,56 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{cd}} = 1724 \text{ W}$
$U_{\text{rc}} = 692,1 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$U_{\text{evapi}} = 514,1 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$U_{\text{evape}} = 28,19 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{sb}} = 11,45 \text{ W}$
$h_{\text{rsa}} = 109 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$U_{\text{isa}} = 104 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$U_{\text{esa}} = 5,71 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{evap}} = 1554 \text{ W}$
$h_{\text{arev}} = 155,2 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{c}} = 1891 \text{ W}$	$Q_{\text{e}} = 1614 \text{ W}$	$Q_{\text{sa}} = 59,39 \text{ W}$
$h_{\text{arc}} = 65 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$	$m_{\text{r}} = 0,01368 \text{ kg/s}$	$\text{Cop} = 5,63$	$P_{\text{u}} = 286,2 \text{ W}$
$T_{\text{rsc}} = 58 \text{ } ^\circ\text{C}$			

Tabela 6-3. Dados obtidos para a simulação nº 2.

TESTE N°2			
Variáveis de entrada			
$T_{arec} = 23,9 \text{ °C}$	$T_{evap} = 7,9 \text{ °C}$	$N = 1750 \text{ rpm}$	$\Delta T_{sr} = 1 \text{ °C}$
$T_{areev} = 26 \text{ °C}$	$T_{condin} = 44,6 \text{ °C}$	$m_{arev} = 0,1574 \text{ kg/s}$	$P_{atm} = 101325 \text{ Pa}$
$V_{arc} = 2,5 \text{ m/s}$	$\Delta T_{sain} = 7,7 \text{ °C}$		
Variáveis de saída			
$T_{arsds} = 28,3 \text{ °C}$	$T_{cond} = 44,26 \text{ °C}$	$L_{rds} = 0,93 \text{ m}$	$L_{evap} = 3,45 \text{ m}$
$T_{arscd} = 29,9 \text{ °C}$	$T_{scond} = 42,43 \text{ °C}$	$\Delta T_{sa} = 6,93 \text{ °C}$	$L_{cd} = 7,60 \text{ m}$
$T_{arssb} = 26,96 \text{ °C}$	$T_{rec} = 14,51 \text{ °C}$	$\Delta T_{sa} = 1 \text{ °C}$	$L_{sub} = 0,10 \text{ m}$
$h_{rds} = 347 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$U_{ids} = 229 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$U_{eds} = 20,64 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$L_{sa} = 1,83 \text{ m}$
$\bar{h}_{rc} = 1291 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$U_{icd} = 443,7 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$U_{ecd} = 39,94 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$Q_{ds} = 151,4 \text{ W}$
$h_{rsb} = 319 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$U_{isb} = 216 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$U_{esb} = 19,50 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$Q_{cd} = 1715 \text{ W}$
$\bar{h}_{evap} = 692,1 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$U_{evapi} = 494,3 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$U_{evape} = 27,1 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$Q_{sb} = 13,19 \text{ W}$
$h_{rsa} = 129,1 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$U_{isa} = 102,8 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$U_{esa} = 5,63 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$Q_{evap} = 1552 \text{ W}$
$h_{arev} = 128,5 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$Q_c = 1880 \text{ W}$	$Q_e = 1613 \text{ W}$	$Q_{sa} = 61,21 \text{ W}$
$h_{arc} = 64,7 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$	$\dot{m}_r = 0,01364 \text{ kg/s}$	$Cop = 5,87$	$P_u = 274,2 \text{ W}$
$T_{rsc} = 58 \text{ °C}$			

6.3.1-Efeito da temperatura de entrada do ar do condensador.

O desempenho do sistema de ar condicionado analisado é afetado pelas variações da temperatura ambiente, onde a mesma varia de acordo com a hora do dia, da época do ano, ou da regulagem feita no sistema de ar condicionado do local onde o equipamento foi instalado.

O aumento da temperatura do ar na entrada do condensador, para uma determinada vazão mássica e temperatura do ar através do evaporador ocasiona o aumento da temperatura de saída do ar que circula através do condensador e assim, haverá uma maior transferência de calor durante a condensação do fluido refrigerante. O aumento da transferência de calor na condensação do fluido refrigerante ocasiona a elevação da pressão de condensação e das temperaturas de evaporação, sucção e descarga do compressor. A elevação da pressão de condensação ocasiona o aumento da temperatura de condensação conforme ilustrado na figura 6-2.

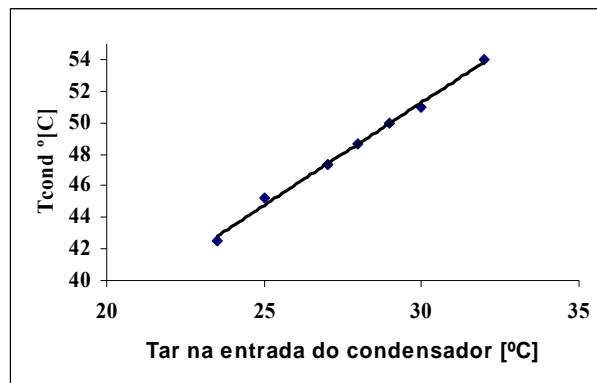


Figura 6-2. Efeito da temperatura do ar na entrada do condensador na

temperatura de condensação. $m_{areev} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{arevap} = 24^\circ\text{C}$

A elevação da pressão de condensação também ocasiona o aumento da relação de pressão com a conseqüente diminuição do rendimento volumétrico do compressor. A elevação na pressão de evaporação e na temperatura de aspiração do fluido refrigerante ocasionam a diminuição do volume específico na aspiração do compressor e sendo esta diminuição preponderante em relação a diminuição do rendimento volumétrico, ocorrerá o aumento da vazão mássica do refrigerante de acordo com a equação (5.03) conforme ilustrado na figura 6-3.

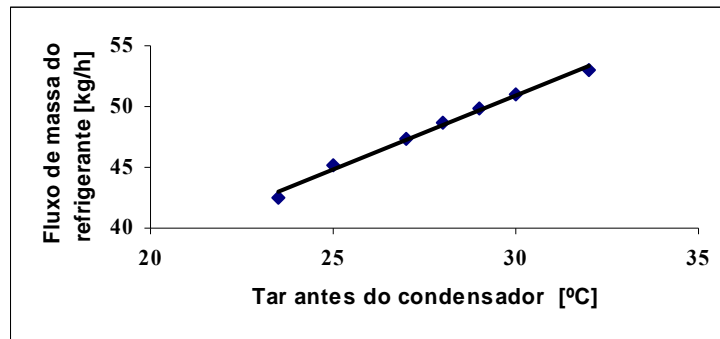


Figura 6-3. Efeito da temperatura do ar na entrada do condensador no fluxo de massa do refrigerante. $m_{areev} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{arevap} = 24^\circ\text{C}$

O aumento na temperatura do ar na entrada do condensador, conforme já descrito, impõem ao sistema de refrigeração a elevação da vazão mássica do refrigerante e das temperaturas de condensação e descarga do compressor. O aumento na temperatura de descarga do compressor ocasionará o aumento da entalpia do refrigerante na saída do compressor. De acordo com a equação (5.30) a elevação da vazão mássica do refrigerante conjuntamente com o aumento de entalpia ocasionará o aumento do calor rejeitado na região de condensação e conseqüentemente o calor rejeitado no condensador conforme ilustrado na figura 6-4.

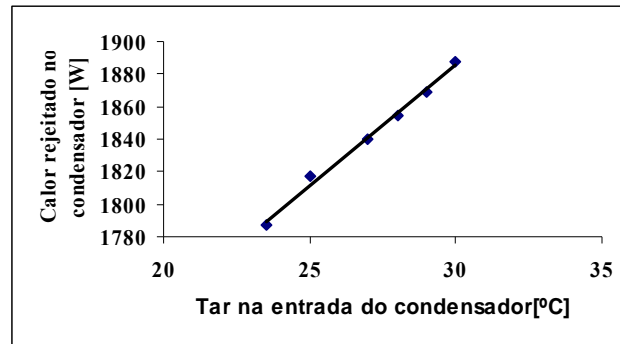


Figura 6-4. Efeito da temperatura do ar do condensador no calor rejeitado no

condensador. $m_{\text{areev}} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{\text{arevap}} = 24^\circ\text{C}$

O aumento da pressão de evaporação e da temperatura de descarga do compressor produz um aumento nas entalpias de entrada e saída do evaporador e na variação da entalpia do processo de compressão, o que conjuntamente com o aumento da vazão mássica do refrigerante, ocasiona o aumento da capacidade de refrigeração e da potência de compressão do sistema, conforme é observado nas figuras 6-5 e 6-6.

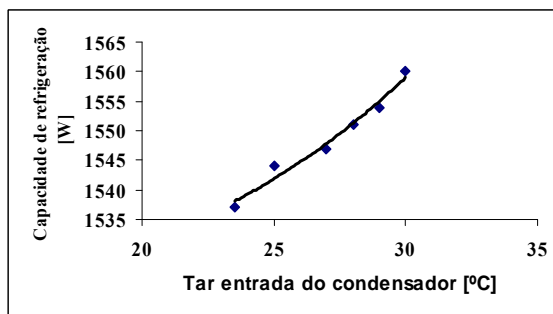


Figura 6-5. Efeito da temperatura do ar do condensador na capacidade de

refrigeração do sistema. $m_{\text{areev}} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{\text{arevap}} = 24^\circ\text{C}$

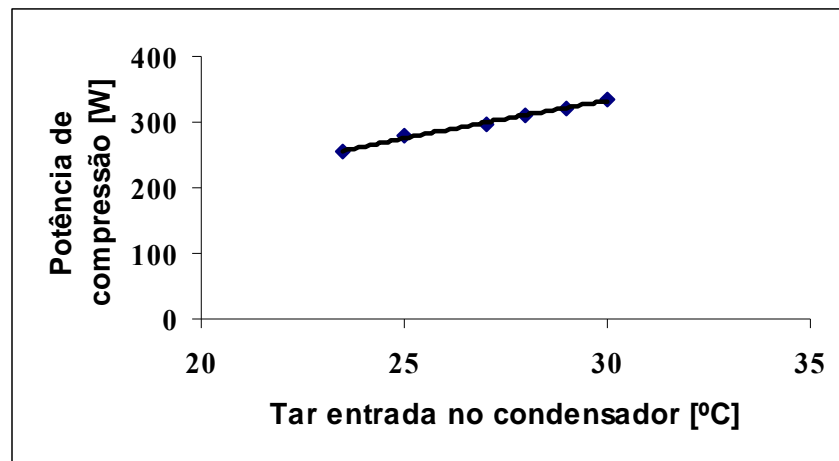


Figura 6-6. Efeito da temperatura do ar do condensador na potência de

compressão do sistema. $\dot{m}_{\text{areev}} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{\text{arevap}} = 24^\circ\text{C}$

Na figura 6-7, pode ser observada a redução do coeficiente de eficácia, resultante da elevação da temperatura da entrada do ar no condensador. Tal redução indica maior aumento da potência de compressão relativamente ao aumento da capacidade de refrigeração.

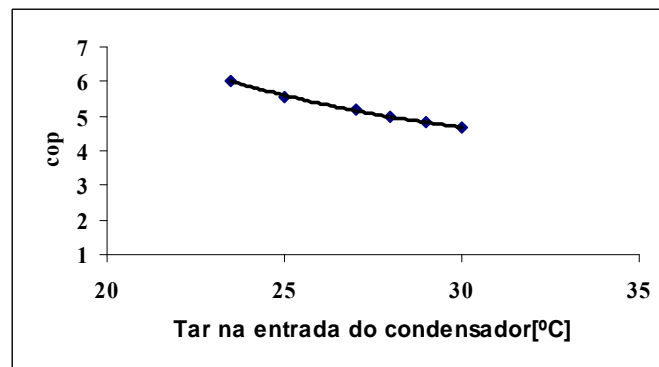


Figura 6-7. Efeito da temperatura do ar do condensador no coeficiente de

eficácia do sistema (cop). $\dot{m}_{\text{areev}} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{\text{arevap}} = 24^\circ\text{C}$

6.3.2 Efeito da temperatura de entrada do ar no evaporador

Para uma determinada vazão mássica de ar m_{areev} estabelecida para o evaporador com uma determinada temperatura de condensação T_{arcond} , a elevação da temperatura do ar na entrada do evaporador provoca um aumento na temperatura do refrigerante na saída do evaporador.

Este aumento de temperatura é detectado pelo bulbo sensor da válvula de expansão termostática, ocasionando uma maior abertura no orifício de passagem do fluxo de refrigerante através da referida válvula, aumentando a vazão mássica de refrigerante conforme mostrado na figura 6-8. Isto deve-se ao fato que na simulação efetuada o aumento da vazão mássica implica no aumento do rendimento volumétrico do compressor devido a diminuição da relação de pressão ocasionada por um aumento maior na pressão de evaporação que na pressão de condensação e da diminuição do volume específico do fluido refrigerante na entrada do compressor ocasionado pelo aumento da pressão de evaporação e da temperatura de aspiração do fluido refrigerante na entrada do compressor conforme a equação (5.03).

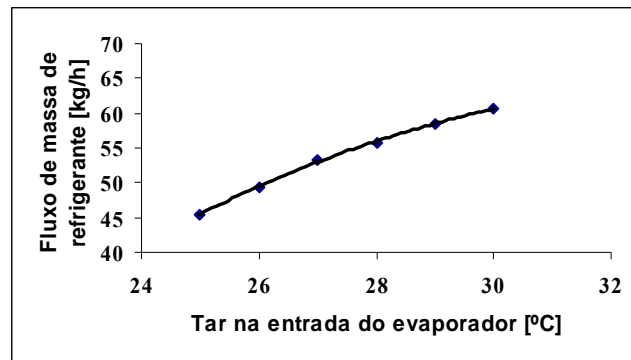


Figura 6-8. Efeito da temperatura do ar no evaporador no fluxo de massa de refrigerante no evaporador. $m_{areev} = 666$ kg/h, $T_{arcond} = 25^{\circ}\text{C}$

O aumento na vazão mássica do refrigerante que flui pelo circuito de refrigeração impõe a elevação da pressão de evaporação, com o conseqüente aumento no efeito frigorífico, o qual conjuntamente com o aumento da vazão mássica de refrigerante impõe ao sistema de refrigeração o aumento da capacidade de refrigeração conforme ilustrado na figura 6-9.

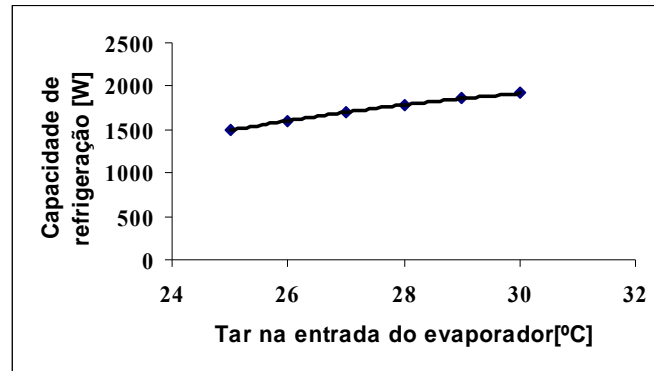


Figura 6-9. Efeito da temperatura do ar no evaporador na capacidade de

refrigeração do evaporador. $\dot{m}_{areev} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{arcond} = 25^\circ\text{C}$

Além da elevação na pressão de evaporação, o aumento na pressão de condensação, ocasiona a elevação da respectiva temperatura de condensação conforme ilustrado na figura 6-10.

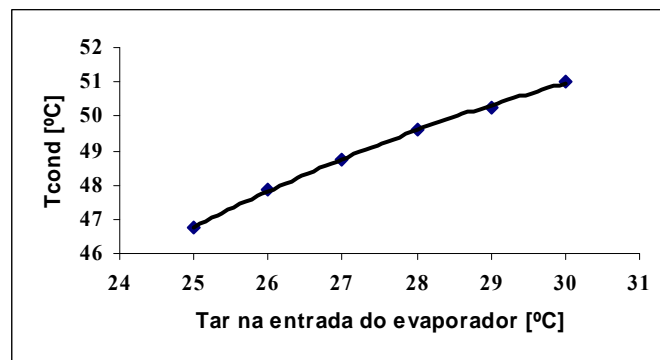


Figura 6-10. Efeito da temperatura do ar no evaporador na temperatura de

condensação. $\dot{m}_{areev} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{arcond} = 25^\circ\text{C}$

O aumento da pressão de condensação e da temperatura de descarga do compressor produz um aumento na entalpia do refrigerante na saída do compressor, e na variação da entalpia do processo de compressão, o qual, conjuntamente com o aumento da vazão mássica do refrigerante ocasionada pela elevação da temperatura do ar na entrada do evaporador, elevam a potência de compressão e o calor rejeitado no condensador, conforme ilustrado nas figuras 6-11 e 6-12.

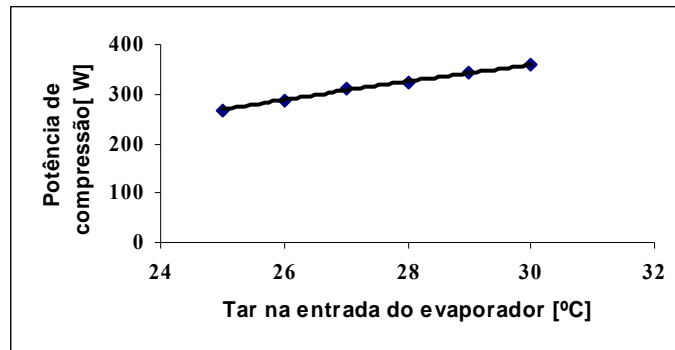


Figura 6-11. Efeito da temperatura do ar no evaporador na potência de compressão. $m_{\text{areev}} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{\text{arcond}} = 25^\circ\text{C}$

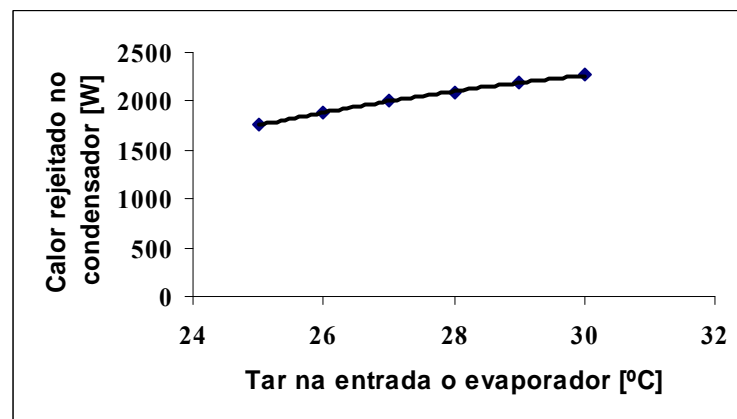


Figura 6-12. Efeito da temperatura do ar no evaporador no calor rejeitado no condensador. $m_{\text{areev}} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{\text{arcond}} = 25^\circ\text{C}$

A elevação da temperatura do ar ocasiona a redução do coeficiente de eficácia conforme é observado na figura 6-13, indicando um aumento maior para a potência de compressão em relação ao aumento na capacidade de refrigeração.

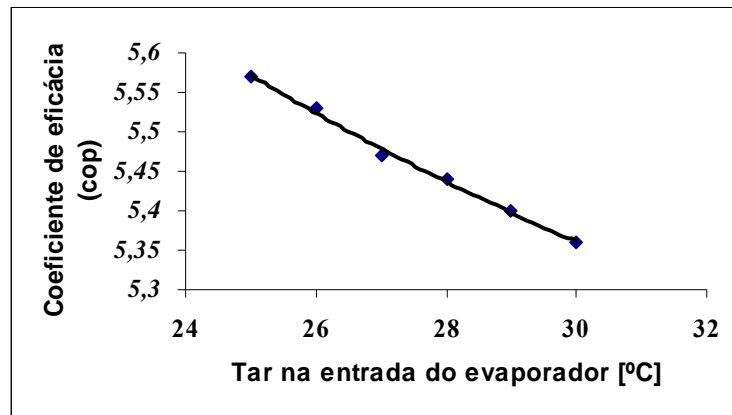


Figura 6-13. Efeito da temperatura do ar no evaporador no coeficiente de eficácia. $\dot{m}_{areev} = 666 \text{ kg/h}$, $T_{arcond} = 25^\circ\text{C}$

Finalizando este capítulo, observamos que o código computacional elaborado no Engineering Equation Solver, prevê corretamente o comportamento do sistema simulado, fornecendo os resultados de todas as variáveis de interesse para a simulação. No capítulo seguinte, os dados experimentais obtidos da bancada experimental serão comparados com os simulados para a validação do modelo matemático estabelecido.

7-VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO.

Para a validação do modelo matemático de acordo com as equações estabelecidas no capítulo 5, será utilizada uma bancada experimental constituída de uma central de ar condicionado fabricada pela PA HILTON, utilizada em aulas práticas de laboratório como modelo didático para estudo dos processos de refrigeração e ar condicionado.

7.1-Descrição do sistema frigorífico ensaiado.

A bancada experimental consiste de um sistema de refrigeração por compressão por vapor para ar condicionado, operando com o fluido refrigerante R12 e constituído de um compressor semi-hermético, um condensador e um evaporador de aletas planas com tubos circulares e uma válvula de expansão termostática. O condensador possui um ventilador de rotação fixa para garantir uma convecção forçada do ar que circula sobre o mesmo. A finalidade do evaporador é resfriar o ar que atravessa o referido componente, originando a carga térmica do sistema a qual é proporcionada pela variação da rotação do motor do ventilador, instalado no duto de insuflamento do ar que possui secção transversal A_d de 0.0645m^2 . Este controle é feito através de um reostato onde a temperatura do ar no duto de insuflamento pode ser aumentada se necessário, acionando-se os aquecedores de 1kW ou 500W instalados antes e depois do evaporador.

Para a regulação da pressão de evaporação, existe uma válvula reguladora de pressão que atua automaticamente para qualquer variação da carga térmica do sistema, sendo a referida válvula situada entre a saída do evaporador e a entrada do compressor. O equipamento ensaiado possui termômetros e termopares para leitura de temperatura, com manômetros para leitura de pressão, e medidor de fluxo de massa do tipo rotâmetro para o refrigerante. Está também instalada uma placa de orifício na extremidade do duto de insuflamento do ar, com manômetro inclinado devidamente calibrado para a avaliação da diferença de pressão na entrada e saída da referida placa, possibilitando assim a determinação experimental do fluxo de massa do ar que circula pelo interior do duto.

Existem ainda aquecedores de imersão instalados em um reservatório de água para a umidificação do ar, se necessário.

A bancada foi instalada em rede elétrica de 220 v, trifásica, 60 hz, com um disjuntor de segurança de 30 amperes, sendo que o circuito elétrico de acionamento do compressor e do condensador estão em paralelo para facilidade de operação quando o equipamento é acionado para a realização dos testes experimentais.

O circuito elétrico do compressor e aquecedores de 1Kw e 500w são protegidos internamente por fusíveis de 10 amperes, enquanto que o dos aquecedores de imersão são protegidos por fusíveis de 15 amperes.

Esta proteção elétrica é necessária para evitar qualquer erro na operação do equipamento durante a realização dos testes experimentais, evitando que a máquina opere fora da faixa estabelecida pelo fabricante. A figura 7-1 ilustra o esquema da bancada experimental utilizada, onde se observa o controle de velocidade do motor do ventilador e dos aquecedores de ar antes e depois do evaporador, o qual permitem a variação da carga térmica do equipamento através da variação do fluxo de massa do ar que flui pelo duto variando-se a rotação do ventilador.

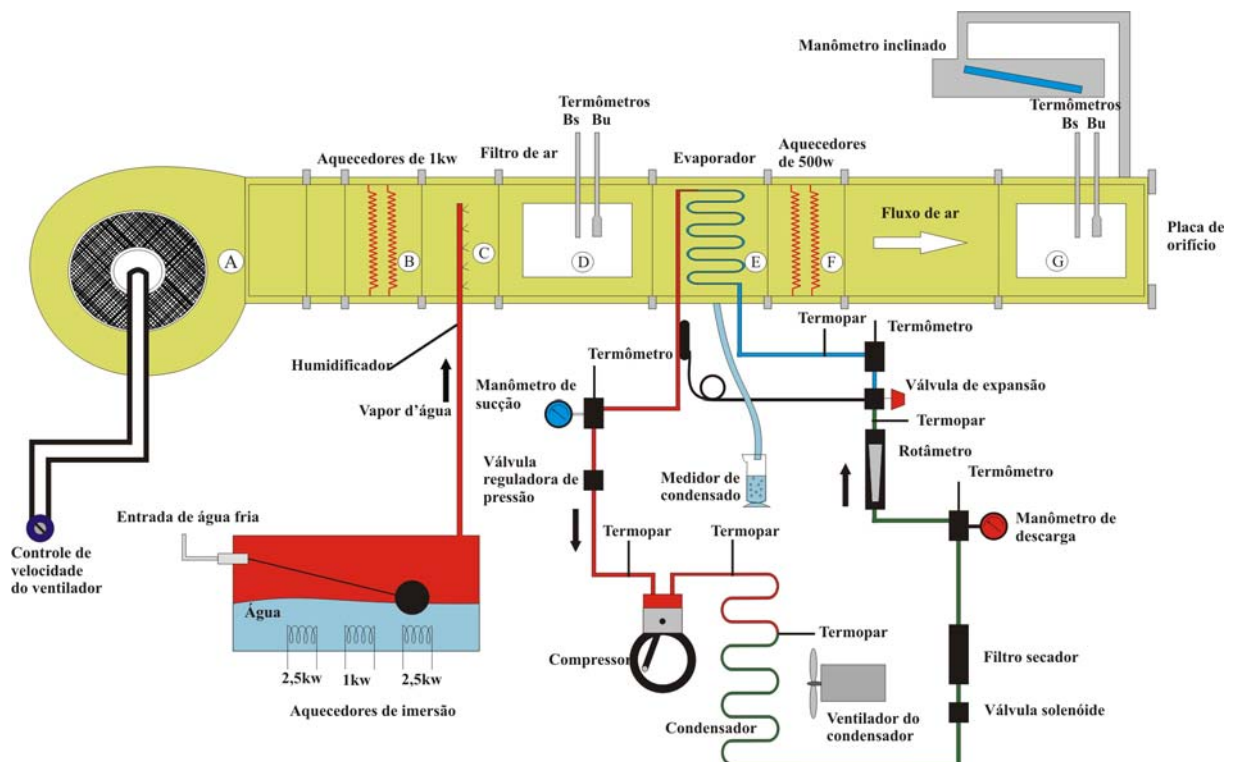


Figura 7-1. Bancada experimental utilizada para validar o modelo matemático estabelecido.

7.2-Descrição da instrumentação utilizada.

Conforme ilustrado para a medição das temperaturas do refrigerante nos pontos chaves do sistema, como a temperatura de sucção, descarga, evaporação, condensação e sub resfriamento do fluido refrigerante, foram instalados termopares devidamente calibrados e isolados da influência do meio ambiente, de modo que a transmissão do sinal eletrônico para o sistema de aquisição de dados, possa ser realmente o valor medido pelo termopar.

A medição das pressões de evaporação e condensação foi feita através dos manômetros colocados no evaporador e condensador fornecidos com o equipamento, onde os valores medidos por estes instrumentos, estão em concordância com os obtidos pelas pressões de saturação dadas pelas temperaturas dos termopares instalados no evaporador e condensador.

Para a leitura do fluxo de massa do refrigerante, foi utilizado o rotâmetro original instalado no equipamento, o qual permite a medição por leitura visual do valor da vazão mássica do fluido refrigerante.

A medição do fluxo de massa de ar \dot{m}_{ar} é efetuada por um medidor de pressão diferencial (manômetro inclinado) e uma placa de orifício, onde através de um ábaco fornecido pelo fabricante, é introduzido o valor da pressão diferencial ΔP em mmca (milímetros de coluna de água), para o cálculo da velocidade V_d do ar no duto após o evaporador.

Com a velocidade do ar no duto, calcula-se a vazão mássica do ar que flui através do evaporador pela seguinte equação:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{V_d \cdot A_d}{v} \quad (7.01)$$

Sendo:

\dot{m}_{ar} = Vazão mássica de do ar no duto de insuflamento [kg/s]

V_d = Velocidade do ar no duto na saída do evaporador[m/s]

v = Volume específico do ar na saída do evaporador[m³/kg]

Para a verificação das leituras do rotâmetro e do fluxo de ar, para cada teste experimental foi calculada a carga térmica utilizando-se o lado do ar e o lado do refrigerante através do balanço térmico no evaporador utilizando-se as seguintes equações:

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r \cdot \Delta_{lr} \quad (7.02)$$

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot \Delta_{lar} \quad (7.03)$$

Onde:

\dot{Q}_r = Carga térmica do lado do refrigerante [kW]

\dot{Q}_{ar} = Carga térmica do lado do ar [kW]

\dot{m}_{ar} = Fluxo de massa do ar [kg/s]

\dot{m}_r = Fluxo de massa de refrigerante [kg/s]

Δ_{lr} = Variação de entalpia do refrigerante no evaporador [kJ/kg]

Δ_{lar} = Variação de entalpia do ar no evaporador [kJ/kg]

Nas tabelas 7.1 e 7.2 são apresentados os valores dos resultados experimentais, onde se observa boa concordância entre os valores obtidos para \dot{Q}_{ar} e \dot{Q}_r . Observa-se que os erros apresentados são insignificantes, o que confirma a confiabilidade da instrumentação. O cálculo de \dot{Q}_{ar} foi feito com a utilização da carta psicrométrica do IHVE, e para o cálculo de \dot{Q}_r , utilizaram-se as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerantes obtidas através do EES.

Tabela 7.1-Valores experimentais das Temperaturas de Bulbo seco Bs, Bulbo úmido Bu e volume específico v do ar no evaporador.

Teste	T_{bssev} (°C)	T_{bueev} (°C)	T_{bssev} (°C)	T_{busev} (°C)	v (m ³ /kg)
1	23,80	19,60	17,80	17,60	0,84
2	26,00	19,60	17,80	16,80	0,84
3	30,20	26,60	24,00	23,60	0,86
4	25,40	20,20	18,00	17,20	0,84
5	25,60	19,80	17,80	16,80	0,83
6	24,00	20,00	17,60	17,40	0,83
7	23,80	19,60	16,60	16,40	0,83
8	24,20	20,60	15,50	15,30	0,83
9	24,40	20,80	15,80	15,20	0,83
10	27,00	21,40	18,80	17,80	0,84
11	24,40	20,00	16,80	16,60	0,82
12	31,20	27,00	24,40	24,10	0,86

Tabela 7-2. Valores medidos da diferença de pressão ΔP , da velocidade V_d do ar no duto, da vazão mássica ar no evaporador e das cargas térmicas Q_{ar} e Q_r .

Teste	Δp (mmca)	V_d (m/s)	\dot{m}_{ar} (kg/h)	\dot{m}_r (kg/h)	Q_{ar} (kW)	Q_r (kW)	erro %
1	8,80	2,40	666,60	50,00	1,66	1,67	0,60
2	6,50	2,05	566,67	52,00	1,72	1,71	0,58
3	8,90	2,50	675	60,00	1,96	1,9	3,06
4	7,40	2,20	607,41	49,00	1,6	1,62	1,25
5	9,30	2,53	691,89	49,50	1,65	1,63	1,21
6	8,85	2,47	670,55	49,8	1,67	1,65	1,20
7	8,00	2,25	624,94	48	1,65	1,6	3,03
8	2,60	1,25	348,02	46	1,54	1,53	0,65
9	4,20	1,65	460,49	46,50	1,61	1,55	3,73
10	8,10	2,32	639,70	50,20	1,60	1,65	3,12
11	5,40	1,87	529,92	46,70	1,56	1,55	0,64
12	6,70	2,10	567	52,80	1,79	1,75	2,23

7.3-Descrição do ensaio experimental

O procedimento experimental deste trabalho foi constituído basicamente na medição de nove variáveis, sendo cinco temperaturas, duas pressões e duas vazões. As temperaturas são respectivamente a de sucção, descarga, condensação, subresfriamento, bulbo seco e úmido do ar antes e depois do evaporador. As pressões são a de sucção e a de condensação a qual foi considerada igual à pressão de descarga. Os fluxos de massa medidos são respectivamente o do fluido refrigerante que circula no circuito de refrigeração e do ar que é insuflado através do evaporador no duto de insuflamento da central. Todas as perdas de pressão pelas linhas do circuito frigorífico foram desprezadas em razão dos seus pequenos comprimentos.

As temperaturas do fluido refrigerante são medidas pelos termopares instalados adequadamente no circuito de refrigeração, onde o sinal analógico gerado é enviado a um sistema de aquisição de dados onde será processado e convertido em °C, enquanto que as temperaturas de bulbo seco e úmido do ar são medidas pelo termômetro da PA HILTON que acompanha a bancada experimental.

As pressões de sucção e descarga são medidas diretamente pelos manômetros de sucção e descarga instalados nos lados de alta e baixa pressão. Estas pressões são comparadas com os valores das pressões de saturação correspondentes aos valores da temperatura de sucção e descarga, sendo que os valores comparados para todos os testes ensaiados são praticamente os mesmos. Esses valores foram tabelados nos apêndice II e III. A vazão do fluido refrigerante é lida em um rotâmetro instalado na linha de líquido logo após o condensador e a vazão de ar é obtida através de uma placa de orifício, onde a diferença de pressão através da placa é lida diretamente em um manômetro inclinado.

7.3.1-Procedimento de testes.

Para a devida realização dos testes, o equipamento é colocado em operação regulando-se a rotação do ventilador do duto de insuflamento em valores adequados de forma que para cada valor desta rotação, uma correspondente diferença de pressão na placa de orifício é estabelecida. De posse desta diferença de pressão, entra-se no ábaco do fabricante e determina-se a velocidade do ar no duto de insuflamento. Com esta velocidade, o fluxo de massa do ar é calculado pela equação (7.1). Em seguida, liga-se o compressor e o fluido refrigerante começa a circular pelo circuito de refrigeração. Em virtude deste trabalho ser aplicado na condição de regime permanente, para se ter certeza que este regime foi alcançado, foram feitos gráficos das temperaturas lidas no circuito de refrigeração ao longo do tempo, onde se observam que a temperatura obtida do sistema de aquisição de dados se mantém constantes ao longo do intervalo de tempo considerado. Os gráficos ilustrados nas figuras 7-2, 7-3, 7-4 ilustram o comportamento das temperaturas medidas no circuito de refrigeração no intervalo de tempo considerado e uma vez constatado o regime permanente, as temperaturas de cada um dos testes medidas pelos termopares foram registradas e gravadas para posterior análise. Os registros foram realizados quando as temperaturas observadas no sistema de aquisição de dados, não diferiam de 0,1°C e se mantinham estáveis conforme observado nas figuras de 7-2 a 7-4.

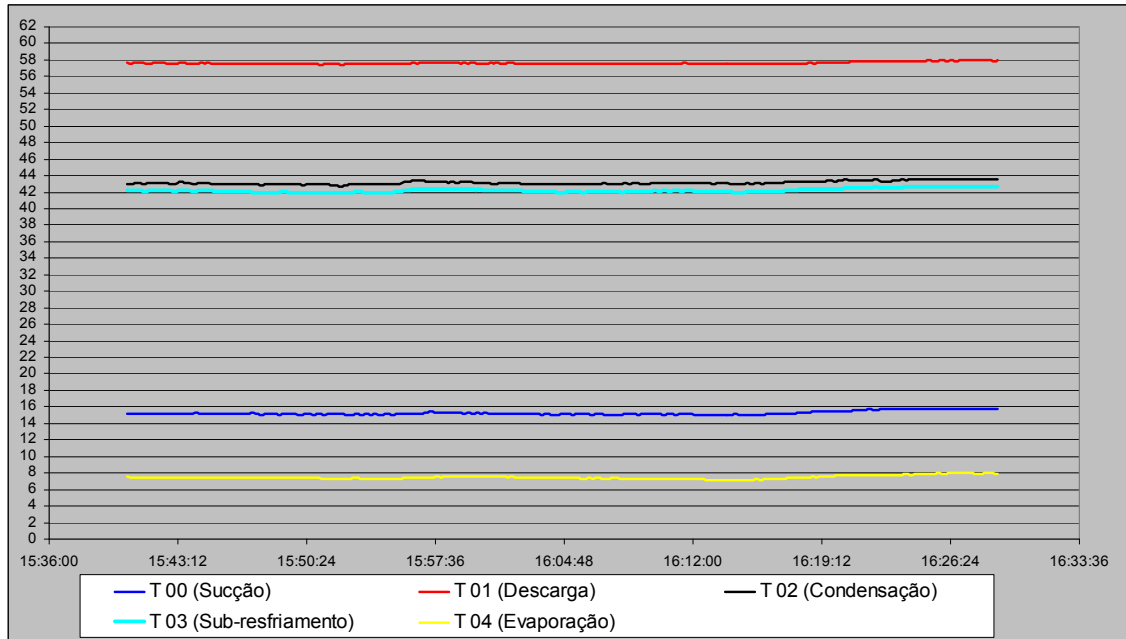


Figura 7-2. Teste realizado em 31/03/2006. Início do regime permanente as 15h40minh

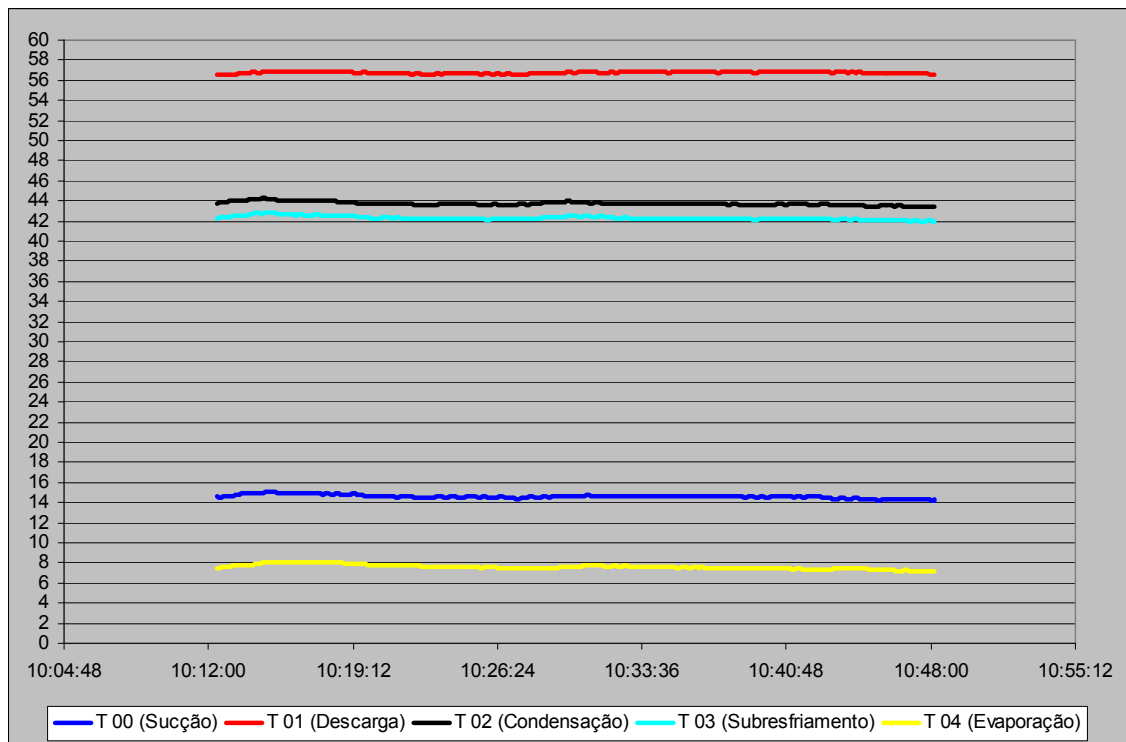


Figura 7-3. Teste realizado em 03/04/2006. Regime permanente estabelecido às 10h19min

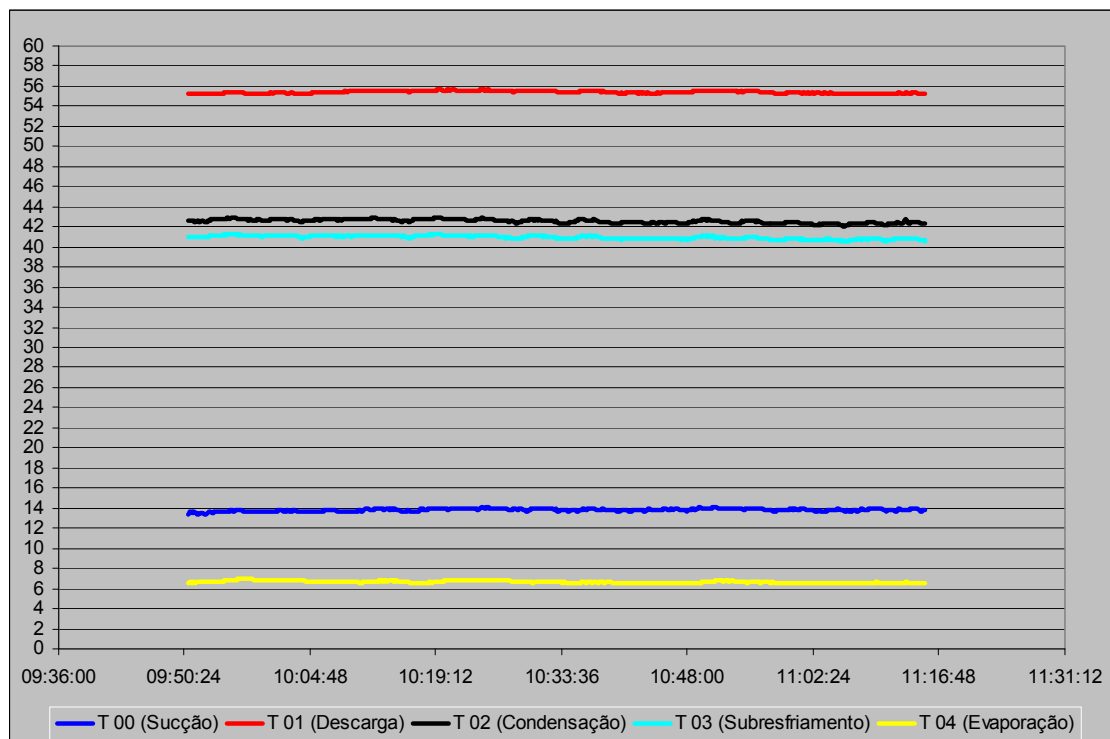


Figura 7-4. Teste realizado em 03/04/2006. Regime permanente estabelecido as 14h31min

7.3.2-Sistema de aquisição de dados.

O sistema de aquisição de dados consiste de um aparelho eletrônico ALMEMO 2390-8 fabricado pela AHLBORN, com cinco canais de medição local e uma porta RS 232 para comunicação com o computador.

O sinal eletrônico transmitido pelo termopar é linearizado e após o processamento em conversores analógicos digitais no interior do aparelho, o valor da temperatura é mostrado no visor do aparelho, onde após o ajuste conforme o manual, os valores medidos pelo termopar são registrados e gravados, onde via porta serial RS232 são transmitidos para o computador. As figura 7-5 e 7-6 ilustram o aparelho em funcionamento e o termopar utilizado. Observe os termopares conectados ao mesmo e a porta de interface RS232, para conexão remota ao computador.



Figura 7-5. Sistema de aquisição de dados de temperatura do circuito de refrigeração da bancada experimental

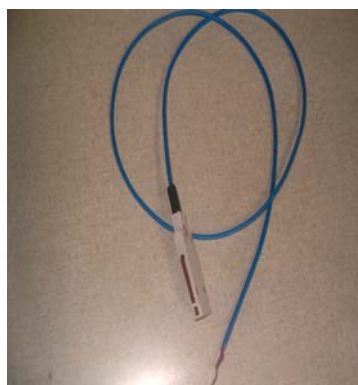


Figura 7-6. Termopar utilizado para transmissão do sinal analógico para o sistema de aquisição de dados

7.3.3-Confeção dos termopares

Os termopares foram confeccionados segundo as recomendações de Lombardi (1983), utilizando-se a máquina de fabricação de termopares do Laboratório de Engenharia Mecânica da UFPA, a qual é constituída de um gerador de arco voltaico, obtido através da descarga controlada de um banco de capacitores, realizando assim, a junção dos fios do termopar.

Para que qualquer erro de transmissão de sinal fosse eliminado, os referidos fios a serem soldados para o estabelecimento da junção do termopar, foram manuseados através de luvas e torcidos para aumentar a resistência mecânica. A figura 7-7 ilustra a referida máquina utilizada na confecção dos termopares.



Figura 7-7. Máquina de confecção de termopares.

Acionando-se a máquina, as pontas dos termopares são conectadas e colocadas entre os terminais preto e vermelho, onde uma descarga capacitiva por indução provoca a soldagem desta conexão, evitando assim qualquer erro de leitura por erro de conexão da junção do termopar.

7.3.4-Montagem dos termopares no circuito de refrigeração da bancada.

A montagem dos termopares no circuito de refrigeração da bancada experimental, foi realizada de acordo com a figura 7-8(Oliveira, 1996), onde o isolamento do termopar do meio ambiente é fundamental para evitar erros na transmissão do sinal analógico do termopar para o sistema de aquisição de dados.

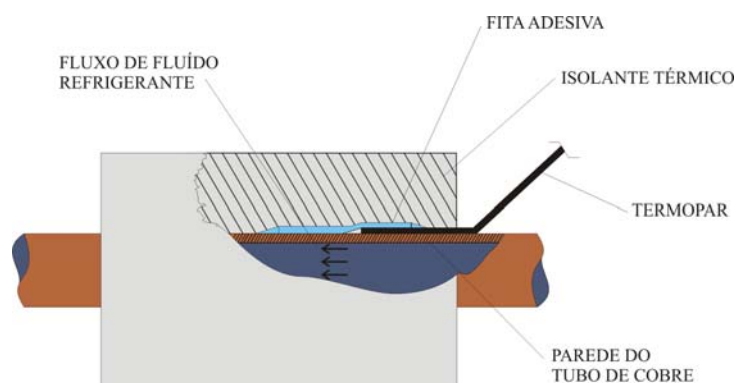


Figura 7-8. Montagem dos termopares no circuito de refrigeração da bancada

7.4-Resultados experimentais versus resultados obtidos através do código computacional.

O levantamento dos resultados experimentais foi feito para doze condições de funcionamento obedecendo às instruções de operação do equipamento, sendo as medições efetuadas após o estabelecimento do regime permanente.

7.4.1-Entrada de dados para o programa de simulação.

Os dados de entrada para o programa de simulação são a temperaturas de condensação, evaporação, a vazão mássica do fluido refrigerante, o superaquecimento da válvula de expansão termostática e a temperatura de bulbo seco, a umidade relativa e vazão do ar no duto de insuflamento, a rotação do compressor, a temperatura e a velocidade do ar do ar entrando no condensador. Estes valores são organizados na tabela 7-3.

Tabela 7-3. Dados de entrada para o programa de simulação.

Teste	T_{aree}		U_r %	T_{arcd}	V_{arcd}	T_{cond}	\dot{m}_{ar}	T_{evap}	\dot{m}_r	dtsa	N(rpm)
	T_{bseev} °C	T_{bueev} °C									
1	23,8	19,6	69	23,6	2,5	41,5	666,67	6,8	50	7,6	1750
2	26	19,6	58	23,9	2,5	43	566,7	7,9	52	7,7	1750
3	30,2	26,6	69	29	2,5	50,5	675	14,3	60	7,3	1750
4	25,4	20,2	62	24,8	2,5	43,3	607,41	7,3	49	7	1750
5	25,6	19,8	68	25,1	2,5	43,8	691,89	7,4	49,5	7,3	1750
6	24	20	70	24	2,5	42,9	670,55	7,1	49,8	7,3	1750
7	23,8	19,6	69	23,6	2,5	43	624,94	6,6	48	7,5	1750
8	24,2	20,6	72	23,6	2,5	41,8	348,02	5	46	6,8	1750
9	24,4	20,8	66	24	2,5	42,2	460,49	5,5	46,50	7,3	1750
10	27	21,4	58	25,2	2,5	44,5	639,7	8,1	50,20	7,7	1750
11	24,4	20	69	24	2,5	42	529,92	5,1	46,70	5,7	1750
12	31,2	27	71	23,8	2,5	44,2	567	9,3	52,80	8,1	1750

7.4.2-Comparação dos resultados experimentais com os valores simulados pelo código computacional EES.

Após o levantamento dos dados experimentais e simulados pelo modelo matemático, foi realizada uma análise comparativa entre os valores obtidos por estes dois métodos. As variáveis medidas e analisadas foram as seguintes:

- a) Vazão mássica do fluido refrigerante.
- b) Temperatura de saída do ar no evaporador.
- c) Temperatura de sucção do fluido refrigerante na entrada do compressor.
- d) Temperatura de descarga do fluido refrigerante na saída do compressor.
- e) Temperatura de condensação do fluido refrigerante.
- f) Temperatura do fluido refrigerante na saída do condensador.
- g) Pressão de sucção (evaporação) do fluido refrigerante na entrada do compressor.
- h) Pressão de condensação do fluido refrigerante.

Os valores experimentais do calor rejeitado no condensador, a capacidade de refrigeração, a potência de compressão e o coeficiente de eficácia foram calculados e comparados com os valores obtidos na simulação.

As tabelas 7-4 a 7-7 ilustram os valores experimentais das variáveis analisadas e simuladas pelo modelo matemático com os respectivos erros percentuais absolutos para as referidas variáveis.

Nas tabelas 7-8 e 7-9, são apresentados os valores calculados experimentalmente e os obtidos pelo programa de simulação para o calor rejeitado no condensador, a capacidade de refrigeração, a potência de compressão e o coeficiente de eficácia.

Tabela 7-4. Valores medidos e simulados da vazão mássica do fluido refrigerante.

Teste	Vazão de refrigerante (kg/h)		
	med	sim	erro %
1	50,00	49,26	1,48
2	52,00	49,50	4,81
3	60,00	59,70	0,50
4	49,00	48,44	1,14
5	49,50	48,60	1,82
6	49,80	48,20	3,21
7	48,00	47,50	1,04
8	46,00	45,13	1,89
9	46,50	45,83	1,44
10	50,20	49,70	1,00
11	46,70	45,10	3,43
12	52,80	51,75	1,99

Tabela 7-5. Valores medidos e simulados das temperaturas de sucção e condensação do fluido refrigerante e da saída do ar do evaporador.

Teste	Tar saída (°C)			T _{sucção} (°C)			T _{cond} (°C)		
	med	sim	erro %	med	sim	erro %	med	sim	erro %
1	17,60	17,33	1,53	14,60	13,30	8,90	41,50	43,92	5,83
2	17,80	18,51	3,99	15,80	14,44	8,61	43,60	44,16	1,28
3	24,00	23,12	3,67	20,60	19,00	7,77	50,50	51,85	2,67
4	18,00	18,39	2,17	14,30	14,63	2,31	43,61	45,03	3,26
5	17,90	19,31	7,88	14,60	15,60	6,85	44,00	45,00	2,27
6	17,60	17,80	1,14	14,40	14,00	2,78	44,00	44,20	0,45
7	16,60	17,11	3,07	13,80	13,36	3,19	42,40	43,50	2,59
8	15,50	14,02	9,55	11,80	10,90	7,63	41,80	42,65	2,03
9	15,80	16,00	1,27	12,80	12,60	1,56	42,40	43,13	1,72
10	19,00	20,14	6,00	16,00	16,50	3,13	44,5	45,12	1,39
11	16,80	16,90	0,60	13,20	13,50	2,27	42,00	44,00	4,76
12	24,40	23,10	5,33	18,00	19,60	8,89	43,80	44,6	1,83

Tabela 7-6. Valores medidos e simulados das temperaturas do fluido refrigerante na saída do condensador e na descarga do compressor.

Teste	Tsaída cond (°C)			T descarga (°C)		
	med	sim	erro %	med	sim	erro%
1	41,00	42,00	2,44	57,60	58,02	0,73
2	42,70	42,29	0,96	56,10	56,00	0,18
3	49,90	50,11	0,42	64,70	63,61	1,68
4	41,00	41,53	1,29	57,00	57,10	0,18
5	42,30	42,56	0,61	57,60	57,08	0,90
6	40,60	40,71	0,27	56,00	56,40	0,71
7	40,70	40,87	0,42	56,30	55,70	1,07
8	39,60	39,88	0,71	55,80	55,52	0,50
9	40,50	40,38	0,30	56,30	55,82	0,85
10	43,20	42,86	0,79	58,50	57,26	2,12
11	40,60	41,85	3,08	56,00	57,08	1,93
12	42,60	42,32	0,66	55,60	56,25	1,17

Tabela 7-7. Valores medidos e simulados das pressões de condensação e sucção.

Teste	Psuc (bar)			Pcond (bar)		
	med	sim	erro %	med	sim	erro %
1	3,83	3,84	0,26	9,95	10,56	6,13
2	3,96	3,97	0,25	10,48	10,62	1,34
3	4,81	4,8	0,21	12,33	12,71	3,08
4	3,9	3,89	0,26	10,5	10,8	2,86
5	3,91	3,9	0,26	10,58	10,83	2,36
6	3,9	3,87	0,77	10,43	10,64	2,01
7	3,9	3,84	1,54	10,18	10,44	2,55
8	3,62	3,63	0,28	10,03	10,24	2,09
9	3,90	3,85	1,28	10,13	10,34	2,07
10	4,00	3,98	0,50	10,79	10,9	1,02
11	3,68	3,63	1,36	10,03	10,5	4,69
12	4,14	4,1	0,97	10,63	10,72	0,85

Tabela 7-8. Valores calculados experimentalmente e simulados do calor rejeitado no condensador, capacidade de refrigeração, e da potência de compressão.

Teste	Calor rejeitado (W)			Capacidade frigorífica (W)			Potência absorvida (W)		
	med	sim	erro%	med	sim	erro%	med	sim	erro %
1	1960,00	1891,00	3,52	1672,00	1614,00	3,47	288,00	286,00	0,69
2	1976,00	1876,00	5,06	1716,00	1628,00	5,13	260,00	258,10	0,73
3	2223,00	2171,00	2,34	1884,00	1854,00	1,59	339,00	331,00	2,36
4	1897,00	1853,00	2,32	1629,00	1607,00	1,35	267,60	254,00	5,08
5	1902,00	1845,00	3,00	1632,00	1606,00	1,59	270,00	248,00	8,15
6	1916,00	1852,00	3,34	1657,00	1605,00	3,14	259,50	256,00	1,35
7	1861,00	1820,00	2,20	1594,00	1581,00	0,82	262,40	248,00	5,49
8	1796,00	1745,00	2,84	1533,00	1494,00	2,54	268,00	257,00	4,10
9	1807,00	1776,00	1,72	1545,00	1523,00	1,42	261,50	250,50	4,21
10	1922,00	1881,00	2,13	1649,00	1645,00	0,24	272,00	246,00	9,56
11	1816,00	1727,00	4,90	1559,00	1490,00	4,43	257,10	244,40	4,94
12	2001,00	1959,00	2,10	1755,00	1748,00	0,40	245,40	224,00	8,72

Tabela 7-9. Valor calculado experimentalmente e simulado para o coeficiente de eficácia (cop)

cop		
med	sim	Erro%
5,80	5,60	3,45
6,50	6,30	3,08
5,55	5,58	0,54
6,10	6,60	8,20
6,10	6,50	6,56
6,38	6,30	1,25
6,00	6,30	5,00
5,83	5,80	0,51
6,00	6,10	1,67
6,10	6,70	9,84
6,06	6,09	0,50
7,20	7,80	8,33

Com os valores obtidos nas tabelas, para cada variável medida foi traçado um gráfico dos respectivos valores medidos versus simulados, onde o conjunto de pontos dos referidos valores é delimitado por uma faixa de erro percentual em torno de uma linha de 45°, passando pela origem. A largura desta faixa demonstra o grau de conformidade que o modelo matemático admite ao representar o fenômeno estudado para as diversas condições de funcionamento, levando em conta os erros de medição.

As variáveis: calor rejeitado no condensador Q_{cd} , capacidade de refrigeração Q_{ev} , potência de compressão P_C e o coeficiente de eficácia cop são analisadas quantitativamente através do erro percentual absoluto, entre os valores simulados e experimentais das respectivas variáveis.

Os instrumentos de medição de temperatura, pressão e fluxo de massa apresentam as seguintes incertezas: $\pm 0,2^\circ$ e $\pm 0,16^\circ C$ para os termômetros e termopares, $\pm 5kpa$ e $\pm 16,3kpa$ para os manômetros de sucção e descarga do $\pm 0,0004kg/s$ para a vazão mássica de fluido refrigerante. Desta forma, as incertezas de cada parâmetro de interesse puderam ser calculados.

O gráfico da figura 7-9 que analisa a variável fluxo de massa do fluido refrigerante \dot{m}_r mostra que os valores medidos experimentalmente tem uma preponderância em relação aos obtidos pelo programa de simulação, onde a causa para esta discrepância pode ser o valor estabelecido para o fator f de correção do rendimento volumétrico, já que é descartada a possibilidade de erros de medição devido à boa acuracidade do instrumento utilizado para a medição de vazão. Quantitativamente, o modelo está bem representado, com erros inferiores a 4,81% em relação aos valores experimentais.

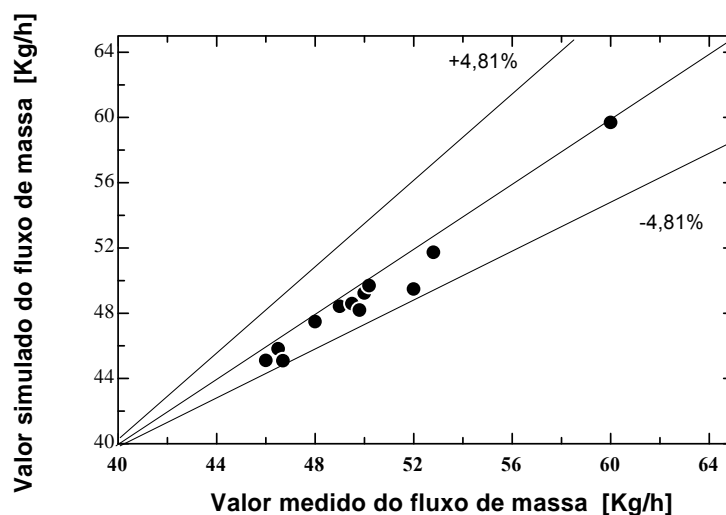


Figura 7-9. Valor medido da vazão mássica de refrigerante versus vazão simulada.

O gráfico da figura 7-10 apresenta os valores medidos e simulados para a temperatura de saída do ar do evaporador T_{arsev} . Observa-se no referido gráfico que o modelo representa de forma satisfatória tanto qualitativamente quanto quantitativamente o valor simulado desta variável, dentro de uma faixa de erro de 7,8%.

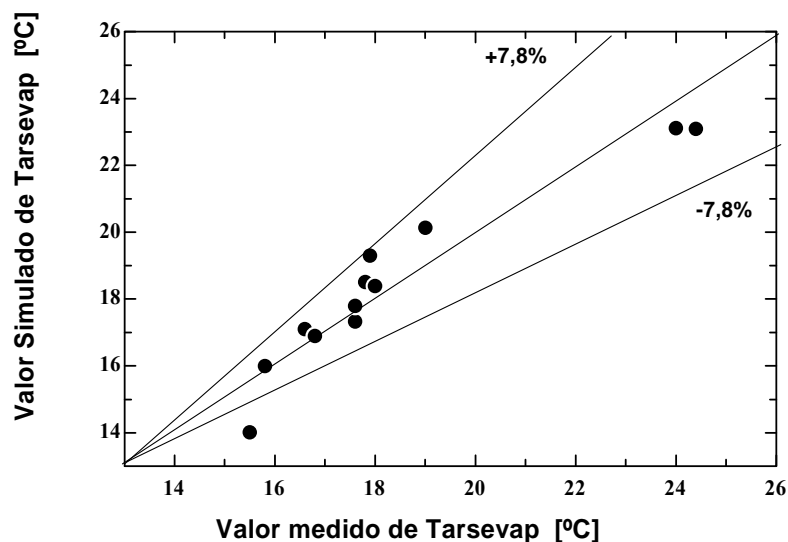


Figura 7-10. Valor medido versus valor simulado da temperatura do ar na saída do evaporador.

No gráfico da figura 7-11, estão representados os valores medidos e simulados para a temperatura de sucção do refrigerante na entrada do evaporador T_{reev} . De acordo com o referido gráfico, o modelo está bem representado tanto qualitativamente quanto quantitativamente, não sendo observada preponderância dos valores experimentais sobre os simulados pelo modelo e vice versa, e assim, o modelo representa bem esta variável dentro de uma faixa de erro de 8,9%.

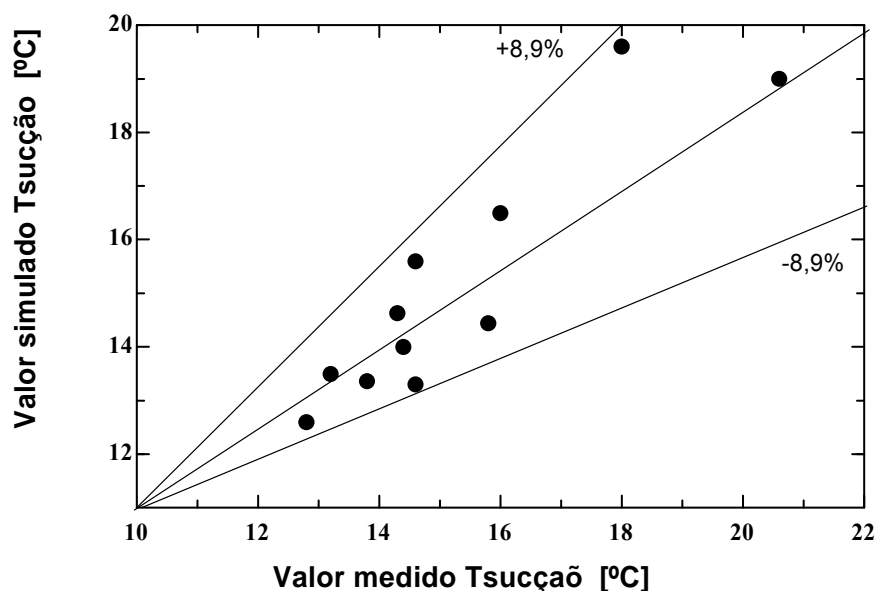


Figura 7-11. Valor medido versus valor simulado da temperatura de sucção do refrigerante.

No gráfico da figura 7-12 que analisa a variável Temperatura de descarga do refrigerante na saída do compressor T_{rscp} , o termopar foi instalado na parte externa do tubo de cobre o mais perto possível da descarga do compressor. Dessa forma não houve influência significativa da temperatura ambiente na medição efetuada, conforme é observado no referido gráfico, onde os valores simulados estão dentro de uma faixa de erro de 2,17% em relação aos valores experimentais. Desta forma, esta variável está bem representada pelo modelo de simulação.

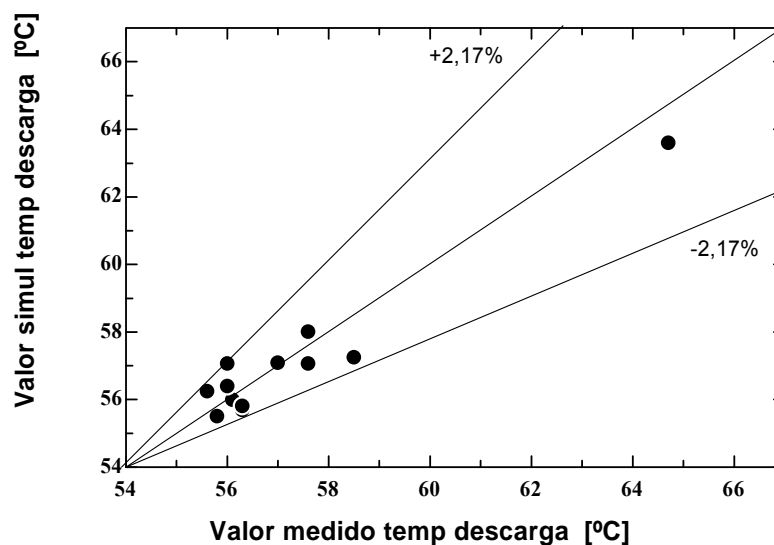


Figura 7-12. Valor medido versus valor simulado da temperatura de descarga do compressor.

As variáveis Temperatura e a Pressão de condensação do fluido refrigerante são mostradas nos gráficos 7-13 e 7-14. Analisando os referidos gráficos, observa-se o mesmo comportamento qualitativo das duas variáveis, já que a pressão de condensação é função da temperatura de condensação e vice versa. De acordo com esses gráficos, os valores simulados pelo modelo apresentam uma preponderância em relação aos experimentais tanto para a temperatura como para a pressão de condensação. Observando as referidas figuras, conclui-se que o modelo prevê mais acuradamente o comportamento destas variáveis na faixa de 42°C a 45°C para a temperatura de condensação e 10bar a 10,8 bar para a pressão de condensação.

A causa provável da discrepância qualitativa observada deve-se ao fato da influência da temperatura ambiente na medição da leitura do termopar, onde devido à dificuldade da instalação do mesmo na superfície da serpentina do condensador, o isolamento térmico pode não ter sido realizado de forma adequada, influenciando na sua medição.

Quantitativamente, o modelo representa bem os valores das referidas variáveis, onde os valores simulados estão dentro de uma faixa de erro de 5,83% para a Temperatura de condensação e 6,3 % para a Pressão de condensação. Desta forma o modelo representa bem esta variável, pois a discrepância observada não é significativa.

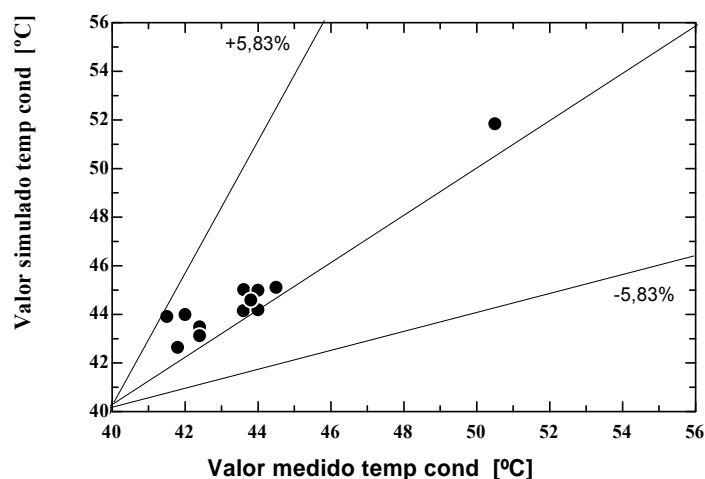


Figura 7-13. Valor medido versus valor simulado da temperatura de condensação.

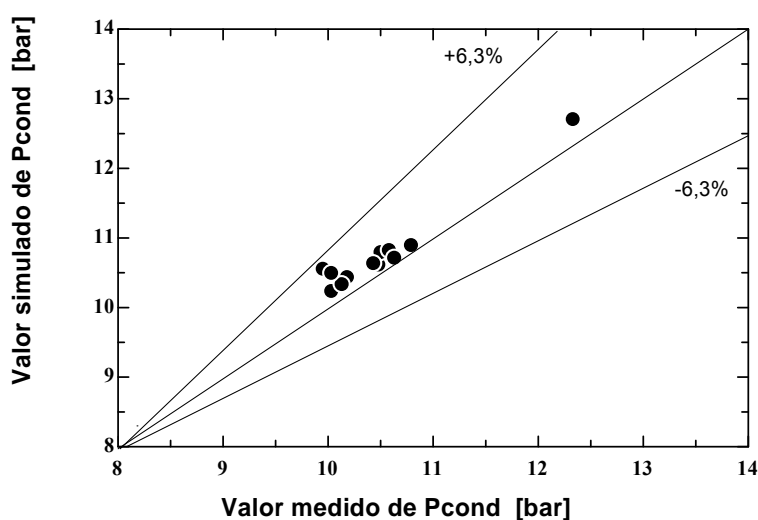


Figura 7-14. Valor medido versus valor simulado da pressão de condensação..

Os gráficos da figura 7-15 e 7-16 mostram as variáveis Temperatura de saída do fluido refrigerante do condensador e a respectiva Pressão de sucção na admissão do compressor. Observando-se os referidos gráficos não existem discrepâncias significativas, tanto qualitativamente quanto quantitativamente e o modelo representa bem estas variáveis dentro de uma faixa de erro de 2,46 % e 1,36 % em relação aos valores experimentais.

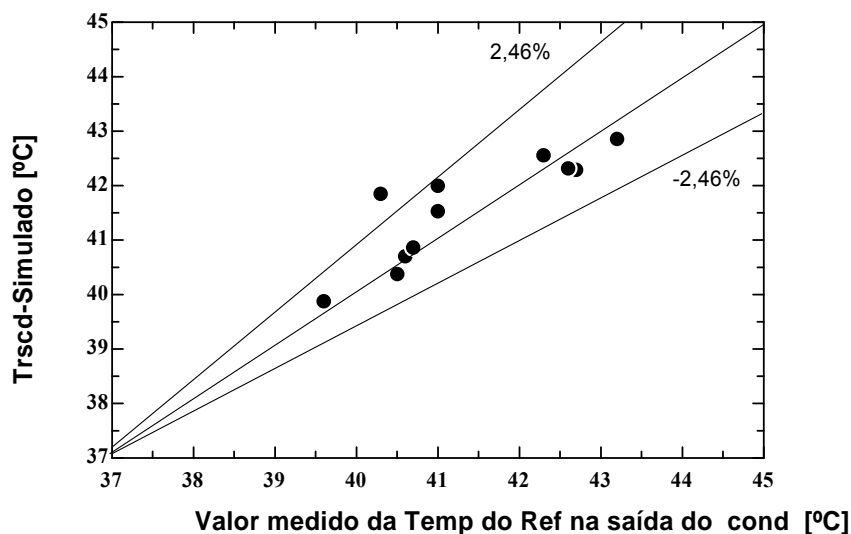


Figura 7-15. Valor medido versus valor simulado da temperatura de saída do fluido refrigerante do condensador.

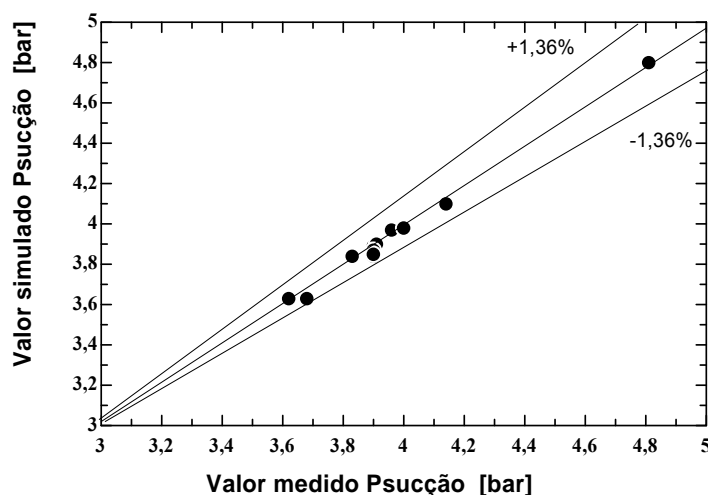


Figura 7-16. Valor medido versus valor simulado da pressão de sucção do fluido refrigerante na entrada do compressor.

Analisando quantitativamente os valores calculados experimentalmente e os obtidos pelo programa de simulação para as variáveis Calor rejeitado no condensador, a Capacidade de refrigeração, o trabalho de compressão e o coeficiente de eficácia (cop) observa-se nas tabelas 7-8 e 7-9 que em relação ao calor rejeitado no condensador o erro máximo obtidos foram de 5,06 sendo de 5,13% para a capacidade frigorífica, 8,72% para a potência de compressão e 9,56% para o coeficiente de eficácia, não havendo nenhuma discrepância significativa entre os valores calculados obtidos pelo programa de simulação e os valores calculados experimentalmente para as referidas variáveis, e assim, essas variáveis estão bem representadas pelo modelo de simulação.

7.4.3 Incertezas dos resultados experimentais.

O objetivo da análise de incertezas é o de estimar o efeito das incertezas propagadas na avaliação de parâmetros calculados em função variáveis medidas por instrumentos utilizados nas medições de valores experimentais de grandezas físicas como, por exemplo, pressão, temperatura e vazão.

No presente trabalho foi avaliado o efeito das incertezas dos instrumentos de medição de pressão (dP), temperatura (dT), e vazão (dmr) do refrigerante sobre o calor rejeitado no condensador (Qcond), capacidade frigorífica (Qevap), potência de compressão (Pcomp), e o coeficiente de eficácia (Cop). As incertezas dos instrumentos de medição foram fornecidas no item 7.3.

Segundo MOFFAT (1988), a equação básica para avaliar a incerteza δ do resultado final de uma função $F(X_1, X_2, \dots, X_n)$ com incertezas $\delta X_1, \delta X_2, \dots, \delta X_n$ é representado pela seguinte equação:

$$\delta = \left[\left(\frac{\partial F}{\partial X_1} \delta X_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial X_2} \delta X_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial F}{\partial X_n} \delta X_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7.04)$$

Por este método, o intervalo de confiança para a incerteza nos resultados é o mesmo que o das incertezas nas variáveis independentes, em geral, de 95%.

As incertezas dos medidores de temperatura foram calculadas por comparação dos valores medidos com o valor do termômetro padrão usado em conjunto com o banho termostático do laboratório da UFPA cujo gráfico estão nos apêndices I e V.

As incertezas dos medidores de pressão foram calculadas através do erro entre os valores lidos diretamente pelos manômetros e os calculados através das pressões de saturação obtidas pelas temperaturas de condensação e evaporação lidas nos termopares instalados no condensador e evaporador. O resultado destas incertezas está mostrado nos apêndice II e III.

Para a avaliação das incertezas da medição da vazão do refrigerante, foi avaliado o erro entre as vazões medidas no medidor de fluxo do sistema ensaiado, e os valores obtidos a partir de um balanço térmico no evaporador pelo lado do ar pela seguinte equação:

$$\dot{m}_{\text{rcalc}} = \frac{Q_{\text{ar}}}{\Delta_{\text{lr}}} \quad (7.05)$$

Sendo:

\dot{m}_{rcalc} = massa de refrigerante calculada [kg/s]

Q_{ar} = Carga térmica calculada pelo lado do ar [W]

Δ_{lr} = Variação de entalpia do refrigerante no evaporador [J/kg]

O resultado obtido para esta incerteza está mostrado no apêndice IV.

Para o cálculo das incertezas propagadas na avaliação do calor rejeitado, capacidade frigorífica, potência de compressão e do coeficiente de eficácia, os mesmos foram equacionados em função das seguintes variáveis medidas na bancada experimental:

Capacidade frigorífica (Q_{evap})

$$Q_{\text{evap}} = f(\dot{m}_r, P_{\text{evap}}, T_{\text{suc}}, T_{\text{sub}}) = \dot{m}_r [I(T_{\text{suc}}, P_{\text{evap}}) - I(T_{\text{sub}}, x = 0)] \quad (7.06)$$

Calor rejeitado no condensador (Q_{cond})

$$Q_{\text{cond}} = f(\dot{m}_r, P_{\text{cond}}, T_{\text{rsc}}, T_{\text{sub}}) = \dot{m}_r [I(T_{\text{rsc}}, P_{\text{cond}}) - I(T_{\text{sub}}, x = 0)] \quad (7.07)$$

Potência de compressão (Pot)

$$\text{Pot} = f(\dot{m}_r, P_{\text{cond}}, P_{\text{evap}}, T_{\text{suc}}, T_{\text{rsc}}) = \dot{m}_r [I(T_{\text{rsc}}, P_{\text{cond}}) - I(T_{\text{suc}}, P_{\text{evap}})] \quad (7.08)$$

Coeficiente de eficácia (Cop)

$$C_{\text{op}} = f(T_{\text{suc}}, P_{\text{evap}}, P_{\text{cond}}, T_{\text{sub}}, T_{\text{rsc}}) = \frac{I(T_{\text{suc}}, P_{\text{evap}}) - I(T_{\text{sub}}, x = 0)}{I(T_{\text{rsc}}, P_{\text{cond}}) - I(T_{\text{suc}}, P_{\text{evap}})} \quad (7.09)$$

Como o EES trabalha com substituições sucessivas, as derivadas parciais da equação (7.4) são calculadas pela seguinte aproximação numérica:

$$\frac{\partial F}{\partial X_i} \delta X_i \cong F_{i+} - F_0 \quad (7.10)$$

Onde:

F_0 = Valor do resultado calculado com os dados experimentais, ou seja:

$$F_0 = F(X_1, X_2, \dots, X_n)$$

F_{i+} = Valor de F para uma variável X_i acrescida de um pequeno valor ΔX_i , que corresponde a incerteza associada à X_i .

$$F_{i+} = F(X_1, X_2, X_3, \dots, X_i + \Delta X_i, \dots, X_n)$$

Para exemplificar o uso deste método, será calculada a incerteza da capacidade frigorífica pelas equações (7.04), (7.06) e (7.10).

$$Q_{\text{evap}} = f(\dot{m}_r, P_{\text{evap}}, T_{\text{suc}}, T_{\text{sub}}) = \dot{m}_r [I(T_{\text{suc}}, P_{\text{evap}}) - I(T_{\text{sub}}, x = 0)] \quad (7.11)$$

$$Q_{(\text{evap}+i)} \dot{m}_r = \left(\dot{m}_r + \delta \dot{m}_r \right) [I(T_{\text{evap}}, P_{\text{evap}}) - I(T_{\text{sub}}, x = 0)] \quad (7.12)$$

$$Q_{(\text{evap}+i)} T_{\text{suc}} = \dot{m}_r [I(T_{\text{suc}} + \delta T_{\text{suc}}, P_{\text{evap}}) - I(T_{\text{sub}}, x = 0)] \quad (7.13)$$

$$Q_{(\text{evap}+i)} P_{\text{evap}} = \dot{m}_r [I(T_{\text{suc}}, P_{\text{evap}} + \delta P_{\text{evap}}) - I(T_{\text{sub}}, x = 0)] \quad (7.14)$$

$$Q_{(\text{evap}+i)} T_{\text{sub}} = \dot{m}_r [I(T_{\text{suc}}, P_{\text{evap}}) - I(T_{\text{sub}} + \delta T_{\text{sub}}, x = 0)] \quad (7.15)$$

$$\frac{\partial Q_{\text{evap}}}{\partial \dot{m}_r} \delta \dot{m}_r \cong Q_{(\text{evap}+i)} \dot{m}_r - Q_{\text{evap}} \quad (7.16)$$

$$\frac{\partial Q_{\text{evap}}}{\partial T_{\text{evap}}} \delta T_{\text{suc}} \cong Q_{(\text{evap}+i)} T_{\text{suc}} - Q_{\text{evap}} \quad (7.17)$$

$$\frac{\partial Q_{\text{evap}}}{\partial P_{\text{evap}}} \delta P_{\text{evap}} \cong Q_{(\text{evap}+i)} P_{\text{evap}} - Q_{\text{evap}} \quad (7.18)$$

$$\frac{\partial Q_{\text{evap}}}{\partial T_{\text{sub}}} \delta T_{\text{sub}} \cong Q_{(\text{evap}+i)} T_{\text{sub}} - Q_{\text{evap}} \quad (7.19)$$

$$\delta Q_{\text{evap}} = \left[\left(\frac{\partial Q_{\text{evap}}}{\partial \dot{m}_r} \delta \dot{m}_r \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{\text{evap}}}{\partial T_{\text{suc}}} \delta T_{\text{suc}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{\text{evap}}}{\partial P_{\text{evap}}} \delta P_{\text{evap}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{\text{evap}}}{\partial T_{\text{sub}}} \delta T_{\text{sub}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7.20)$$

Analogamente se calculam as incertezas das outras variáveis.

O procedimento acima descrito foi utilizado através do Programa EES para a determinação das incertezas associadas às referidas variáveis e os resultados são apresentados na tabela 7-10.

Tabela7-10. Incertezas propagadas para o Calor Rejeitado, Capacidade Frigorífica, potência de compressão e coeficiente de eficácia.

Teste	Incertezas $Q_{cond}(W)$			Incertezas $Q_{evap}(W)$			Incertezas $Pot_{comp}(W)$			Incertezas Cop		
	$Q_{cond}(W)$	$\bar{\delta} (+,-)$	$\Delta\%$	$Q_{evap}(W)$	$\bar{\delta} (+,-)$	$\Delta\%$	$Pot_{comp}(W)$	$\delta (+,-)$	$\Delta\%$	Cop	$\bar{\delta} (+,-)$	$\Delta\%$
1	1960,00	56,56	2,89	1672,00	48,21	2,88	288	9,20	3,19	5,80	0,08	1,41
2	1976,00	54,94	2,78	1716,00	47,59	2,77	260	8,41	3,23	6,50	0,11	1,69
3	2223,00	53,57	2,41	1884,00	45,31	2,40	339	9,46	2,79	5,55	0,08	1,50
4	1897,00	55,89	2,95	1629,00	47,94	2,94	267,6	8,81	3,29	6,10	0,09	1,54
5	1902,00	55,48	2,92	1632,00	47,54	2,91	270	8,73	3,23	6,10	0,09	1,52
6	1916,00	55,56	2,90	1657,00	47,96	2,89	259,5	8,45	3,26	6,38	0,10	1,63
7	1861,00	55,97	3,01	1594,00	48	3,01	262,4	8,65	3,30	6,00	0,09	1,53
8	1796,00	56,25	3,13	1533,00	48,05	3,13	263	8,90	3,38	5,83	0,09	1,48
9	1807,00	56,07	3,10	1545,00	47,93	3,10	261,5	8,80	3,37	6,00	0,09	1,47
10	1922,00	55,27	2,88	1649,00	47,37	2,87	272	8,70	3,20	6,10	0,09	1,52
11	1816,00	56,12	3,09	1559,00	48,12	3,09	257,1	8,80	3,42	6,06	0,09	1,52
12	2001,00	54,74	2,74	1755,00	47,94	2,73	245,4	7,80	3,18	7,20	0,13	1,82

Os resultados fornecidos pela tabela7-10, apresentam um erro máximo propagado de 3,13% para o Calor Rejeitado, 3,13% para a Capacidade Frigorífica, 3,42% para a Potência Frigorífica, e 1,82 % para o Coeficiente de eficácia, o que mostra a boa precisão dos valores medidos pelos instrumentos da bancada.

Como o intervalo de confiança é de 95% para as variáveis medidas, o mesmo será transportado para os resultados calculados.

Finalmente, após a análise efetuada, concluímos que os valores obtidos através do programa de simulação representam com boa concordância os valores experimentais da bancada de testes, comprovando assim a validade das equações estabelecidas para o modelo matemático na simulação do sistema de refrigeração ensaiado dentro da faixa de operação determinada pelo fabricante. Desta forma, o modelo matemático estabelecido para este sistema de ar condicionado representa de forma adequada uma simulação bastante fiel do desempenho real do sistema.

CONCLUSÕES

Ao iniciarmos o projeto, a preocupação principal foi à elaboração de um modelo matemático que considerasse a maioria dos fenômenos físicos que acontecem em cada componente do sistema, onde procuramos desenvolver um modelo que descrevesse da melhor forma possível o comportamento real da central de ar condicionado analisada. O esforço realizado neste sentido foi satisfatoriamente recompensado, dado que os resultados obtidos na simulação para todas as variáveis de interesse como a capacidade frigorífica, o calor rejeitado no condensador, as temperaturas de condensação do refrigerante e de saída do ar no evaporador, a potência de compressão, o coeficiente de eficácia e as demais variáveis analisadas, apresentaram comportamento consistente assumindo valores comparáveis aos resultados obtidos experimentalmente.

Os resultados da análise demonstram que o modelo desenvolvido pode ser utilizado como ferramenta de projeto para melhoria dos componentes utilizados no equipamento atual e desenvolvimento de um novo produto similar ao ensaiado.

Em relação ao EES (Engineering Equation Solver), este software apresenta algumas vantagens, como as propriedades termodinâmicas e de transporte de quase todos os refrigerantes além da possibilidade de trabalhar diretamente com o método das substituições sucessivas, introduzindo valores iniciais as variáveis e iterando estes valores até que a convergência dos valores seja atingida com um erro desprezível. O software ainda apresenta a vantagem da realização do cálculo de incertezas para as variáveis que estejam sendo calculadas como função de outras variáveis que possam ser medidos no local do evento considerado e cujas incertezas são conhecidas.

Na parte experimental, a maior dificuldade encontrada foi à regulação da temperatura de entrada do ar no evaporador, a qual foi conseguida regulando o termostato do ar condicionado do local de trabalho do equipamento, ou aquecendo o ar nas resistências elétricas do duto de insuflamento.

Para a realização das medições de temperatura através dos termopares, os mesmos foram devidamente isolados da influência do meio ambiente, o que contribuiu para a minimização de erros de transmissão de sinal para o sistema de aquisição de dados.

Quanto ao modelo de simulação, verificou-se que quantitativamente os resultados obtidos na maioria das variáveis de interesse confirmam fielmente os experimentais, conforme foi observado através do erro entre os valores simulados e experimentais. Para todas as variáveis de interesse analisadas, o erro máximo obtido foi de 8,72% em relação a potência de compressão, sendo que este valor não foi muito significativo para a maioria dos testes realizados. Por outro lado, a análise de incertezas realizada no capítulo anterior, apresentaram erro máximo propagado de 3,13% para o Calor Rejeitado, 3,13% para a Capacidade Frigorífica, 3,42% para a Potência Frigorífica, e 1,82 % para o Coeficiente de eficácia. Desta forma, os resultados obtidos pelo programa de simulação para todas as variáveis de interesse podem ser considerados excelentes.

RECOMENDAÇÕES

Para trabalhos futuros, algumas recomendações tanto da parte experimental como da parte de elaboração do modelo, seria interessante introduzir na bancada de provas um controle melhor das condições externas do ar que atravessa o condensador, como por exemplo, uma resistência elétrica de aquecimento devidamente instalada neste componente e controlada por um reostato variável.

Para as leituras de pressão, substituir os manômetros por transdutores de pressão eletrônicos para aumentar a confiabilidade dos valores lidos por estes instrumentos.

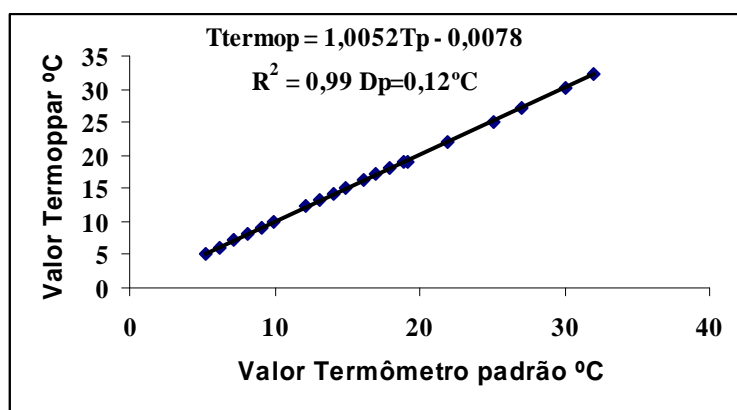
Em relação ao compressor, substituí-lo por outro que permita a variação de sua rotação com a finalidade de avaliar a influência deste parâmetro nas variáveis analisadas, o que permitiria um estudo melhor do desempenho térmico do sistema simulado. No modelo de simulação, a melhora pode ser introduzida na implementação de subprogramas mais elaborados que incorporassem a modelagem de condensadores e evaporadores distintos dos estudados, como por exemplo os evaporadores de placas além do modelamento do regime transitório do sistema, com a incorporação do filtro secador e do depósito de líquido que não foram considerados neste trabalho.

Finalmente recomendamos o uso do software EES, pela significativa ajuda que representa ao proporcionar todos os recursos para a simulação de sistemas térmicos.

Finalizando, podemos dizer que o sistema analisado está muito bem representado pelo modelo matemático proposto neste trabalho.

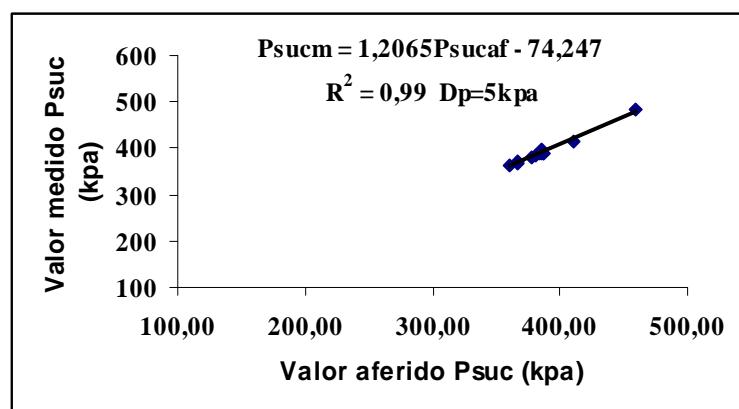
Apêndice I- Aferição do termopar.

Aferição dos termopares	
Terpadrão (°C)	Temopar (°C)
18,89	18,9
17,88	18,1
16,9	17,1
16,1	16,2
14,9	15,2
14,1	14,2
13,1	13,2
12,1	12,3
9,9	10,1
9,1	9,2
8,2	8,1
7,2	7,1
6,2	6,1
5,2	5,1
19,2	19,1
21,9	22,1
25,1	25
27,1	27,2
30,1	30,2
32	32,2



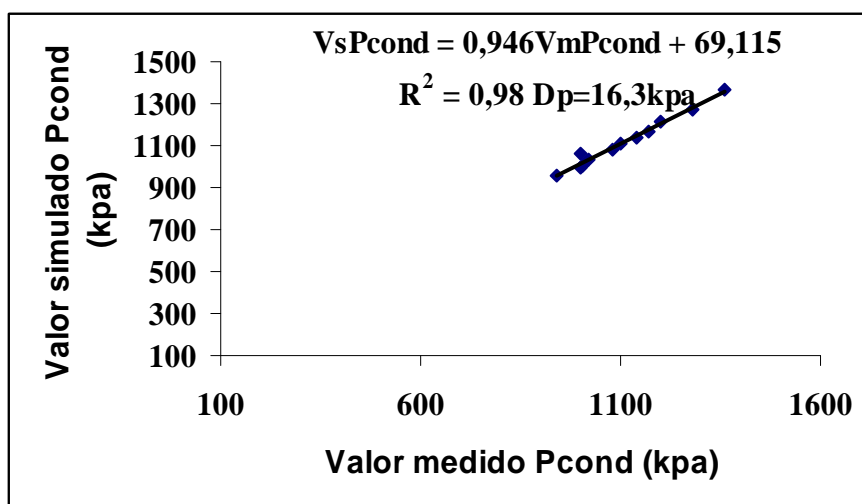
Apêndice II- Aferição do manômetro de sucção.

Aferição da pressão de sucção	
Valor medido (kpa)	Valor aferido (kpa)
380,00	384
460,00	484
385,00	396
384,00	389
387,00	390
385,00	390
378,00	381
361,00	362
366,00	368
387,00	390
366,00	370
410,00	414



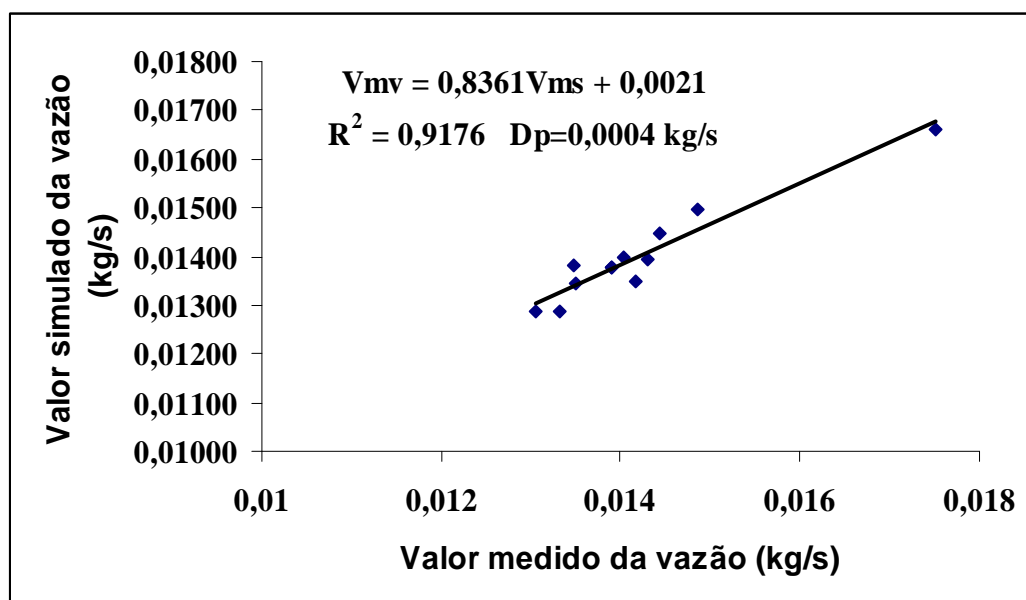
Apêndice III- Aferição do manômetro de condensação.

Aferição da pressão de condensação	
Valor lido (kpa)	Valor aferido (kpa)
940	960
1001	996
1005	1008
1020	1033
1000	1058
1078	1084
1100	1110
1140	1136
1170	1163
1200	1218
1280	1276
1362	1365



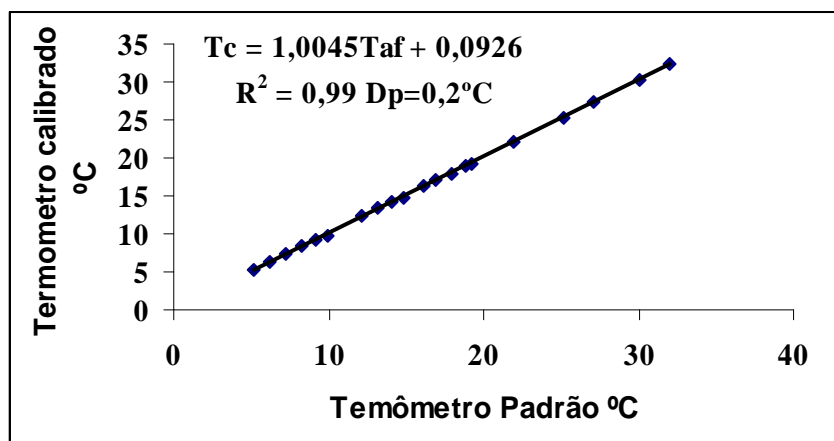
Apêndice IV-Aferição do medidor de fluxo do refrigerante.

Aferição da vazão de refrigerante	
Valor medido (kg/s)	Valor aferido (kg/s)
0,01389	0,01379
0,01444	0,01447
0,0175	0,0166
0,01417	0,01349
0,01431	0,01392
0,01403	0,01400
0,01389	0,01377
0,01333	0,01286
0,01347	0,01380
0,01350	0,01344
0,01306	0,01287
0,01486	0,01496



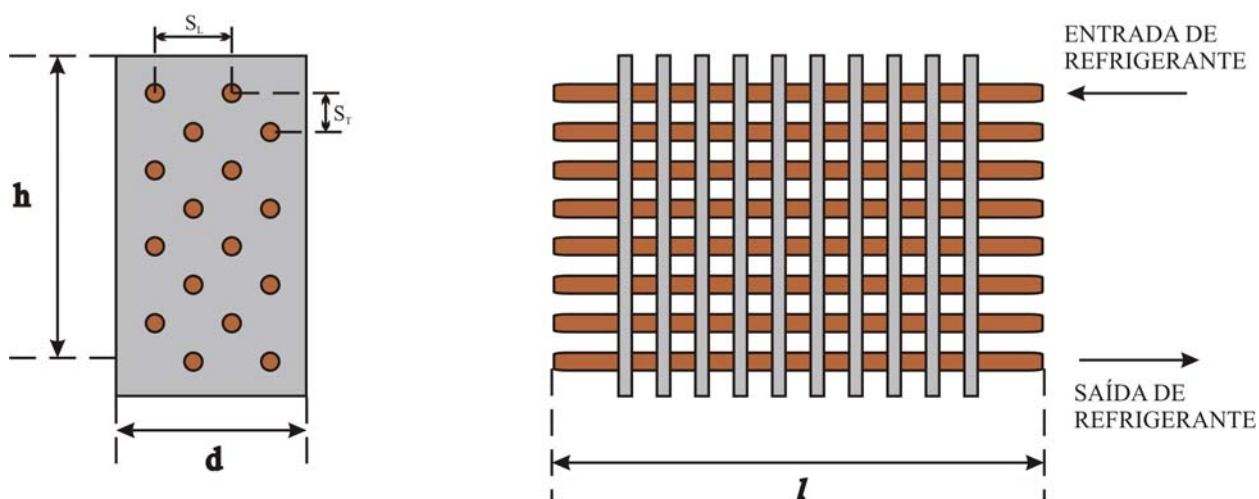
Apêndice V-Aferição dos termômetros de bulbo seco e úmido.

Aferição dos termômetros	
Terpadrão (°C)	Term equip (°C)
18,89	19
17,88	18
16,9	17,2
16,1	16,3
14,9	14,7
14,1	14,3
13,1	13,4
12,1	12,4
9,9	9,8
9,1	9,3
8,2	8,3
7,2	7,4
6,2	6,4
5,2	5,3
19,2	19,3
21,9	22,2
25,1	25,2
27,1	27,4
30,1	30,3
32	32,3



Apêndice VI-Geometria do evaporador e condensador.

ORNL-DWG 81-4752



l = Comprimento do trocador de calor

d = Largura do trocador de calor

S_L = espaço entre os tubos na direção da largura

S_T = Espaço na direção da altura entre os tubos

h = Altura do trocador de calor.

N_r = Número de rows

D_{nc} = Diâmetro nominal dos tubos

D_{ec} = D_{nc} = Diâmetro externo

esp = Espessura do tubo

D_i = $D_{ec} - 2 * esp$ = Diâmetro interno dos tubos

L = Comprimento do trocador de calor

N_v = Numero de tubos por row (coluna horizontal)

N_{tot} = Numero total de tubos

$L_{tot} = l * N_{tot}$ (Comprimento total de percurso do refrigerante ao longo do trocador de calor)

$h = N_v * S_T$

$d = N_r * S_L$

F_p = Numero de aletas por metro

$N_f = L * F_p$ = Numero de aletas do trocador de calor

$A_{fr} = L * h$ = Área frontal do trocador de calor

t = Espessura das aletas

$f_c = 2 \cdot F_p \cdot L \cdot N_{tot} \cdot (S_L \cdot S_T - 3,14 \cdot (Dec^2/4))$ (Área das aletas}

$A_{tc} = N_{tot} \cdot 3,14 \cdot Dec \cdot L_c \cdot (1 - F_{pc} \cdot t_c)$ (Área externa dos tubos expostos ao
fluxo de calor)

$A_{tec} = A_{fc} + A_{tc}$ (Área total externa de troca de calor)

$A_{tic} = N_{tot} \cdot l \cdot 3,14 \cdot D_i$ (Área total interna de troca de calor)

$A_i = 3,14 \cdot D_i^2/4$ (Área da secção transversal interna)

$A_{ec} = 3,14 \cdot Dec^2/4$ (Área da secção transversal externa dos tubos).

$A_{free} = l \cdot N_v \cdot (S_T - Dec) \cdot (1 - F_p \cdot t)$ (Área mínima de passagem do ar)

$AFA = Dec \cdot (1 - F_p \cdot t) / D_i$ {Razão Área dos tubos expostos ao fluxo de calor/Área
interna de troca de calor}

$\Lambda = 2 \cdot F_p \cdot (S_L \cdot W_L - 3,14 \cdot (Dec^2/4)) / \pi \cdot D_i$ (Razão Área das aletas/Área
interna de troca de calor)

Apêndice VII- Métodos matemáticos para a solução de sistemas de equações algébricas não lineares

Entre os métodos matemáticos utilizados na simulação de sistemas estão basicamente os métodos de Newton, método de Quase Newton e o método de substituição sucessivas, o qual é utilizado no software Engineering Equation Solver. Nesta seção, faremos uma breve descrição dos princípios utilizados nestes métodos.

Método de Newton-Raphson

Este método é iterativo e requer uma solução ou tentativa inicial das variáveis ou incógnitas $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$ que compõem o sistema de $G_1(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n), G_2(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n), \dots, G_n(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n)$ equações não lineares.

Neste método são definidos os seguintes funcionais:

$$f_1(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) = G_1(X_1, X_2, X_3, \dots) - X_1$$

$$f_2(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) = G_2(X_1, X_2, X_3, \dots) - X_2$$

$$f_3(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) = G_3(X_1, X_2, X_3, \dots) - X_3$$

.

.

.

$$f_n(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) = G_n(X_1, X_2, X_3, \dots) - X_n$$

O método consiste em se determinar os valores das variáveis $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$, para os quais se anulam os funcionais:

Desta forma, ao se atribuir uma solução inicial às variáveis ($X_{1t}, X_{2t}, X_{3t}, \dots, X_{nt}$), os funcionais são avaliados, e para cada iteração chegaremos a novos valores de $X_{1c}, X_{2c}, X_{3c}, \dots, X_{nc}$, até que as soluções temporárias convergem para a solução final dentro de uma margem de erro estabelecido para os funcionais.

Em termos práticos, os funcionais $f_1, f_2, f_3, \dots, f_n$ são desenvolvidas em série de Taylor até a primeira derivada, sendo então obtidas todas as derivadas parciais de todas as funções com relação a todas as variáveis.

$$\begin{aligned}
 f_n(X_{1t}, X_{2t}, X_{3t}, \dots, X_{nt}) &\approx f_n(X_{1c}, X_{2c}, X_{3c}, \dots, X_{nc}) + \frac{\partial f_n(X_{1t}, X_{2t}, X_{3t}, \dots, X_{nt})}{\partial X_1} (X_{1t} - X_{1c}) + \\
 &\frac{\partial f_n(X_{1t}, X_{2t}, X_{3t}, \dots, X_{nt})}{\partial X_2} (X_{2t} - X_{2c}) + \frac{\partial f_n(X_{1t}, X_{2t}, X_{3t}, \dots, X_{nt})}{\partial X_3} (X_{3t} - X_{3c}) \dots \dots \dots + \\
 &\frac{\partial f_n(X_{1t}, X_{2t}, X_{3t}, \dots, X_{nt})}{\partial X_n} (X_{nt} - X_{nc})
 \end{aligned}$$

Escrevendo na forma matricial, e incluindo todas as funções, o seguinte sistema é obtido:

$$\begin{array}{c}
 \left. \begin{array}{ccc}
 \frac{\partial f_1}{\partial X_1} & \frac{\partial f_1}{\partial X_2} & \dots \dots \dots \frac{\partial f_1}{\partial X_n} \\
 \frac{\partial f_2}{\partial X_1} & \frac{\partial f_2}{\partial X_2} & \dots \dots \dots \frac{\partial f_2}{\partial X_n} \\
 \frac{\partial f_3}{\partial X_1} & \frac{\partial f_3}{\partial X_2} & \dots \dots \dots \frac{\partial f_3}{\partial X_n} \\
 \vdots & & \\
 \frac{\partial f_n}{\partial X_1} & \frac{\partial f_n}{\partial X_2} & \dots \dots \dots \frac{\partial f_n}{\partial X_n}
 \end{array} \right| \begin{array}{c}
 X_{1t} - X_{1c} \\
 X_{2t} - X_{2c} \\
 X_{3t} - X_{3c} \\
 \vdots \\
 X_{nt} - X_{nc}
 \end{array} = \begin{array}{c}
 f_1 \\
 f_2 \\
 f_3 \\
 \vdots \\
 f_n
 \end{array}
 \end{array}$$

Resolvendo o sistema acima, $X_{it}-X_{ic}$, é determinado, o qual ao ser subtraído da última solução temporária ($X_{i, \text{velho}}$) resulta numa nova solução temporária de acordo com a equação (6.05) até que a convergência seja obtida.

, onde $i=1, 2, 3, \dots n$.

Método de Quasi-Newton

O método de Quasi-Newton é semelhante ao de Newton-Raphson apenas até a primeira iteração. Nesta fase são calculados a matriz F dos funcionais $f_1, f_2, f_3, \dots, f_n$ e a matriz inversa H das derivadas parciais, através das quais se calcula o vetor correção X pela seguinte equação :

$$X = -H.F$$

A matriz inversa H que foi determinada na primeira iteração extraindo-se a derivada parcial de cada uma das funções com relação a cada variável, será determinada a partir da segunda iteração, através da equação abaixo que não exige mais o cálculo das derivadas parciais, o que facilita a resolução do sistema sem perda da precisão.

$$H_{k+1} = H_k + \frac{(X_k - H_k Y_k) \cdot X_k^T H_k}{X_k^T \cdot H_k \cdot Y_k}$$

$Y_k = F_{k+1} - F_k$ e k e k+1 são o número da iteração atual e da iteração seguinte, sendo T a transposta da matriz.

Este método foi utilizado por Oliveira (1996) na sua tese de dissertação de mestrado, através de um código computacional desenvolvido em Fortran. Para isto, foi necessária a utilização de equações analíticas de todas as propriedades do fluido refrigerante como dados de sub-rotina para o programa principal.

Apêndice VIII- Características técnicas dos componentes da bancada experimental.

Neste item, faremos uma descrição das principais características técnicas dos principais componentes da bancada experimental: compressor, válvula de expansão, evaporador, condensador e dos medidores de pressão temperatura e vazão.

Compressor.

O compressor utilizado é do tipo semi-hermético de compressão de vapor e emprega o R12 como fluido refrigerante. Os principais dados técnicos são:

Fabricante: Copeland

Modelo: KAN2-0050-IA 60 Hz, monofásico, 115 v.

Rotação: 1750 rpm

Número de cilindros: 2

Deslocamento volumétrico: 30,414 cm³ /revolução

Espaço nocivo: 5%

Capacidade de refrigeração e vazão mássica a -6,7 °C/48,9°C: 0,99kW;28,5 kg/h

Capacidade de refrigeração e vazão mássica a 7,2°C/54,4°C: 1,72kW ; 52,5 kg/h

Condensador.

O condensador é do tipo aleta plana resfriado a ar com tubos circulares, com ventilador incorporado para permitir a convecção forçada do ar.

Fabricante: Copeland

Dimensões:

Altura: 300 mm

Largura: 43,99mm

Comprimento: 360 mm

Espaçamento longitudinal entre os tubos (na direção da largura): 22 mm

Espaçamento transversal entre os tubos (na direção da altura): 25,4mm

Número de fileiras de tubos na direção do escoamento do ar: 2

Número de Tubos: 24

Material dos tubos: Cobre

Diâmetro externo dos tubos: 10,2mm

Diâmetro interno dos tubos: 9,438mm

Aletas:

Número de aletas por metro: 315

Espessura das aletas: 0,3302mm

Condutividade térmica: 237 W/m.K

Áreas:

Área frontal: 0,108 m²

Área total externa de troca de calor: 2,845 m²

Área total interna de troca de calor: 0,256 m²

Área ocupada pelas aletas: 2,597 m²

Área mínima de passagem do ar: 0,05883 m²

Diâmetro hidráulico: 3,63mm

Evaporador.

O evaporador é do tipo aleta plana com tubos circulares e está instalado no interior do duto da central para a simulação da carga térmica do sistema através da variação da vazão mássica do ar que o atravessa, insuflado pelo ventilador de rotação variável.

Fabricante: PA HILTON

Dimensões:

Altura: 190,5 mm

Largura: 177,8 mm

Comprimento: 260 mm

Espaçamento longitudinal entre os tubos (na direção da largura): 44,45mm

Espaçamento transversal entre os tubos (na direção da altura): 38,1mm

Número de fileiras de tubos na direção do escoamento do ar: 4

Número de Tubos: 20

Material dos tubos: Cobre

Diâmetro externo dos tubos: 17,17 mm

Diâmetro interno dos tubos: 16,41mm

Aletas:

Número de aletas por metro: 305

Espessura das aletas: 0,381mm

Condutividade térmica: 237 W/m.K

Áreas:

Área frontal: 0,04953 m²

Área total externa de troca de calor: 4,886 m²

Área total interna de troca de calor: 0,2679 m²

Área ocupada pelas aletas: 4,638 m²

Área mínima de passagem do ar: 0,02405 m²

Diâmetro hidráulico: 3,501mm

Válvula de expansão.

A válvula de expansão utilizada é do tipo termostática, com as seguintes características técnicas:

Fabricante: Danfoss

Modelo: TF2

Orifício: 3 mm

Fluido refrigerante: R12

Faixa de trabalho: - 40/+10°C

Capacidade nominal a -40°C considerando a perda de pressão de 10bar: 2.1kW

Capacidade nominal a +10°C considerando a perda de pressão de 10bar: 5.2kW

Comprimento do bulbo: 1, 5m.

Aquecedores elétricos da bancada.

No duto de insuflamento:

Fabricante: PA HILTON

Tipo: Resistência elétrica de arame de aço flexível, com amperagem constante.

Potência elétrica dissipada: 1000W e 500W

No reservatório de água:

PA HILTON, 2500W e 1000W.

Termômetros de bulbo seco e bulbo úmido.

Fabricante: PA HILTON

Comprimento: 300 mm

Resolução: 0.2°C

Incerteza $\pm 0,2^\circ\text{C}$

Faixa de medição: 0 a 50°C

Termopares.

Tipo: Cr/Ni

Incerteza: $\pm 0,12^\circ\text{C}$

Manômetros bourdon.

Sucção:

Fabricante: PA HILTON

Resolução: 2kpa

Faixa de medição: 0 a 2000 kPa

Incerteza: $\pm 5\text{kpa}$

Descarga:

Fabricante: PA HILTON

Resolução: 5kPa

Faixa de medição: 0 a 3400 kPa

Incerteza: $\pm 16,3\text{kPa}$

Medidor de vazão de refrigerante.

Fabricante: PA HILTON

Resolução: 0.2kg/h

Faixa de medição: 0 a 90 kg/h

Incerteza: 0,0004kg/s

Medidor de vazão do ar.

Fabricante: PA HILTON

Diâmetro da placa de orifício: 160 mm

Escala de medição do manômetro inclinado: 0 a 12 mmca

Velocidade máxima do ar insuflado: 2,84 m/s

Medidor da velocidade e temperatura do ar do condensador.

Fabricante: Minipa

Faixa de medição de velocidade: 0a25m/s

Faixa de medição de temperatura: 0a 50°C