


UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Ralney Nogueira de Faria

The seal of the University of Minas Gerais is a circular emblem. It features a central illustration of a building with a flame above it, set against a background of a dotted border. The text "UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS" is written along the top inner edge, and "7 DE SETEMBRO DE 1927" is written along the bottom inner edge. The motto "INCIPIIT VITA NOVA" is inscribed at the bottom of the seal.

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BOMBA DE CALOR A
CO₂ OPERANDO EM CICLO TRANSCRÍTICO E
MODELAGEM DINÂMICA DO CONJUNTO EVAPORADOR
SOLAR-VÁLVULA DE EXPANSÃO**

Belo Horizonte

2013



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BOMBA DE CALOR A
CO₂ OPERANDO EM CICLO TRANSCRÍTICO E
MODELAGEM DINÂMICA DO CONJUNTO EVAPORADOR
SOLAR-VÁLVULA DE EXPANSÃO

RALNEY NOGUEIRA DE FARIA

Belo Horizonte, 05 de julho de 2013

Ralney Nogueira de Faria

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BOMBA DE CALOR A
CO₂ OPERANDO EM CICLO TRANSCRÍTICO E
MODELAGEM DINÂMICA DO CONJUNTO EVAPORADOR
SOLAR-VÁLVULA DE EXPANSÃO**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Calor e fluidos

Orientador: Prof. Dr. Luiz Machado

Coorientador: Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2013

DEDICATÓRIA

Ao meu pai Antônio Nogueira (*in memoriam*) pelo grande exemplo de força, caráter, honestidade e dignidade passada aos seus filhos;

A minha família, em especial a minha mãe Irene, pelo incentivo e orações;

A minha esposa, Meire, só posso dizer que tudo isso está acontecendo graças ao seu incentivo; obrigado por tudo;

Aos meus filhos, Cecília, Álvaro e Miguel, alegria e luz na minha vida.

AGRADECIMENTOS

Durante todo o período de pesquisa e elaboração desta tese, inúmeras dificuldades foram encontradas. Mas todas elas foram superadas porque, direta ou indiretamente, tive a ajuda de algumas pessoas. Assim, agradeço, principalmente:

A Deus pela vida e por ter-me propiciado mais esta conquista;

A toda minha família, pelo apoio e carinho;

Ao professor Dr. Luiz Machado, pelos ensinamentos e acolhimento neste maravilhoso grupo de pesquisa que é o Grupo de Refrigeração e principalmente por depositar tamanha confiança no meu trabalho;

Ao professor Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury, pelo apoio irrestrito em todos os momentos para que este trabalho pudesse ser concluído;

A todos os meus professores do Doutorado, pelos preciosos ensinamentos;

Aos professores, Dr. Kamal Abdel Radi Ismail, Dr. Antônio Carlos Lopez da Costa, Dr. Marcio Fonte Boa Cortez e Dr. Antônio Augusto Torres Maia por terem aceitado fazer parte da banca examinadora;

Ao colega de trabalho Raphael pela parceria neste grande empreendimento chamado CO₂;

A todo pessoal da Secretaria, pela atenção dedicada a todos os alunos de Pós-Graduação;

Ao professor Antônio Lombardo da Universidade de Itaúna pela oportunidade da docência no ensino superior;

Ao grande amigo e colega de trabalho professor Ewerton de Castro de Souza Nogueira pela ajuda na construção de algumas partes do dispositivo experimental e principalmente pelo incentivo;

À empresa Maxtemper, em especial ao seu diretor Sr. Cornélio, pelo apoio na construção de parte do dispositivo experimental.

*“O melhor dos mestres é o estudo.
E a melhor das disciplinas é o trabalho.”
Machado de Assis*

RESUMO

Recentemente, o interesse pelos fluidos naturais tem aumentado por parte das indústrias e comunidade científica como forma de substituição aos tradicionais CFCs e HCFCs. O CO₂ apresenta-se, então, como uma das alternativas mais promissoras principalmente em bombas de calor para aquecimento de água residencial. Neste trabalho, desenvolveu-se uma análise teórica e investigação experimental do comportamento dinâmico do conjunto evaporador solar-válvula de expansão de uma bomba de calor de CO₂ operando em modo transcrito a ser utilizada no aquecimento de água para uso residencial. O CO₂ apresenta propriedades termodinâmicas peculiares que influenciam diretamente no comportamento dinâmico dos sistemas que o utilizam como fluido refrigerante principalmente em relação a parâmetros como: coeficiente convectivo e perda de pressão. Bombas de calor operando com evaporadores solares apresentam COP mais elevados do que as bombas tradicionais, e parâmetros como a radiação solar, temperatura ambiente, área do coletor e o fluido refrigerante influenciam diretamente a eficiência térmica desses sistemas. Modelos matemáticos para o evaporador solar e válvula de expansão foram desenvolvidos utilizando-se das equações de conservação de massa, quantidade de movimento, energia e de correlações extraídas da literatura desenvolvidas exclusivamente para o CO₂. Os resultados obtidos através dos modelos do conjunto evaporador solar-válvula de expansão foram comparados aos resultados obtidos experimentalmente num protótipo construído com dados obtidos na literatura. Medições relativas a temperatura e pressões permitiram a avaliação do perfil de temperatura que foram comparados em relação aos valores alcançados pelo uso do modelo. O estudo comparativo permitiu concluir que o modelo desenvolvido apresenta-se como uma ferramenta bastante útil para análise do comportamento dinâmico da bomba de calor.

Palavras-chave: CO₂. Bomba de Calor. Modelagem Dinâmica. Evaporador Solar.

ABSTRACT

Recently, the interest for natural fluids has increased by industry and scientific community as a way of replacing the traditional CFCs and HCFCs. Then, the CO₂ presents itself as one of the most promising alternatives especially in heat pumps for residential water heating. In this work, it was developed a theoretical and experimental investigation of the dynamic behavior of the CO₂ heat pump's solar evaporator and expansion valve, operating in transcritical mode, used to heat water for residential use. The CO₂ presents peculiar thermodynamic properties that directly influence the dynamic behavior of systems that use it primarily as refrigerant in relation to parameters such as convective coefficient and pressure loss. Heat pumps, operating with solar evaporators, have higher COP than traditional pumps, and parameters, such as, solar radiation, ambient temperature, collector area and fluid refrigerant affect the thermal efficiency of these systems. Mathematical models for the solar evaporator and expansion valve were developed using the equations of conservation of mass, momentum, energy and correlations drawn from the literature developed exclusively for CO₂. The results obtained from the models of the solar evaporator and expansion valve were compared with the experimental results in a prototype built with data got from literature. Measurements of temperature and pressure allowed the determination of temperature profile that were then compared to the values obtained by using the model. The comparative study concluded that the developed model presents as a useful tool for analyzing the dynamic behavior of the heat pump.

Key Words: CO₂. Heat Pump. Dynamical Modelling. Solar Evaporator.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 -	Diagrama de fase CO ₂	21
FIGURA 1.2 -	Ciclo transcrito.....	22
FIGURA 2.1 -	Configuração de escoamentos bifásicos em tubos horizontais.....	27
FIGURA 2.2 -	Configurações de escoamento e coeficiente de transferência de calor por ebulição no interior de um tubo horizontal.....	28
FIGURA 2.3 -	Previsão da configuração do escoamento do CO ₂ durante o processo de evaporação.....	31
FIGURA 2.4 -	Gráfico representando a variação de parâmetros de desempenho com relação à razão entre as áreas dos trocadores de calor e o diâmetro do tubo capilar para $\varepsilon = 0.0015$, velocidade do compressor = 2900 rpm e $T_{wi} = 30^{\circ}C$	45
FIGURA 2.5 -	Validação dos resultados numéricos em relação aos dados experimentais.....	47
FIGURA 2.6 -	Representação esquemática da bomba de calor com evaporador solar plano.....	52
FIGURA 3.1 -	Representação do protótipo da bomba de calor em vista isométrica.....	56
FIGURA 3.2 -	Representação do protótipo da bomba de calor em vista frontal.....	56
FIGURA 3.3 -	Representação esquemática do evaporador solar projetado.....	65
FIGURA 3.4 -	Fluxograma com resumo dos tipos de compressores.....	67
FIGURA 3.5 -	Compressor EK6210CD.....	68
FIGURA 3.6 -	Representação do resfriador com as condições de operação.....	70
FIGURA 3.7 -	Válvula de agulha SWAGELOK Modelo SS-31RS4.....	75
FIGURA 3.8 -	Fluxograma da bomba de calor utilizado na aquisição das temperaturas.....	77
FIGURA 3.9 -	Detalhes construtivos do resfriador de gás.....	78
FIGURA 3.10 -	Detalhes referentes à aplicação do isolamento no resfriador de gás.....	78
FIGURA 3.11 -	Protótipo final da bomba de calor.....	79
FIGURA 4.1 -	Representação esquemática das variáveis de entrada e da variável de saída do compressor.....	86
FIGURA 4.2 -	Representação esquemática das variáveis de entrada e da variável de saída da válvula de expansão.....	88
FIGURA 4.3 -	Representação esquemática das variáveis de entrada e da variável de saída do evaporador.....	90
FIGURA 4.4 -	Volume de controle para um escoamento bifásico dentro de um tubo....	93
FIGURA 4.5 -	Dimensões relativas à placa e ao tubo.....	96
FIGURA 4.6 -	Balanco de energia na aleta.....	96
FIGURA 4.7 -	Detalhamento do elemento de controle para o balanço de energia na aleta.....	97
FIGURA 4.8 -	Representação esquemática de um escoamento bifásico num tubo horizontal e seus respectivos parâmetros geométricos para caracterização do escoamento.....	99
FIGURA 4.9 -	Comparação entre os ajustes obtidos através da Série de Fourier e Polinomial para o índice de transparência referente ao mês de janeiro....	113
FIGURA 4.10 -	Fluxograma do modelo do evaporador.....	126
FIGURA 5.1 -	Evolução das vazões mássicas do CO ₂ após uma partida da bomba de calor.....	132
FIGURA 5.2 -	Evolução temporal da pressão de entrada do evaporador após uma partida da bomba de calor.....	133

FIGURA 5.3 -	Evolução temporal do rendimento volumétrico.....	134
FIGURA 5.4 -	Evolução da massa específica após uma partida da bomba de calor.....	135
FIGURA 5.5 -	Evolução do grau de superaquecimento após uma partida da bomba de calor.....	135
FIGURA 5.6 -	Evolução temporal da temperatura de evaporação após uma partida da bomba de calor.....	136
FIGURA 5.7 -	Evolução das vazões mássicas e de massa de fluido após uma partida da bomba de calor.....	137
FIGURA 5.8 -	Evolução espacial-temporal do coeficiente convectivo interno no evaporador solar.....	138
FIGURA 5.9 -	Evolução espacial-temporal do coeficiente convectivo interno no evaporador solar, representação tridimensional.....	138
FIGURA 5.10 -	Evolução temporal do título ao longo do comprimento do evaporador.....	139
FIGURA 5.11 -	Coefficiente de transferência de calor e título ao longo do comprimento do evaporador considerando o tempo de 200 s – regime permanente.....	139
FIGURA 5.12 -	Coefficiente de transferência de calor e título obtidos através do modelo de CHENG em comparação com os dados experimentais de TANAKA.....	140
FIGURA 5.13 -	Temperaturas do fluido, parede e do ambiente em função do comprimento do evaporador – tempo 200 s – regime permanente.....	141
FIGURA 5.14 -	Evolução espacial-temporal da temperatura de evaporação representação tridimensional.....	141
FIGURA 5.15 -	Evolução temporal da perda de pressão no evaporador.....	142
FIGURA 5.16 -	Evolução temporal do grau de superaquecimento obtidos através do uso do modelo e experimentalmente – Dia 25/04/2013 – 10:42 a 10:46 horas.....	144
FIGURA 5.17 -	Evolução da temperatura do fluido na entrada do evaporador solar obtidos através do uso do modelo e experimentalmente – Dia 25/04/2013 – 10:42 a 10:46 horas.....	145
FIGURA 5.18 -	Evolução da temperatura do fluido na saída do evaporador solar obtidos através do uso do modelo e experimentalmente – Dia 25/04/2013 – 10:42 a 10:46 horas.....	145
FIGURA 5.19 -	Evolução do coeficiente convectivo interno no evaporador solar em regime permanente, tempo 240 s obtidos através do modelo – Dia 25/04/2013 – 10:42 a 10:46 horas.....	146
FIGURA 5.20 -	Caracterização do padrão de escoamento no evaporador solar em regime permanente, tempo 240 s obtidos através do modelo – Dia 25/04/2013 – 10:42 a 10:46 horas.....	147
FIGURA 5.21 -	Evolução temporal do rendimento do evaporador solar – Data 25/04/2013 – 10:42 a 10:46 horas.....	148

LISTA DE TABELAS

TABELA 1.1 -	Características comparativas do CO ₂ em relação a alguns fluidos refrigerantes.....	20
TABELA 3.1 -	Dados referentes ao ponto de operação da bomba de calor.....	57
TABELA 3.2 -	Grandezas relativas ao evaporador solar.....	66
TABELA 3.3 -	Resumo de dados compressor EK6210CD.....	68
TABELA 3.4 -	Grandezas relativas ao condensador/resfriador de gás.....	72
TABELA 4.1 -	Cálculo do índice de transparência – dados relativos ao mês de janeiro..	111
TABELA 5.1 -	Condição de operação utilizada para simular o comportamento do conjunto evaporador-válvula de expansão com valores obtidos através do uso do modelo.....	129
TABELA 5.2 -	Parâmetros de entrada da válvula de expansão utilizados na simulação..	131
TABELA 5.3 -	Parâmetros de saída do compressor utilizados na simulação.....	131
TABELA 5.4 -	Dados experimentais utilizados como dados de entrada do modelo.....	143
TABELA 5.5 -	Resultado base e incerteza de medição para as temperaturas obtidas em regime permanente para temperatura de evaporação de 0°C dia 29/04/2013.....	149
TABELA 5.6 -	Resultado base e incerteza de medição para as pressões obtidas em regime permanente para temperatura de evaporação de 0°C dia 29/04/2013.....	149

NOMENCLATURA

Letras Latinas

A	Área	m^2
C_p	Calor específico à pressão constante	$\frac{J}{kgK}$
D	Diâmetro do tubo	m
d	Diâmetro do tubo interno	m
E	Fator de intensificação	
G	Velocidade mássica	$\frac{kg}{m^2 s}$
H	Coefficiente de transferência de calor	$\frac{W}{m^2 K}$
h	Entalpia	$\frac{J}{kg}$
I	Irradiação incidente por unidade de área	$\frac{W}{m^2}$
k	Condutividade térmica	$\frac{W}{mK}$
L	Comprimento característico	m
M	Massa molecular	$\frac{kg}{kmol}$
\dot{m}	Vazão mássica	$\frac{kg}{s}$
S_{sup}	Fator de supressão	

T	Temperatura	°C, K
t	Espessura da aleta	<i>m</i>
U	Coefficiente global de transferência de calor	$\frac{W}{m^2 K}$
Z	Comprimento do tubo	<i>m</i>
x	Título	

Letras Gregas

α	Fração de vazio	
β	Coefficiente de expansão	K^{-1}
χ	Parâmetro de Martinelli	
δ	Espessura da camada de filme	<i>m</i>
ϕ	Multiplicador de atrito bifásico	
η	Rendimento	
μ	Viscosidade dinâmica	$\frac{kg}{sm}$
ρ	Massa específica	$\frac{kg}{m^3}$
σ	Tensão superficial	$\frac{N}{m}$
θ	Ângulo de secamento, ângulo de inclinação	Radianos

Subscritos

a	aleta
---	-------

ae	água entrada
as	água saída
arc	arco fora da aleta
b	superfície primária
bf	bifásico
c	corrigido
crit	crítico
critt	crítico no topo
e	externo, entrada
ebu	ebulição
ec	ebulição convectiva
en	ebulição nucleada
ev	evaporador
fe	fluido na entrada
fs	fluido na saída
flo	fator de atrito considerando somente o escoamento líquido
i	interno
IA	transição intermitente-anular
l	líquido
lm	condições de média logarítmica
lv	líquido-vapor
p	perímetro

rad	radiação
red	reduzida
s	saída
st	secção transversal
t	total
u	perímetro molhado
v	vapor
wi	parede interna
we	parede externa
∞	referente ao fluido externo corrente livre
0	referente a condição inicial

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - CONSIDERAÇÕES INICIAIS	18
1.1 Introdução	18
1.2 Objetivos da pesquisa	23
1.3 Estrutura da tese	24
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	25
2.1 Introdução	25
2.2 Transferência de calor e configuração do escoamento bifásico	26
2.3 Coeficientes de transferência de calor e estimativa da perda de pressão em escoamento bifásico para o CO ₂	29
2.4 Estudos teórico e experimental de bombas de calor	38
2.4.1 Estudos teórico e experimental de bombas de calor operando com CO ₂	40
2.4.2 Estudos teórico e experimental de bombas de calor operando com evaporador solar	51
2.5 Conclusão	53
CAPÍTULO 3 - MATERIAIS E MÉTODOS	55
3.1 Introdução	55
3.2 Projeto do dispositivo experimental	55
3.3 Evaporador solar	57
3.3.1 Dimensionamento do evaporador solar: região bifásica	57
3.3.2 Dimensionamento do evaporador solar: região monofásica	64
3.4 Compressor	66
3.5 Condensador/Resfriador de Gás	68
3.6 Válvula de expansão	72
3.7 Sistemas de medição	75
3.7.1 Medidores de temperatura	75
3.7.2 Medidor de pressão	75
3.7.3 Medidor de vazão	75
3.8 Sistema de aquisição de dados	76
3.9 Construção do dispositivo experimental	77

3.10	Metodologia utilizada na realização dos ensaios experimentais	79
3.11	Incertezas das medições.....	79
3.11.1	Estimativa da correção e incerteza expandida em medições direta.....	81
3.12	Conclusão	83

CAPÍTULO 4 - MODELAGEM DINÂMICA DO CONJUNTO

EVAPORADOR SOLAR-VÁLVULA DE EXPANSÃO	85	
4.1	Introdução	85
4.2	Modelo do compressor	85
4.3	Modelo do mecanismo de expansão	87
4.4	Modelo do evaporador solar	89
4.4.1	Formulação do modelo e método de solução das equações	89
4.4.2	Metodologia de solução das equações do fluido refrigerante	91
4.4.3	Perda de pressão na região bifásica e monofásica	92
4.4.4	Balço de energia aplicado à parede do tubo	95
4.5	Coefficiente de transferência de calor interno	98
4.5.1	Equações relativas à transferência de calor interno escoamento bifásico	98
4.5.2	Equações relativas à transferência de calor interno escoamento monofásico	106
4.6	Equações relativas à transferência de calor externo	107
4.6.1	Modelagem da radiação solar absorvida pelo evaporador solar	107
4.6.2	Coefficiente de transferência de calor por radiação entre a placa e o ambiente	114
4.6.3	Coefficiente de transferência de calor devido à ação dos ventos	114
4.6.4	Coefficiente de transferência de calor por condensação	115
4.7	Análise do desempenho do coletor	122
4.8	Metodologia de simulação	124
4.9	Conclusão	127

CAPÍTULO 5 - ANÁLISE DOS RESULTADOS TÉORICOS E

EXPERIMENTAIS	128	
5.1	Introdução	128
5.2	Simulação teórica e análise dos resultados experimentais	128

5.2.1	Caracterização do comportamento em regime transiente e permanente obtidos por meio do uso do modelo	128
5.2.1.1	Determinação dos passos temporal e espacial	129
5.2.1.2	Resultados obtidos com o uso do modelo da válvula de expansão, compressor e evaporador solar – Simulações Computacionais	131
5.2.2	Estudo comparativo do comportamento transiente e permanente obtido na simulação com os dados experimentais – Validação do Modelo.....	143
5.3	Análise do rendimento do evaporador solar	147
5.4	Análise das incertezas das medições	148
5.5	Conclusão	150
CAPÍTULO 6 – CONCLUSÃO		151
REFERÊNCIAS		154
APÊNDICE A		159

CAPÍTULO 1

CONSIDERAÇÕES INICIAIS

1.1 Introdução

O Dióxido de Carbono (CO₂, ASHARE-R-744) é uma substância natural presente em inúmeros processos naturais, como a fotossíntese; e industriais, como o gelo seco, sistemas de proteção contra incêndios, dentre outros. Como fluido refrigerante, o Dióxido de Carbono foi um dos primeiros refrigerantes utilizados em sistemas de refrigeração por compressão mecânica, principalmente em sistemas marítimos, mas também em ar condicionado e sistemas estacionários de refrigeração, sendo largamente utilizado até a Segunda Guerra Mundial quando inicia o seu declínio como fluido de refrigeração. O declínio deve-se em grande parte ao advento dos fluidos sintéticos halogenados (CFCs, HCFCs) considerados seguros e ideais para os sistemas de refrigeração daquela época. Outros fatores que contribuíram para o declínio do CO₂ são: os sistemas de refrigeração, que utilizavam como fluidos de trabalho os CFCs e HCFCs, operavam com baixa pressão principalmente em ambientes cujas temperaturas eram elevadas comparadas ao CO₂, que apresentava perda de capacidade e eficiência em altas temperaturas; *marketing* agressivo por parte dos fabricantes em relação aos produtos que utilizavam os fluidos CFCs; falha por parte dos fabricantes de sistemas de refrigeração por CO₂ em melhorar e modernizar os sistemas e equipamentos.

Essa situação de declínio é radicalmente alterada pela assinatura de dois protocolos: Montreal e Kyoto. Esses protocolos promoveram uma verdadeira revolução na indústria da refrigeração.

O Protocolo de Montreal é um tratado internacional no qual os países signatários se comprometem a substituir as substâncias que demonstraram reação química com o ozônio na parte superior da estratosfera. Dentre as Substâncias Destruidoras da Camada de Ozônio (SDOs) estão os Clorofluocarbonos (CFCs), Halons, Tetracloretos de Carbono (CTCs) e Hidroclorofluorcarbono (HCFCs). O Protocolo de Montreal entrou em vigor em 1/1/1989, sendo revisado em Londres (1990), Copenhague (1992), Viena (1995), Montreal (1997) e Pequim (1999).

Para garantir o cumprimento do Protocolo de Montreal foi criado, em 1990, o Fundo Multilateral (FML). Esse fundo é administrado por um Comitê Executivo e suprido por países desenvolvidos. Os projetos apoiados pelo FML são executados em múltiplos países com a colaboração de agências internacionais das Nações Unidas.

O Protocolo de Kyoto é uma emenda ao tratado internacional sobre mudanças climáticas conduzidas pela Convenção Básica das Nações Unidas sobre mudanças climáticas (UNFCCC). O UNFCCC é um tratado sobre o meio ambiente estabelecido durante a Conferência das Nações Unidas sobre o Meio Ambiente e Desenvolvimento que ocorreu em 1992, no Rio de Janeiro, e tinha como propósito reduzir o efeito estufa e combater o aquecimento global. O Protocolo de Kyoto tem como atribuição estabelecer limites de emissão obrigatória para a redução das emissões de gases de efeito estufa para os países signatários, tendo como principal objetivo a estabilização das concentrações de gases de efeito estufa na atmosfera a níveis que evitem uma interferência perigosa no sistema climático.

Como consequência da diminuição da camada de ozônio devido aos CFCs, o Protocolo de Montreal, de 1996, determinou a substituição desses tradicionais fluidos, provocando uma verdadeira revolução na indústria de ar condicionado, bombas de calor e de refrigeração em geral o que ocasionou a substituição dos CFC e HCFC em decorrência das restrições impostas por esse protocolo.

Com o desenvolvimento de novos refrigerantes HFCs, esperava-se ter alcançado uma condição ideal para a substituição aos CFCs, porém eles ainda apresentam alto valor associado ao GWP (*Global Warming Potential*) obrigando que sejam regulamentados de acordo com o Protocolo de Kyoto devido ao potencial que apresentam em provocar mudanças nas condições climáticas. O GWP é uma medida que representa o potencial que uma determinada massa de um gás de efeito estufa contribui para o aquecimento global tomada em relação à mesma massa de Dióxido de Carbono (GWP=1) ao longo de um período de 100 anos. Outra medida utilizada para análise é a *Ozone Depletion Potential* (ODP) que representa a quantidade de degradação que uma substância pode causar à camada de ozônio.

A TAB. 1.1 a seguir apresenta algumas características comparativas de alguns fluidos refrigerantes em relação ao Dióxido de Carbono.

TABELA 1.1
Características comparativas do CO₂ em relação a alguns fluidos refrigerantes

	R-12	R-22	R-134a	R-407C ^a	R-410A ^b	R-717	R-290	R-744
ODP/GWP^c	1/8500	0,05/1700	0/1300	0/1600	0/1900	0/0	0/3	0/1
Inflamabilidade/toxidade	Não/Não	Não/Não	Não/Não	Não/Não	Não/Não	Sim/Sim	Sim/não	Não/Não
Massa molecular (kg/kgmol)	120,9	86,5	102,0	86,2	72,6	17,0	44,1	44,0
Ponto de Ebulição^d (°C)	-29,8	-40,8	-26,2	-43,8	-52,6	-33,3	-42,1	-78,4
Pressão Crítica (MPa)	4,11	4,97	4,07	4,64	4,79	11,42	4,25	7,38
Temperatura Crítica (°C)	112,0	96,0	101,1	86,1	70,2	133,0	96,7	31,1
Pressão reduzida^e	0,07	0,10	0,07	0,11	0,16	0,04	0,11	0,47
Temperatura reduzida^f	0,71	0,74	0,73	0,76	0,79	0,67	0,74	0,90
Capacidade de Refrigeração^g(kJ/m³)	2734	4356	2868	4029	6763	4382	3907	22545
Primeiro uso comercial como refrigerante	1931	1936	1990	1998	1998	1859	?	1869

^b Mistura binária de R-32/125 (50/50, %).

^c Potencial de Aquecimento Global baseado em um período de 100 anos, obtido a partir dos dados fornecidos pelo Painel Sobre Mudanças Climáticas (IPCC).

^d ASHARE *handbook* 2001 fundamentos.

^e Razão da pressão de saturação a 0 °C para a pressão crítica.

^f Razão entre a temperatura de 273,15 K (0 °C) para a temperatura crítica em Kelvin.

^g Capacidade de refrigeração volumétrica a 0°C.

Fonte: Kim *et al.*, 2004, p. 121.

Diante desse contexto, as indústrias de refrigeração têm procurado alternativas para a substituição de CFCs e HCFCs juntamente com o desenvolvimento de equipamentos e componentes mais eficientes. Nos últimos anos, têm surgido inúmeros substitutos dos CFCs, a maioria no âmbito da família dos hidrocarbonetos halogenados, quer como substâncias puras, quer como misturas binárias ou ternárias, porém esses ainda devem ser regulamentados de acordo com o Protocolo de Kyoto. A busca por soluções a longo prazo, ao invés da contínua procura por novos fluidos químicos que possam substituir os CFCs, tem levado a comunidade científica e industrial a um aumento no interesse pelos fluidos naturais como a água, ar, gases nobres e o CO₂ conhecidos como ecologicamente corretos.

Pesquisas em todo o mundo têm demonstrado que o CO₂ apresenta-se como uma alternativa viável em substituição aos tradicionais CFCs e HCFCs. O quesito segurança foi um dos fatores responsáveis pelo declínio do CO₂, porém ele tem se mostrado viável a partir do

desenvolvimento de novas tecnologias para os sistemas de compressão a vapor, componentes e materiais para alta pressão.

Um dos pioneiros na redescoberta do CO₂ como fluido refrigerante foi o Professor Gustav Lorentzen, ao apresentar, em 1993, à comunidade científica mundial, uma série de artigos que trata do uso dos refrigerantes naturais, em especial, do CO₂, como fluido ideal para substituição dos refrigerantes convencionais para todos os sistemas de refrigeração.

As propriedades termodinâmicas e de transporte dos fluidos refrigerantes são importantes para o projeto de sistemas de refrigeração e de seus componentes. As propriedades do CO₂ são diferentes dos refrigerantes convencionais. Como observado na TAB. 1.1 o CO₂ é um refrigerante natural, não inflamável, com ODP e GWP desprezíveis. Sua pressão de vapor é mais elevada, e sua capacidade de refrigeração volumétrica (22,545 kJ/m³ a 0°C) é de 3 a 10 vezes mais elevada que a dos fluidos refrigerantes CFC, HCFC, HFC e HC. Essas características são muito importantes para os processos de rejeição e absorção do calor. A FIG. 1.1 mostra o diagrama de fase para o CO₂, sua pressão e temperatura crítica correspondem a 7,38 MPa e 31,1°C, respectivamente, o ponto triplo a temperatura de -56,6°C e pressão de 0,52 MPa.

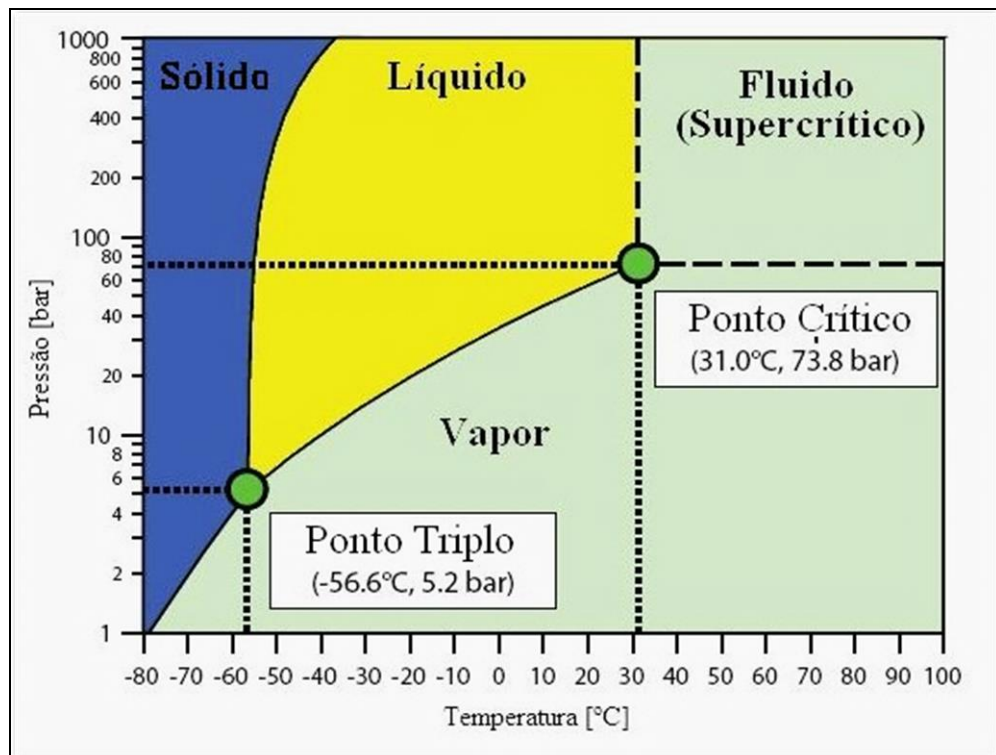


FIGURA 1.1- Diagrama de fase CO₂.

Fonte: DANFOSS, 2008, p. 5.

Com tal característica é difícil transferir calor para o ambiente, por condensação, acima da temperatura crítica como nos ciclos de vapor convencionais. A transferência de calor acima da temperatura crítica é conhecida como resfriamento do gás e resulta num ciclo denominado de transcrito, ou seja, o ciclo é subcrítico no lado de baixa pressão e supercrítico no lado de alta pressão para um ciclo de simples estágio, conforme pode ser verificado na FIG. 1.2 a seguir.

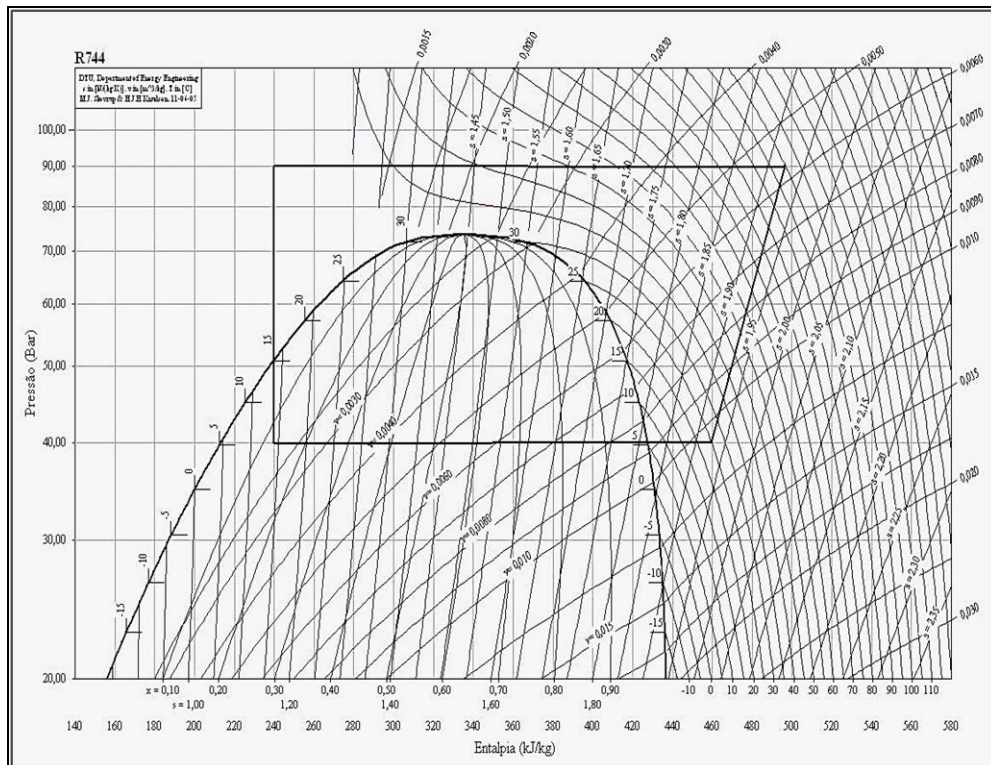


FIGURA 1.2 – Ciclo transcrito.
Fonte: CoolPack

Várias pesquisas têm sido conduzidas com o objetivo de identificar possíveis aplicações para o CO₂ operando em modo transcrito, dentre essas, os sistemas de aquecimento por bombas de calor vêm ganhando notoriedade no cenário mundial principalmente em países como Noruega, Itália, Coreia e Japão. Pesquisas recentes têm demonstrado que a utilização de bombas de calor para aquecimento de água representa uma das aplicações em que o uso do CO₂ como fluido refrigerante apresenta melhores resultados, principalmente em situações nas quais há necessidade de se obter grandes diferenças de temperaturas.

Segundo Baldassin Jr. *et al.* (2007), no Brasil, a utilização de bombas de calor é pouco conhecida. Essa tecnologia adentrou o país na década de 80 com a vinda de equipamentos

importados principalmente para o aquecimento de piscinas, porém sem grande sucesso. Aos poucos, as máquinas foram adequadas ao clima brasileiro, e hoje é possível encontrar algumas empresas industrializando e comercializando equipamentos de grande e médio portes em todo o país. O grande diferencial dessa tecnologia é o reduzido consumo de energia, uma vez que as bombas de calor apenas transferem o calor de uma fonte fria para uma fonte quente, através do bombeamento de um fluido refrigerante. Como não há conversão de energia, mas sim transferência de energia, a única parcela de energia consumida refere-se ao processo de movimentação do fluido refrigerante ao longo do sistema (compressão), o que possibilita retirar algumas vezes mais energia que a quantidade empregada no acionamento. Não foram encontradas referências quanto ao uso de bombas de calor de CO₂ no Brasil.

Modelos desenvolvidos para simular os sistemas de aquecimento utilizando fluidos convencionais não podem ser utilizados para modelar sistemas que utilizam o CO₂. As características termodinâmicas do CO₂ afetam diretamente seu comportamento principalmente em relação a parâmetros como o coeficiente convectivo e perda de pressão. Sendo assim, há necessidade do desenvolvimento de modelos que contemplem essas características e que permitam avaliar o comportamento dos sistemas operando tanto em regime permanente quanto em regime transiente.

1.2 Objetivos da pesquisa

O principal objetivo desta tese é realizar uma análise teórica e experimental do conjunto evaporador solar e válvula de expansão eletrônica de uma bomba de calor a CO₂, operando em modo transcrito e em regime transiente, para aquecimento de água para uso residencial. Além do objetivo principal, outros aspectos também serão investigados como:

- Identificar e quantificar variações em valores de parâmetros de processos importantes para o bom funcionamento da bomba de calor;
- Realizar uma análise termodinâmica para o sistema escolhido, avaliando os fatores mais importantes que afetam a eficiência energética do sistema;
- Identificar e avaliar possíveis mudanças no projeto original para serem utilizados em trabalhos futuros;
- Realizar simulações de computador para analisar o comportamento do conjunto evaporador solar e válvula de expansão;

- Comparar o desempenho da bomba de calor em relação ao estado da arte de bombas de calor atualmente disponíveis comercialmente.

1.3 Estrutura da tese

Esta tese divide-se em 6 capítulos, sendo o primeiro essa introdução cuja finalidade é demonstrar a importância do CO₂ como uma alternativa em substituição aos CFCs e HFCs. No capítulo 2 descrevem-se os principais trabalhos desenvolvidos pela comunidade científica relacionados ao tema desta tese. No capítulo 3 apresenta-se o projeto relativo ao desenvolvimento do dispositivo experimental utilizado na realização dos testes. No capítulo 4 descreve-se a modelagem dinâmica do conjunto evaporador solar-válvula de expansão. No capítulo 5 discutem-se os resultados acerca dos valores obtidos através do modelo desenvolvido, além de apresentar uma visão geral sobre as descobertas mais importantes obtidas a partir dos experimentos e simulações. No capítulo 6 são apresentadas as principais conclusões obtidas e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introdução

Nos últimos anos, a modelagem e análise de sistemas apresentam-se como uma das áreas de maior crescimento no campo da pesquisa científica, principalmente na engenharia. O projeto de modelos matemáticos representa um fator extremamente importante para o entendimento do comportamento dinâmico dos sistemas.

Modelos matemáticos podem ser desenvolvidos de diferentes maneiras: eles podem ser puramente teóricos, neste caso o comportamento dinâmico do sistema é obtido pelas equações do balanço de massa, energia e momento; empíricos, obtidos através de experimentos de sistemas já existentes; ou pela combinação de ambos os modelos teóricos e experimentais. A realização de experimentos é normalmente utilizada quando o processo é definido por um alto grau de complexidade, dificultando a modelagem através das leis físicas, ou também para validar um modelo matemático.

Para desenvolver um modelo matemático é necessário conhecer e entender as diversas variáveis físicas do sistema que deverão ser mapeadas numa estrutura matemática, como por exemplo, por meio de equações diferenciais.

Com o objetivo de realizar uma análise teórica e experimental do conjunto evaporador solar e válvula de expansão da bomba de calor operando com CO₂, o conhecimento sobre os mecanismos de transferência de calor, massa e da quantidade de movimento representam importante etapa na elaboração dos modelos devido, principalmente, às características e às propriedades termodinâmicas e de transporte do CO₂ como fluido refrigerante em relação aos refrigerantes convencionais. Este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica contemplando os trabalhos mais relevantes realizados pela comunidade científica mundial, utilizados como base de estudos para esta tese.

2.2 Transferência de calor e configuração do escoamento bifásico

O mecanismo de ebulição em tubos e canais constitui-se um processo muito complexo que envolve a mudança de fase com escoamento caracterizado por importantes mecanismos de transferência de calor. Quando a ebulição ocorre ao longo de um tubo, observa-se aumento na velocidade do líquido e do vapor sendo possível verificar uma diferença elevada entre as velocidades. A configuração de um escoamento bifásico é determinada pela fração de vazio, gravidade, tensão superficial e tensão de cisalhamento entre as fases líquida e gasosa. As configurações geralmente aceitas para esse tipo de escoamento são dadas por Collier e Thome (1994) conforme pode ser visto na FIG. 2.1.

No escoamento tipo bolhas, as bolhas de gás encontram-se dispersas no líquido havendo alta concentração dessas na metade superior do tubo devido a sua densidade. Quando as forças de cisalhamento são dominantes, as bolhas tendem a se dispersar uniformemente no tubo.

O escoamento estratificado ocorre quando as velocidades do líquido e do vapor são baixas com uma separação total entre as fases. Nesse regime, as duas fases escoam separadamente com o gás ocupando a parte superior do tubo e o líquido escoando na parte inferior.

O escoamento estratificado com ondas ocorre à medida que a velocidade do gás aumenta no escoamento estratificado, favorecendo o aparecimento de ondas na interface do líquido-vapor que se deslocam na direção do escoamento.

No escoamento anular, a velocidade mais elevada da fase vapor resulta na formação de um núcleo de vapor com um filme líquido anular em torno da periferia do tubo. Esse filme não é contínuo ao longo de toda a circunferência, sendo mais espesso na base do tubo.

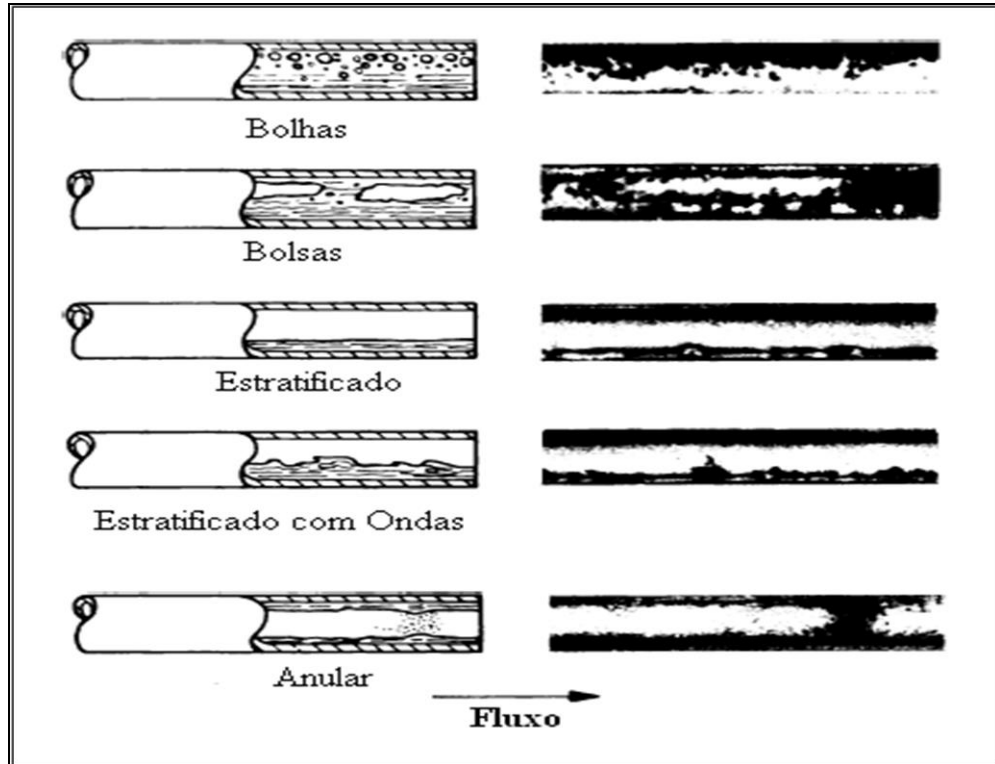


FIGURA 2.1 - Configuração de escoamentos bifásicos em tubos horizontais.
 Fonte: COLLIER; THOME, 1994, p. 16.

Muitos pesquisadores explicam a ebulição como a combinação de dois mecanismos de transferência de calor denominados ebulição nucleada e convectiva. O mecanismo de transferência de calor por ebulição nucleada depende fortemente das condições na superfície, do fluxo de calor e do superaquecimento da parede. O mecanismo de transferência por ebulição convectiva é representada pela transferência de calor numa camada de líquido através de uma superfície e pela evaporação na interface líquido-vapor, sem qualquer formação de bolhas. A ebulição convectiva depende das velocidades da camada líquida e do vapor as quais são determinadas pela velocidade mássica e pelo título.

Como resultado da variação das características do escoamento observado ao longo do tubo, verificam-se também alterações no mecanismo de transferência de calor fazendo com que o coeficiente de troca de calor convectivo não seja constante. A FIG. 2.2 representa a configuração do escoamento e o coeficiente de transferência de calor por ebulição no interior de um tubo horizontal.

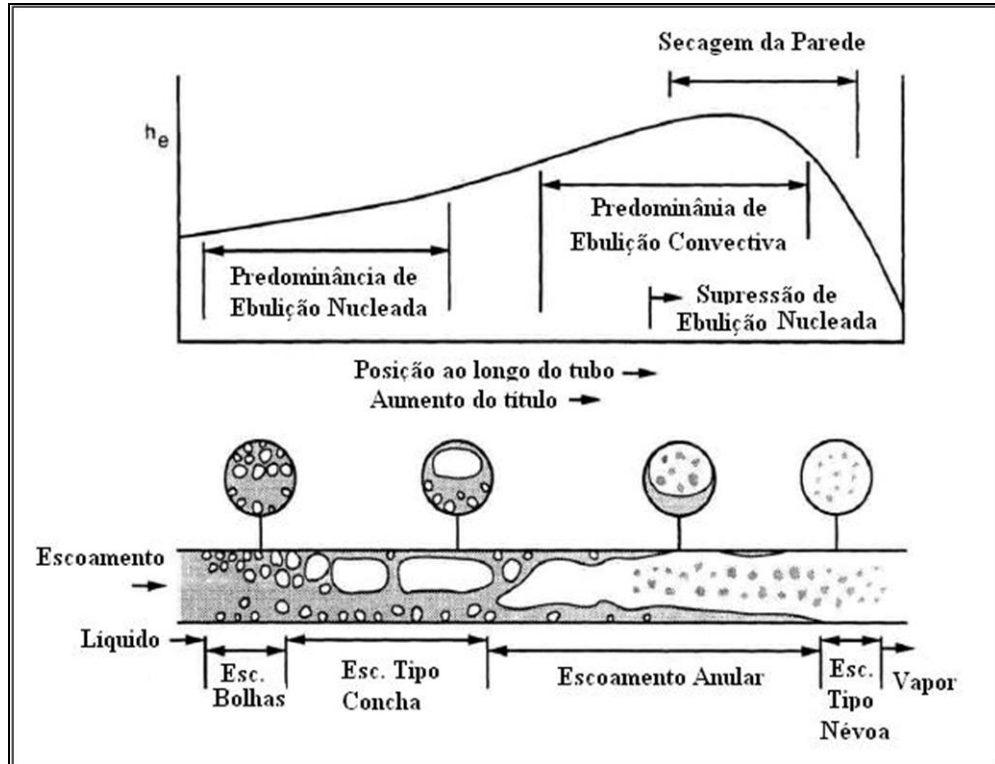


FIGURA 2.2 - Configurações de escoamento e coeficiente de transferência de calor por ebulição no interior de um tubo horizontal.

Fonte: CAREY, 1992, p. 484.

Na entrada do tubo, dentro da região correspondente aos escoamentos com bolhas e com bolsas, o mecanismo de transferência de calor predominante deve-se à ebulição nucleada. A ebulição nucleada é um mecanismo dominante em regiões de baixo título onde a fração de vazio é pequena. Com a evolução do processo de ebulição ao longo do tubo, a fração de vazio aumenta no tubo fazendo com que a contribuição relativa à ebulição convectiva aumente. Para regiões de baixo e moderado valores de título, os mecanismos de ebulição nucleada e convectiva são muito importantes na caracterização do coeficiente de transferência de calor. Com o aumento do título, a ebulição convectiva torna-se dominante devido à redução da camada de líquido e, para valores mais elevados do título, a ebulição nucleada desaparece. Posteriormente, existe uma posição no tubo na qual o líquido não molha mais a superfície do mesmo, correspondendo ao início da região deficiente de líquido. A partir dessa posição, o coeficiente de transferência de calor diminui sensivelmente, pois as trocas de calor ocorrem essencialmente com a fase vapor.

2.3 Coeficientes de transferência de calor e estimativa da perda de pressão em escoamento bifásico para o CO₂

Recentemente, vários pesquisadores têm investigado os mecanismos de transferência de calor e da perda de carga associados ao escoamento do CO₂ em tubos. A determinação do coeficiente de transferência e da perda de carga representa um fator crítico para o projeto, simulação, análise e otimização do desempenho dos sistemas que utilizam o CO₂ como fluido refrigerante. Neste tópico apresentam-se os principais trabalhos realizados por pesquisadores com o objetivo de demonstrar a proposição de correlações para cálculo do coeficiente convectivo e da perda de carga para o CO₂.

Sawant *et al.* (2003) investigaram as características de transferência de calor no processo de evaporação do CO₂ em um evaporador de tubos concêntricos, examinando 71 dados obtidos a partir dos experimentos. No evaporador, o tubo interno era confeccionado em aço inoxidável (AISI-304) com 8 mm de diâmetro interno e 9,5 mm de diâmetro externo, o tubo externo era de cobre com diâmetro interno e externo de 12,5 mm e 15,9 mm, respectivamente. O arranjo definido no evaporador apresentava um diâmetro hidráulico de 3,0 mm com o CO₂ escoando no tubo interno e água aquecida escoando na parte anular. Dados experimentais foram coletados para temperaturas de saturação de 5 e 10°C; velocidades mássicas de 150, 250 e 650 kg/m²s e com fluxo de calor de 24 a 58 kW/m². Os coeficientes de transferência de calor médio foram obtidos com base no coeficiente global de transferência de calor para a configuração anular. Todas as propriedades dos fluidos foram calculadas usando o programa REFPROP 7.0. Os resultados obtidos pelo autor foram comparados com as correlações de Chen, Bennet-Chen, Shah, Gungor-Winterton, Liu-Winterton e Radermacher-Hwang.

Essa comparação revela que a correlação proposta por Gungor-Winterton correspondia a que melhor se ajustava aos valores medidos, estimando 48% dos dados em 50% dos valores medidos. As correlações propostas por Radermacher-Hwang, Bennett-Chen e Chen superestimaram de forma significativa os valores medidos. Para altos valores do coeficiente convectivo obtidos nos experimentos, todas as correlações subestimam em 90% os valores medidos.

Yun *et al.* (2003) investigaram a evaporação do CO₂ num tubo horizontal com diâmetro de 6,0 mm, espessura de parede de 1,0 mm e comprimento de 1.4 m em relação à velocidade mássica,

fluxo de calor e temperatura de evaporação. Os experimentos foram realizados considerando uma temperatura de saturação de 5 e 10°C, velocidades mássicas de 170 a 320 kg/m²s.

Com relação à velocidade mássica e ao fluxo de calor, verificou-se que o coeficiente de transferência de calor do CO₂ diminui com o aumento do título, oposto do que ocorre com os refrigerantes convencionais como R-134a, R410A e R-22 em que há aumento do coeficiente com o aumento do título.

Os autores verificaram que a diminuição do coeficiente de transferência de calor com o título corresponde à diminuição parcial da camada de líquido para baixos valores do título onde há uma dominação da ebulição nucleada. A diminuição da camada de líquido do CO₂ é representada por um decréscimo rápido dos coeficientes de transferência de calor. Esses fatos são decorrentes das propriedades termodinâmicas do CO₂, tais como a baixa tensão superficial e a baixa razão entre as densidades do líquido e do vapor que favorecem a ebulição nucleada para baixos valores do título. A baixa tensão superficial do CO₂ acelera a formação de bolhas no líquido e, conseqüentemente, mais sítios de nucleação são formados.

Para um aumento no fluxo de calor, os coeficientes de transferência de calor são mais elevados quando o título tem um valor baixo, diminuindo após o aparecimento do início do processo de secagem da parede.

Os efeitos da velocidade mássica no coeficiente de transferência de calor são relativamente pequenos para baixo e moderado valores do título, entretanto, essa velocidade exerce um papel importante na determinação do título correspondente ao início do processo de secagem da parede.

Com relação à temperatura de evaporação, verifica-se aumento dos coeficientes convectivos com o aumento da temperatura de evaporação para baixos valores do título devido a uma fina película de líquido na parede, enquanto que, para valores mais elevados de título, há uma redução na película de líquido o que facilita o processo de secagem da parede.

Yoon *et al.* (2004) investigaram o processo de evaporação do CO₂ num ciclo transcrito através de experimentos e análises. A seção de teste era constituída por um tubo de aço inoxidável com diâmetro de 7,53 mm e comprimento de 5 m com o calor fornecido por aquecimento direto. Os experimentos foram conduzidos para temperaturas de saturação de -4 a 20°C, fluxo de calor de 12 a 20 kW/m² e velocidades mássicas de 200 a 530 kg/m²s. Os autores realizaram uma comparação das diversas correlações existentes para determinação do coeficiente convectivo.

Para o trabalho foram utilizadas as correlações de Kandlikar, Gungor-Winterton, Jung *et al.*, Liu-Winterton e Hwang *et al.* Comparando os valores obtidos a partir das correlações utilizadas com os dados experimentais, Yoon *et al.* demonstraram que as correlações subestimam o coeficiente de transferência de calor. De acordo com os experimentos, os autores desenvolveram uma nova correlação baseada no título crítico.

Inicialmente, eles investigaram o perfil de temperatura na parede interna do tubo com o objetivo de conhecer a configuração do escoamento em cada experimento. A FIG. 2.3 apresenta a configuração do escoamento durante o processo de evaporação do CO₂ com o título crítico da parte superior e inferior do tubo.

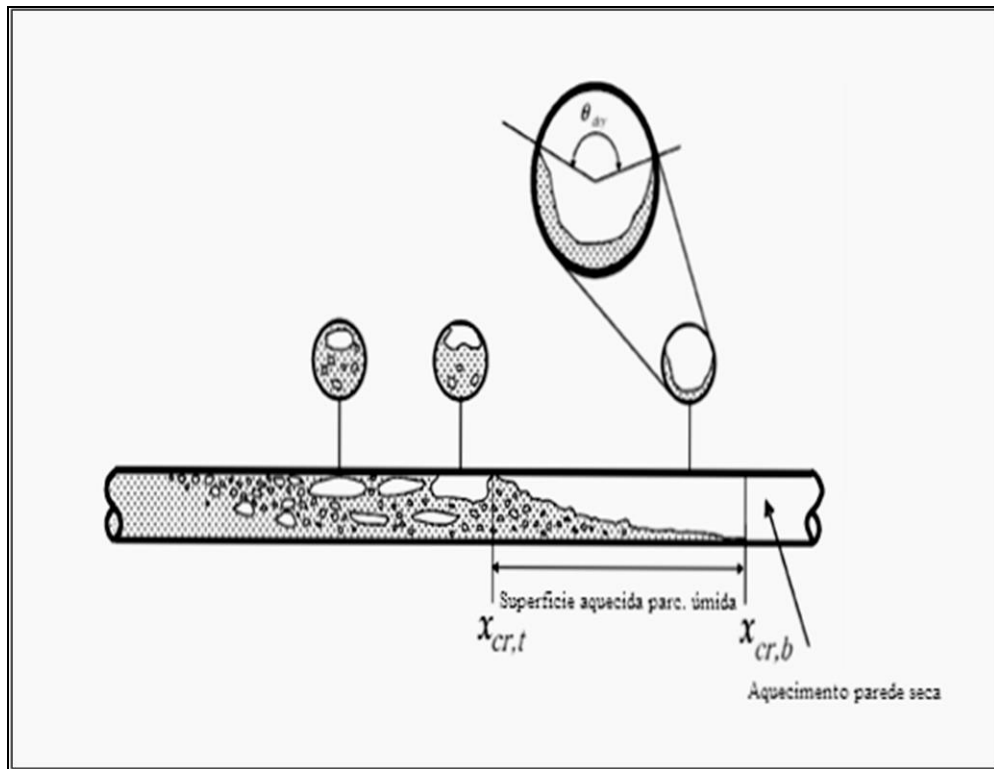


FIGURA 2.3 - Previsão da configuração do escoamento do CO₂ durante o processo de evaporação.

Fonte: Yoon *et al.*, 2004, p. 113.

Com relação à configuração do escoamento, os autores observaram que a temperatura da parede na parte superior do tubo aumentava repentinamente numa determinada localização como consequência da redução da camada de líquido, posteriormente, essa camada desaparecia devido à completa evaporação do líquido. Após a evaporação do líquido, foi observada uma redução significativa do coeficiente de transferência de calor devido ao contato do vapor diretamente

com a parede do tubo. Quando o título cresce, há aumento da área de contato do vapor e verifica-se aumento significativo na temperatura da parede do tubo e, nessa situação, observa-se que o coeficiente de transferência de calor diminui. Devido ao CO₂ apresentar menores valores de viscosidade e tensão superficial do que os refrigerantes convencionais é possível verificar que a ruptura do líquido ocorre quando o título é muito baixo. Num tubo na horizontal, o título crítico na parte superior do tubo é diferente da parte inferior devido à ação da força gravitacional.

Yoon *et al.* propuseram a seguinte correlação para determinar o título crítico na parte superior do tubo:

$$x_{cr,t} = \left(0,0012 \left(\frac{GD_i}{\mu_l} \right) \right)^{2,12} \left[1000 \left(\frac{\dot{q}''}{Gh_{lv}} \right) \right]^{0,06} \left(\frac{g(\rho_l - \rho_v)D_i^2}{\sigma} \right)^{-4,76} \quad (2.1)$$

Com a definição do título crítico, Yoon *et al.* modificaram os coeficientes da equação de Liu-Winterton propondo a seguinte correlação para o cálculo do coeficiente convectivo para a região, onde $x < x_{cr,t}$:

$$H_{bf} = \left[(S_{sup} \cdot H_{en})^2 + (E \cdot H_l)^2 \right]^{1/2} \quad (2.2)$$

$$H_{en} = 55 P_{red}^{0,12} (-\ln P_{red})^{-0,55} M^{-0,5} (\dot{q}'')^{0,67} \quad (2.3)$$

$$H_l = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \left(\frac{k_l}{D} \right) \quad (2.4)$$

$$S_{sup} = \frac{1}{1 + 0,00000162 E^{0,69} Re_l^{1,11}} \quad (2.5)$$

$$E = \left[1 + 9360 Pr_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right]^{0,11} \quad (2.6)$$

Segundo os autores, as correlações existentes na época não consideravam a configuração do escoamento e a região de ocorrência do desaparecimento do líquido. Então elas não poderiam estimar o coeficiente de transferência de calor para o CO₂ após o título crítico. Para a região posterior ao título crítico, Yoon *et al.* propuseram estimar o coeficiente de transferência de calor através da superposição dos coeficientes de transferência do líquido e do vapor correspondendo, respectivamente, às regiões úmida e seca no tubo. A correlação para cálculo do coeficiente para $x \geq x_{cr,t}$ é dada por:

$$H_{bf} = \frac{\theta_{seco} H_v + (2\pi - \theta_{seco}) H_{um}}{2\pi} \quad (2.7)$$

$$H_v = 0,023 \left(\frac{GxD}{\alpha\mu_v} \right)^{0,8} \left(\frac{Cp_v\mu_v}{k_v} \right)^{0,4} \left(\frac{k_v}{D} \right) \quad (2.8)$$

$$H_u = E.H_l \quad (2.9)$$

$$E = 1 + 3000Bo^{0,86} + 1,12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,41} \quad (2.10)$$

$$\theta_{seco} = 2\pi 36,23 Re^{3,47} Bo^{4,84} Bd^{-0,27} \left(\frac{1}{\chi} \right)^{2,6} \quad (2.11)$$

$$\chi = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,1} \quad (2.12)$$

Para a determinação da perda de carga, Yoon *et al.* sugerem o fator multiplicador dado por:

$$\phi_{f,lo}^2 = 1 + 4,2(\Gamma^2 - 1) \left[\frac{B}{We_D} x^{0,875} (1-x)^{0,875} + x^{1,75} \right] \quad (2.13)$$

A nova correlação proposta permite estimar o coeficiente de transferência e a perda de carga com desvio médio absoluto de 15.3 e 16.2%, respectivamente.

Thome e El Hajal (2004) obtiveram, a partir de cinco estudos independentes realizados no Japão, Coreia, Dinamarca e Noruega, um modelo para cálculo do coeficiente de transferência de calor especialmente desenvolvido para o CO₂. O modelo representa uma versão atualizada da correlação de Kattan-Thome-Favrat. Thome e El Hajal descrevem que a aplicação direta da correlação de Kattan *et al.* tende a subestimar o coeficiente de transferência de calor devido à grande contribuição da ebulição nucleada para o CO₂ em relação aos refrigerantes convencionais. Primeiramente, Thome e El Hajal corrigiram a parcela correspondente à ebulição nucleada apresentando um novo coeficiente de transferência de calor e adicionaram um fator de supressão para o CO₂. A equação proposta por Thome e El Hajal é dada por:

$$H_{bf} = \frac{\theta_{\text{seco}} H_v + (2\pi - \theta_{\text{seco}}) H_{um}}{2\pi} \quad (2.14)$$

$$H_{en} = 55 P_{red}^{0.12} (-\ln P_{red})^{-0.55} M^{-0.5} (q'')^{0.67} \quad (2.15)$$

$$H_{um} = \left[(S H_{en,CO_2})^3 + (E H_{ec})^3 \right]^{1/3} \quad (2.16)$$

$$H_{en,CO_2} = 0,71 H_{en} + 3970 \quad (2.17)$$

$$H_{ec} = 0,0133 \left(\frac{4G(1-x)\delta}{(1-\alpha)\mu_l} \right)^{0.69} \left(\frac{Cp_l \mu_l}{k_l} \right)^{0.4} \frac{k_l}{\delta} \quad (2.18)$$

$$S = \frac{(1-x)^{0.5}}{0,121} \left(\frac{4G(1-x)\delta}{(1-\alpha)\mu_l} \right)^{-0.225} \quad (2.19)$$

$$\alpha = \frac{x}{\rho_v} \left\{ \left[1 + 0,12(1-x) \right] \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1,18}{G} \left[\frac{g\sigma(\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right]^{0.25} (1-x) \right\}^{-1} \quad (2.20)$$

$$H_v = 0,023 \left(\frac{GxD}{\alpha\mu_v} \right)^{0,8} \left(\frac{Cp_v\mu_v}{k_v} \right)^{0,4} \left(\frac{k_v}{D} \right) \quad (2.21)$$

A correlação proposta permitia estimar o coeficiente de transferência de calor em 73% do banco de dados, que era composto por 404 dados, com um erro de +- 20% e de 86%, com um erro de +- 30%. O banco de dados utilizado abrangia tubos de diâmetro de 0.79 a 10.06 mm, velocidade mássica de 85 a 1440 kg/m²s, fluxo de calor de 5 a 36 kW/m², temperatura de saturação de -25 a 25°C e pressão de saturação de 1,7 a 6,4 MPa.

Thome & Ribatski (2005) apresentaram uma revisão sobre coeficientes de transferência de calor e para o fluxo bifásico do CO₂ em macro canais (diâmetro maior que 3 mm) e micro canais (diâmetro menor que 3 mm). O principal objetivo do trabalho era realizar estudos experimentais sobre a transferência de calor no escoamento bifásico, obter o coeficiente de transferência de calor estimado por métodos disponíveis na literatura e então compará-los a um banco de dados obtidos a partir de experimentos. Com a revisão, Thome e Ribatski obtiveram a seguinte conclusão: para uma mesma temperatura de saturação, o CO₂ apresenta coeficientes de transferência mais elevados quando comparados com os refrigerantes convencionais. Para baixo e moderado valores de título, o coeficiente de transferência de calor aumenta com a temperatura de saturação e com o fluxo de calor, sendo praticamente independente da velocidade mássica. Os autores observaram também tendências contrárias em relação ao coeficiente de transferência de calor com o título e uma queda acentuada do coeficiente de transferência devido à redução da camada de líquido quando o título apresentava baixos valores de título em comparação com os refrigerantes convencionais.

Com relação aos métodos para cálculo do coeficiente, os autores verificaram que a correlação desenvolvida por Thome e El Hajal apresentava os melhores resultados quando aplicada a macro canais. Para micro canais, as correlações de uma forma geral apresentam a tendência de subestimar o coeficiente convectivo.

Cheng *et al.* (2006) apresentaram uma modificação na correlação de Thome e El Hajal para a transferência de calor aplicada em tubos horizontais de diâmetro de 0.8 a 10 mm, velocidade mássica de 85 a 570 kg/m²s, fluxo de calor de 5 a 32 kW/m² e temperatura de saturação de -25 a 25°C. A correlação modificada incorpora os efeitos da pressão reduzida e do fluxo de calor para baixos valores do título. Cheng *et al.* também incorporam ao modelo um fator de supressão específico para a região de ebulição nucleada; nesse fator foram incorporados a espessura da

camada de líquido e o diâmetro do tubo com o objetivo de capturar a tendência dos dados no processo de evaporação. Os autores desenvolveram uma correlação para determinação do título onde se inicia o processo de secamento da parede e propuseram uma nova correlação para a região de parede seca. A nova correlação proposta estimou 75,5% de um banco de dados composto por 318 pontos para uma faixa de $\pm 30\%$ e de 79,1% desconsiderando os pontos relativos à região de parede seca. As equações propostas por Cheng *et al.* são fornecidas a seguir:

$$H_{en} = 131 P_{red}^{-0,0063} (-\ln P_{red})^{-0,55} M^{-0,5} (q'')^{0,58} \quad (2.22)$$

$$x_{IA} = \left[1,8^{1/0,875} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-1/1,75} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{-1/7} + 1 \right]^{-1} \quad (2.23)$$

$$x < x_{IA}, \quad S = 1 \quad (2.24)$$

$$x \geq x_{IA}, \quad S = 1 - 1,14 \left(\frac{D}{0,00753} \right)^2 \left(1 - \frac{\delta}{\delta_{IA}} \right)^{2,2} \quad (2.25)$$

$$H_{um} = \left[(S \cdot H_{en})^3 + H_{ec}^3 \right]^{1/3} \quad (2.26)$$

Oh *et al.* (2008) investigaram a transferência de calor e a perda de carga do CO₂ durante o processo de evaporação num tubo em comparação com o R-22 e R-134a. O tubo era fabricado em aço inoxidável (SUS 316) apresentando diâmetro interno de 7,75 mm e externo de 9.53 mm. Os experimentos foram conduzidos para velocidades mássicas de 200, 300, 400 e 500 kg/m²s; temperaturas de saturação correspondentes a 5,0 e -5°C, e fluxo de calor correspondente a 10, 20, 30 e 40 kW/m². Para estimar os coeficientes de transferência de calor e compará-los com os dados experimentais, Oh *et al.* utilizaram as correlações de Shah, Gungor-Winterton, Kandlikar, Jung *et al.* e Liu-Winterton. Os principais resultados obtidos com a investigação foram assim descritos:

- Os coeficientes de transferência de calor para o R-134a e R-22 aumentam com o título enquanto que com o CO₂ há uma redução. Na região do título correspondente a $0,15 < x$

< 0,66, o coeficiente de transferência do CO₂ foi de 87,2 a 93% mais elevado do que o R-22 e R-134a, respectivamente;

- Comparando o coeficiente de transferência de calor do CO₂ obtido através dos experimentos em relação às correlações, observou-se que as correlações tendem a subestimar os coeficientes. A correlação proposta por Jung et al. apresenta a melhor concordância com os dados experimentais com um desvio médio de -14,25%;
- A perda de pressão durante o processo de evaporação do CO₂ aumenta com o aumento da velocidade mássica e diminui com o aumento da temperatura de saturação. A perda de pressão do CO₂ foi de 10 a 15% menor em comparação ao R-22. Comparando com as correlações existentes para cálculo da perda de carga observaram que a correlação de Choi *et al.* apresentou os melhores resultados com um desvio médio de 13,9 %.

Mastrullo *et al.* (2009) investigaram os coeficientes convectivos locais para o CO₂ durante o processo de evaporação num tubo de aço inoxidável com diâmetro interno de 6,0 mm. Para realizar os testes, Mastrullo *et al.* desenvolveram um novo dispositivo experimental com duas seções de testes sendo uma não adiabática e a outra adiabática. O dispositivo permitia medir simultaneamente o coeficiente convectivo local e a perda de carga. Os autores analisaram 217 dados experimentais obtidos em 18 pontos de operação comumente encontrados em evaporadores, analisando os efeitos produzidos pela variação da velocidade mássica para a faixa de 200 a 349 kg/m²s, temperatura de saturação de -7,8 a 5,8°C, fluxo de calor de 10 a 20.6 kW/m² e título variando de 0,02 a 0,98. Tomando como análise a dependência do processo de transferência de calor em relação à distribuição das fases líquida e gasosa, Mastrullo *et al.* realizaram uma análise precisa através da caracterização dos regimes de escoamento correspondentes aos pontos analisados obtendo os coeficientes convectivos locais.

Os resultados obtidos indicaram que os coeficientes de transferência de calor são praticamente independentes da velocidade mássica. Em relação às temperaturas de saturação, os resultados indicaram que, para temperaturas mais baixas, os coeficientes convectivos também são praticamente independentes do título. A influência da temperatura de evaporação só é significativa para baixo valor do título. Em relação ao fluxo de calor, observaram uma influência significativa para qualquer condição de título.

Foi realizada uma análise estatística comparando os coeficientes convectivos obtidos através do dispositivo experimental com as correlações de Cheng *et al.* e Yoon *et al.*, indicando que a correlação proposta por Cheng *et al.* apresenta os melhores resultados.

Mastrullo *et al.* (2010) compararam estatisticamente os valores medidos e preditos do coeficiente de transferência de calor e do gradiente de pressão durante ebulição para o CO₂ em macro canais utilizando as correlações mais importantes disponíveis na literatura. Para investigar as características do CO₂ e compará-las com a literatura corrente, os autores utilizaram um tubo de aço liso com diâmetro interno de 6 mm para várias condições de operação. Para o coeficiente convectivo foram analisadas 217 medidas e, para o gradiente de pressão, 118 com o fluxo de calor variando de 10 a 20 kW/m². Os experimentos permitiram avaliar a dependência do coeficiente de transferência de calor e do gradiente de pressão como função do título, temperatura de saturação, vazão mássica e fluxo de calor.

Os coeficientes de transferência de calor obtidos através dos experimentos foram comparados com as correlações de Yoon *et al.*, Shah, Gungor-Winterton, Cheng *et al.*, Jung *et al.*, Steiner-Taborek, Panek, Bandara Filho. Os autores observaram que todas as correlações, exceto as de Gungor -Winterton, Cheng *et al.* e Yoon *et al.*, tendem a subestimar os dados experimentais. A correlação de Jung *et al.* apresentou o menor erro absoluto sendo capaz de estimar 76% dos dados com desvio de $\pm 30\%$.

Para o gradiente de pressão, observou-se que, para título superior a 50% e velocidade mássica de 350 kg/m²s, os melhores resultados foram obtidos com a correlação de Cheng *et al.*

Como conclusão final, os autores sugerem que novos trabalhos devem ser realizados para determinar o coeficiente de transferência de calor e gradiente de pressão, principalmente na região de parede seca e na região de fluxo misto devido à escassez de informação na literatura para tais regiões.

2.4 Estudos teórico e experimental de bombas de calor

Nos últimos anos, o Grupo de Refrigeração da UFMG vem desenvolvendo relevantes pesquisas sobre modelagem e estudos experimentais em bombas de calor. Os principais trabalhos desse grupo, que foram de grande importância para a elaboração desta tese, serão citados a seguir.

Machado (1996) apresenta sua tese de doutorado com o título de “*Modele de simulation et etude experimentale d'un evaporateur de machine frigorifique en regime transitoire*”. Em sua tese, Machado (1996) realiza um estudo teórico e experimental do comportamento de um evaporador operando em regime transiente, apresentando também uma análise da sensibilidade do modelo

como função dos passos temporal e espacial. Os modelos elaborados pelo autor foram desenvolvidos aplicando-se as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia.

Koury (1998) apresenta sua tese de doutorado intitulada “Modelagem Numérica de uma Máquina Frigorífica de Compressão de Vapor”. O autor elaborou dois modelos numéricos para simular o comportamento de uma máquina de compressão a vapor operando em regime permanente e em regime transiente. O autor também apresenta um estudo sobre a determinação dos passos temporal e espacial utilizado nas equações do modelo. As simulações realizadas pelo autor permitiram concluir que os modelos matemáticos elaborados demonstraram ser uma ferramenta bastante útil nos estudos sobre a substituição dos tradicionais fluidos frigoríficos e na otimização do controle das potência frigorífica e de refrigeração.

Faria (2004) apresenta sua dissertação de mestrado intitulada “Avaliação do Comportamento de uma Máquina Frigorífica com Controle do Grau de Superaquecimento por Válvulas Termostática e Eletrônica”. O autor desenvolveu uma análise teórica e experimental comparativa dos desempenhos de uma válvula termostática e de uma válvula de expansão eletrônica, quando ambas operavam em regime permanente e transiente sob condições de carga térmica variável no evaporador. O autor analisou a influência dos diversos componentes da malha de controle sobre o controle do grau de superaquecimento.

Maia (2005) apresenta sua tese de doutorado intitulada “Metodologia de Desenvolvimento de um Algoritmo para controle simultâneo da capacidade de refrigeração e do Grau de Superaquecimento de um Sistema de Refrigeração”. Em sua tese, o autor desenvolveu um modelo matemático de um evaporador de tubos concêntricos com o objetivo de obter informações para o projeto de um controlador multivariável. Os resultados obtidos pelo autor indicam que o modelo proposto pode ser utilizado para descrever a dinâmica de equipamentos de refrigeração e que essas informações podem ser utilizadas no projeto de controladores.

Maia (2007) apresenta sua tese intitulada “Modelagem Matemática e Estudo Experimental de uma Bomba de Calor Ar-Água de Baixo Custo para Uso Residencial”. O autor realizou um estudo teórico e experimental do comportamento em regime transiente de uma bomba de calor por compressão de vapor para aquecimento de água residencial. Os modelos foram desenvolvidos aplicando-se as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia. Para construir os modelos, o autor utilizou correlações extraídas da literatura para estimar os coeficientes de transferência de calor.

Nunes (2010) apresenta sua dissertação de mestrado intitulada “Modelo Transiente para um Evaporador Estático de uma bomba de calor ar-água”. O autor desenvolveu um modelo matemático em regime transiente para simular a operação de um evaporador estático de uma bomba de calor ar-água. Através da utilização do modelo desenvolvido, o autor realizou diversas simulações que permitiram testar diversos parâmetros geométricos do sistema como: diâmetro do tubo, área da placa, materiais dos tubos e placa, e a placa operando em diferentes condições climáticas. Segundo o autor, o modelo representa uma excelente ferramenta para projetar evaporadores estáticos.

Koury *et al.* (2013) apresentam um estudo sobre o comportamento de uma bomba de calor de compressão a vapor para aquecimento de água residencial. Os modelos matemáticos dos trocadores de calor foram formulados usando as equações de conservação de massa, momento e energia, enquanto para o tubo capilar usaram-se as equações de conservação de momento. Os autores apresentam como contribuição ao campo da modelagem, um estudo sobre a convergência dos modelos, propondo a utilização do método do erro variável no espaço e tempo para minimizar instabilidade nos cálculos. O acoplamento de todos os componentes da bomba de calor permitiram a determinação do perfil espacial e temporal das temperaturas, pressões, vazões mássicas e a distribuição do fluido refrigerante nos trocadores de calor durante o processo de aquecimento da água. O modelo desenvolvido foi validado através de comparação com resultados experimentais.

2.4.1 Estudos teórico e experimental de bombas de calor operando com CO₂

Nos últimos anos, grande número de universidades, instituições de pesquisas e indústrias de refrigeração têm realizado estudos sobre bombas de calor utilizando CO₂ como fluido de trabalho. Os estudos são conduzidos com o objetivo de identificar e quantificar variações em parâmetros de processos importantes para o bom funcionamento e caracterizar a dinâmica dos diversos componentes da bomba de calor.

Neksa *et al.* (1998) analisaram o desempenho de um protótipo de uma bomba de calor de CO₂ com capacidade de 50 kW. A bomba de calor era constituída por um evaporador de placas, resfriador de gás e trocador interno do tipo coaxial, válvula de expansão pneumática controlada por computador e um compressor alternativo. Como fonte quente, os autores utilizaram uma solução de água-glicol aquecida eletricamente. Os resultados experimentais obtidos do protótipo demonstraram que o CO₂ apresenta-se como um fluido muito apropriado para bombas

de calor para aquecimento de água de uso residencial. Os principais resultados obtidos pelos autores são:

- O consumo de energia pode ser reduzido em 75% quando comparados a sistemas de aquecimento por gás e elétrico com a água sendo fornecida a uma temperatura de 60°C;
- A alta eficiência do processo atribuída ao aumento do COP deve-se principalmente à eficiência do processo de compressão e das altas taxas de transferência de calor como consequência das propriedades termodinâmicas do CO₂;
- Bombas de calor de CO₂ podem fornecer água em temperaturas superiores a 90°C sem quaisquer problemas operacionais;
- Devido à alta eficiência volumétrica e às ótimas características de transferência de calor do CO₂ é possível construir sistemas mais compactos e de baixo custo.

Neksa (2002) apresenta um artigo referente ao desenvolvimento de bombas de calor de CO₂. Nesse artigo são tratados aspectos técnicos relativos ao processo transcrito do CO₂ e apresentados resultados teóricos e experimentais obtidos em bombas de calor de CO₂. Neksa afirma que os resultados experimentais demonstram que o CO₂ pode ser usado com sucesso em bombas de calor de uma forma muito competitiva, se o sistema for projetado adequadamente. O autor verificou que há uma boa concordância entre os resultados teóricos e experimentais quando as propriedades e as características do processo transcrito do CO₂ são devidamente contempladas. Neksa afirma também que existem áreas promissoras em que resultados experimentais não estão disponíveis e que há uma boa razão para continuar com os trabalhos experimentais.

White *et al.* (2002) analisaram o desempenho de um protótipo de uma bomba de calor de CO₂ construída para fornecimento de água com temperaturas superiores a 65°C e refrigeração com temperaturas inferiores a 2°C. Os autores realizaram diversas medidas para uma determinada faixa de operação com o compressor operando em sua rotação nominal. Para o COP, o valor obtido foi próximo de 3 para uma temperatura da água de 90°C, para uma temperatura de 65°C houve um aumento de 10%. A eficiência isentrópica do compressor apresentou valores da ordem de 70%, mas em relação à vazão volumétrica verificaram uma diminuição significativa quando a bomba operava em alta pressão. As taxas de transferência de calor no resfriador de gás e no recuperador aumentaram linearmente com o aumento da vazão mássica de CO₂.

White *et al.* desenvolveram um modelo computacional para estimar o desempenho da bomba de calor operando em condições não obtidas nos experimentos e investigar os efeitos

produzidos pela alteração de parâmetros na bomba. O modelo foi desenvolvido e ajustado com base nos dados de desempenho do compressor, resfriador de gás e do recuperador.

Através de simulações com o modelo computacional, os autores relataram que a elevação da temperatura da água de 65 para 120°C pode ser obtida com uma pequena redução de 33% na capacidade de aquecimento e de 21% no COP, destacando-se assim os benefícios do uso da bomba de calor de CO₂, principalmente em aplicações que demandam altas temperaturas.

Cecchinato *et al.* (2005) realizaram uma investigação sobre a eficiência energética de uma bomba de calor ar-água utilizando como fluido refrigerante o CO₂ em comparação ao comportamento da mesma bomba operando com R-134a. Simulações foram realizadas através de modelos dos componentes da bomba, com uma representação detalhada dos trocadores de calor que foram modelados em volumes elementares. Nesse trabalho, duas situações de operação da bomba foram consideradas: estratificada e sem estratificação (mistura). A estratificação é definida em relação à condição de entrada da água no resfriador e condensador. Sem estratificação, a água de entrada apresentava um valor de 40 a 45°C com uma elevação de 4 a 5°C. No modo estratificado, a água de entrada apresentava um valor da ordem de 15 a 20°C com uma elevação de 25 a 30°C, sendo que nesse caso a vazão de água era reduzida de forma a garantir maior elevação na temperatura final.

Para simular a operação da bomba de calor, os autores desenvolveram um código em linguagem FORTRAN. No modelo de simulação, o compressor era definido por correlações baseadas em dados experimentais que eram correlacionados em termos de vazão mássica, potência de compressão como função das condições de operação; válvulas de controle (expansão e saída do resfriador) eram definidas como ideais e os trocadores de calor eram definidos através dos parâmetros geométricos. O modelo proposto tinha como dados de entrada a vazão mássica dos fluidos externos água e ar e de suas propriedades. Com as condições de entrada, o modelo resolvia as equações diferenciais para o ciclo subcrítico e transcrito.

O evaporador tubo aletado foi subdividido em volumes elementares, dispostos num arranjo 3D de modo a representar as correntes dos fluidos resultantes do fluxo cruzado. Cada volume elementar é composto por um trecho do tubo e das aletas, incluindo informação dos elementos adjacentes tanto para o ar quanto para o fluido refrigerante. Conhecidas as condições de entrada dos fluidos, um processo iterativo de cálculo é realizado.

A principal característica do trabalho proposto foi a análise do comportamento da bomba de calor operando com CO₂ em relação ao R-134a em termos da eficiência energética com uma temperatura da água de saída do resfriador condensador de 45°C. Com relação ao modo estratificado ou sem estratificação (mistura), foram investigadas a temperatura de entrada da água no resfriador, no condensador, no inverno e no verão, e a temperatura do ar no evaporador.

Com relação à estratificação, os autores demonstram as vantagens obtidas com o uso do CO₂ operando no modo estratificado, em que a temperatura de resfriamento do gás para um ciclo normal está diretamente acoplada à condição da temperatura máxima da água e, conseqüentemente, ao COP. Segundo os autores, para um ciclo transcrito a eficiência energética é fortemente afetada pela condição da temperatura de entrada no resfriador, tornando a opção pelo uso da operação em modo estratificado como uma obrigação para garantir eficiência energética em bombas de calor operando com CO₂. Operando sem estratificação (mistura) verificou-se uma redução de 35 a 55% no COP quando comparado ao modo estratificado operando com CO₂, e uma redução de 20 a 30% quando opera com R-134a.

Yokoyama *et al.* (2007) analisaram o desempenho de uma bomba de calor de CO₂ do tipo ar-água para aquecimento de água em combinação com um tanque de armazenamento de água quente através de simulações numéricas. Um modelo da bomba de calor foi desenvolvido com base nas equações termodinâmicas e com valores obtidos a partir de dados experimentais dos dispositivos da bomba. O modelo foi composto por conjunto de equações diferenciais não lineares as quais eram resolvidas pela combinação dos métodos de Newton-Raphson e Runge-Kutta. Os cálculos relativos às propriedades termodinâmicas foram feitos através do programa REFPROP 7.0. Como primeira análise, os valores relativos ao desempenho da bomba foram calculados através da simulação numérica e então comparados aos valores obtidos a partir dos experimentos. Os valores calculados e medidos apresentaram boa concordância. Realizada a análise preliminar, os valores relativos ao desempenho para todo o sistema (bomba de calor e tanque de armazenamento) eram calculados e comparados com os valores medidos experimentalmente. Os valores calculados e medidos também apresentaram boa concordância. Comparando as duas análises realizadas, os autores concluem que o modelo apresenta uma precisão adequada. Por último, os autores investigaram o desempenho de todo o sistema (bomba-tanque) considerando mudanças sazonais de temperatura da água e do ambiente. Para essa situação, os principais resultados foram:

- Com o aumento da temperatura do ar ambiente, o COP da bomba de calor aumenta, mas a eficiência da armazenagem diminui fazendo com que a eficiência do sistema necessariamente não aumente;
- Com o aumento da temperatura do ar ambiente, o tempo de operação da bomba de calor torna-se menor e a potência consumida diminui;
- Com o aumento da temperatura do ar ambiente, a vazão mássica de água quente fornecida à residência diminui e o volume no tanque de armazenamento aumenta. Como resultado desse fato, o gradiente de temperatura no tanque de armazenamento torna-se menor e o tempo relativo para o qual a bomba está operando com COP reduzido aumenta.

Bhattacharyya e Agrawal (2008) realizaram uma análise comparativa do desempenho de uma bomba de calor de CO₂ transcrito utilizada simultaneamente para aquecimento e resfriamento tendo como dispositivos de expansão a possibilidade do uso do tubo capilar ou da válvula de expansão. No trabalho realizado, os autores desenvolveram um modelo em regime permanente para avaliar o desempenho da bomba de calor operando com tubo capilar, aquecimento de 73°C e resfriamento de 4°C em comparação com a bomba operando com válvula de expansão. Tubos capilares com várias configurações e com diâmetros variando de 1,4, 1,5 e 1,6 mm com rugosidade interna de 0,001-0,003 mm foram testados e comparados com o objetivo de obter uma configuração ótima. Os resultados obtidos através do modelo também foram comparados com resultados publicados na literatura.

Com o objetivo de obter uma configuração ótima, os autores realizaram estudos através de simulações com o modelo variando os parâmetros relativos ao desempenho da bomba de calor, tais como: COP, comprimento do tubo capilar e capacidade de resfriamento em relação à razão entre as áreas dos trocadores de calor e do diâmetro do tubo capilar com rugosidade de 0,0015, temperatura de entrada da água de 30°C e compressor com velocidade de 2900 rpm. Os resultados obtidos foram expressos na forma de gráfico conforme FIG. 2.4.

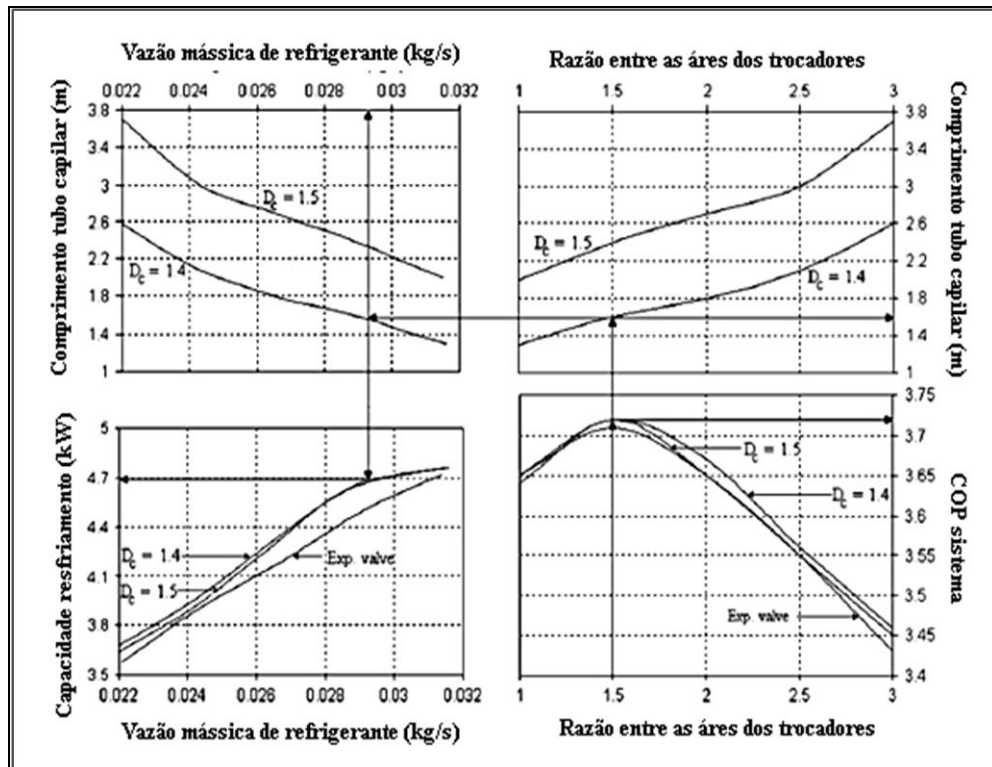


FIGURA 2.4 - Gráfico representando a variação dos parâmetros de desempenho com relação à razão entre as áreas dos trocadores de calor e o diâmetro do tubo capilar para $\varepsilon = 0.0015$, velocidade do compressor = 2900 rpm e $T_{wi} = 30^{\circ}\text{C}$.

Fonte: Bhattacharyya; Agrawal, 2008, p. 393.

Os autores realizaram outras simulações através da variação de novos parâmetros, como: variação da temperatura de entrada da água no resfriador em relação ao COP, capacidade de resfriamento para um determinado diâmetro do tubo capilar, variação da vazão mássica de CO_2 e da pressão no resfriador para tubo capilar e válvula de expansão, variação do trabalho de compressão para tubo capilar e válvula de expansão. Com a realização dessas simulações, eles obtiveram importantes conclusões sobre o desempenho da bomba de calor.

Para o ciclo transcrito, pressão e temperatura são parâmetros independentes e não pode se esperar que a bomba tenha comportamento similar se a mesma operasse em modo subcrítico com tubo capilar como dispositivo de expansão. O comprimento do tubo capilar passa a ser um parâmetro decisivo para que o sistema funcione com uma configuração otimizada. O comprimento do tubo capilar deverá ser selecionado com base na pressão ótima de resfriamento para um determinado diâmetro do mesmo.

Um importante fato observado no trabalho refere-se à razão entre as áreas dos trocadores que apresentou um valor ótimo correspondente a 1,5 para quase todos os tubos capilares e para a

válvula de expansão. Outro fato importante refere-se ao desempenho da bomba que apresentou melhores resultados operando com tubo capilar e temperaturas mais elevadas na saída do resfriador.

Sarkar (2009) desenvolveu um modelo em regime permanente para avaliar o comportamento de uma bomba de calor para aquecimento e resfriamento de água, sendo o modelo validado por testes obtidos a partir de experimentos de um protótipo de uma bomba de calor. Para os trocadores de calor do tipo coaxial (evaporador e resfriador de gás), os modelos levaram em consideração as características da transferência de calor e da perda de carga para o CO₂ através da incorporação aos modelos das mais recentes correlações de transferência de calor. No modelo do evaporador proposto além da zona bifásica foi introduzida uma alteração que corresponde à incorporação da zona de superaquecimento.

O modelo proposto apresenta como parâmetros de entrada as seguintes variáveis: temperatura de entrada da água, vazão mássica de água, temperaturas de entrada e saída dos trocadores de calor, dados do compressor, dimensões do evaporador e resfriador de gás, pressão de saída do compressor e grau de superaquecimento. Um código de computador resolve um sistema de equações de conservação de energia e momento através de um método iterativo com a tolerância sendo definida para o valor de 0,001.

Através da variação da pressão de saída do compressor, o modelo calculava o valor do COP máximo que poderia ser obtido com relação a uma determinada pressão de saída do compressor.

A FIG. 2.5 representa COP do sistema obtido pela comparação entre os valores do modelo e os testes experimentais. Os dados experimentais para obtenção do COP foram obtidos através da variação da pressão de saída do compressor para uma vazão de água de 1 a 1,5 kg/min, temperatura da água de entrada de 30°C no evaporador e 30,5°C no resfriador e uma pressão de 40 bar no evaporador.

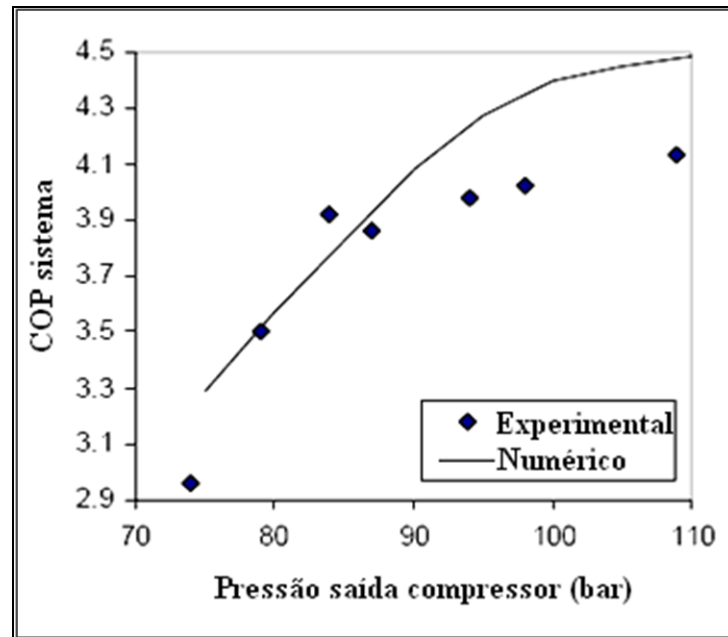


FIGURA 2.5 - Validação dos resultados numéricos em relação aos dados experimentais.

Fonte: SARKAR; JAHAR, 2009, p. 202.

Comparações entre os resultados dos testes experimentais e dos valores obtidos pelo modelo demonstram uma concordância modesta com um desvio máximo de 15%.

Sarkar também analisou o efeito provocado por outros parâmetros sobre o COP do sistema. Os parâmetros analisados foram: velocidade do compressor de 1500-3500 rpm, temperatura da água na entrada do evaporador e resfriador de 20-40°C. Os resultados obtidos pelo modelo e testes experimentais apresentaram desvios similares ao anterior, ou seja, da ordem de 15%. Sarkar verificou que o efeito da temperatura de entrada da água em relação à pressão de saída era muito significante, enquanto que para a velocidade do compressor era desprezível.

Sarkar *et al.* (2010) apresentam os resultados obtidos através de uma análise teórica e experimental de uma bomba de calor utilizada tanto para aquecimento quanto para resfriamento de água. Os autores investigaram os efeitos produzidos pela variação da vazão mássica e da temperatura da água no evaporador e no resfriador de gás. Os resultados obtidos revelam que o COP para o aquecimento e resfriamento aumentam com o aumento da vazão mássica e temperatura da água no evaporador e resfriador de gás, entretanto os valores obtidos são mais representativos para a vazão mássica de fluido no evaporador em que o COP apresentou um aumento de 0,6 por kg/min e 0,4 no resfriador de gás. Os resultados demonstraram que, considerando tanto o aquecimento quanto o resfriamento, o COP aumenta com o aumento da

temperatura de entrada da água no evaporador; tendência oposta foi observada para o aumento na temperatura de entrada da água no resfriador de gás. Os resultados demonstram que as variações são mais significativas no resfriador em relação a variações na temperatura de entrada da água.

Comparando os valores obtidos com os experimentos e simulados, observa-se um desvio máximo de 5% para o resfriamento, 10% para o aquecimento, 16% para o COP do sistema, 12 e 7,5% para a temperatura de saída da água do evaporador e resfriador, respectivamente.

Yang *et al.* (2010) desenvolveram um modelo matemático para simulação do desempenho de uma bomba de calor água-água de CO₂ em regime permanente através do uso de um protótipo de expansão. O modelo desenvolvido foi validado com dados experimentais obtidos através da variação da pressão de saída do compressor para uma faixa de 7,5 a 9,5 MPa. Para a capacidade de resfriamento e o COP relativo ao processo de aquecimento, o máximo desvio obtido entre o modelo e os valores experimentais foi de 20% com um erro médio em torno de 15%. Para a capacidade de aquecimento e resfriamento, o desvio máximo foi de 23% com erro médio de 17%.

Investigações a respeito da variação da temperatura e da vazão mássica de água no evaporador e resfriador no desempenho da bomba de calor também foram realizadas. Os resultados demonstram que a diminuição na temperatura e o aumento na vazão mássica da água de resfriamento produz um aumento do desempenho do sistema, mas também reduz a pressão ótima de rejeição do calor na qual um COP máximo pode ser obtido.

Yokoyama *et al.* (2010) investigaram o desempenho de uma bomba de calor para aquecimento de água com capacidade de 4,5 kW e tanque de armazenamento com volume de 370 litros em relação a mudanças diárias na demanda de água quente através de simulação numérica. Foram investigados a distribuição de temperatura no tanque de armazenamento e os parâmetros de desempenho como o COP e a eficiência do sistema de armazenamento. Como resultado da investigação, demonstrou-se que as variações diárias na demanda de água quente não afetam significativamente a média diária do COP, a eficiência do tanque e do sistema.

Yamaguchi *et al.* (2011) desenvolveram e validaram um modelo de simulação para uma bomba de calor comercial com capacidade de aquecimento de 22,3 kW e temperatura de saída da água de 90°C. Os componentes da bomba de calor foram modelados de forma a se obter um desempenho máximo em termos da transferência de calor. Nas simulações e experimentos, os

efeitos da temperatura de entrada da água e da temperatura do ar externo em relação ao COP, as taxas de transferência de calor no resfriador e evaporador, a vazão mássica de fluido refrigerante e pressão foram também investigados.

Em relação à modelagem dos componentes que compõem a bomba de calor, os autores utilizaram as equações da continuidade, energia e perda de carga adotando correlações de transferência de calor e perda de carga para o CO₂ obtidas recentemente na literatura. Para o trabalho foram utilizadas as correlações de Dang-Hihara, Dravid, Cheng, Biberg.

A partir dos modelos obtidos para cada elemento, as simulações foram realizadas através da conexão entre a vazão mássica e as variações nas equações de conservação. Cada componente no ciclo apresentava uma entrada e uma saída tendo como variáveis a vazão mássica, entalpia e pressão. Os valores das variáveis na saída de cada componente eram obtidos através da aplicação dos valores na entrada com as devidas condições de contorno; os valores de entrada eram então atualizados caso o erro fosse maior que o aceitável. Quando todos os erros eram menores que o valor aceitável, o algoritmo era encerrado. Para realizar os cálculos em cada componente, os autores adotaram os métodos de diferença finita e Newton-Raphson.

Com relação ao efeito da temperatura de entrada da água no COP, os resultados demonstraram uma diminuição do COP com o aumento da temperatura de entrada da água devido à diminuição da taxa de transferência de calor para consumo de energia constante no compressor. Verificou-se também que, com o aumento da temperatura da água, houve um ligeiro aumento na vazão mássica de refrigerante e na pressão de entrada e saída do compressor. Os valores obtidos através do modelo apresentaram boa concordância, sendo a diferença entre o valor máximo obtido pelo modelo e o valor medido experimentalmente para o COP de 5,4% e diferença média de 0,9%.

Em relação ao efeito da temperatura do ar externo, os resultados demonstram um aumento no COP com o aumento da temperatura do ar externo devido ao aumento da taxa de transferência de calor no resfriador e evaporador com o consumo do compressor sendo praticamente constante. Para a vazão mássica de refrigerante e pressão na entrada do compressor verificou-se um aumento. Os valores obtidos através do modelo apresentaram boa concordância, sendo a diferença entre o valor máximo obtido pelo modelo e o valor medido experimentalmente para o COP de 5,1% e diferença média de 1,5%.

Minetto (2011) realizou um estudo teórico e experimental de uma bomba de calor de CO₂ para aquecimento de água com objetivo de uso residencial. A bomba de calor era constituída por um compressor de pistão de simples estágio, resfriador de gás do tipo coaxial, válvula de expansão eletrônica, evaporador tubo aletado e tanque de armazenamento. Seu trabalho constituiu-se, principalmente, da análise teórica e otimização da pressão do resfriador de gás, modelagem dos trocadores de calor e do sistema e desenvolvimento de um novo método de controle para o ciclo de alta pressão, cujo objetivo principal era maximizar o COP e garantir uma temperatura fixa na saída do resfriador através do ajuste da vazão de água.

Simulações foram realizadas com o objetivo de determinar a pressão de descarga ótima para diferentes condições de temperatura do ar na entrada do evaporador e diferentes condições de temperatura da água na entrada do resfriador. Para o processo de otimização da pressão no resfriador foram feitas análises da pressão de descarga e do COP como função da temperatura ambiente. Os resultados demonstraram que, quando a temperatura ambiente era baixa, um aumento de 10°C na temperatura de entrada da água apresentava o mesmo efeito no COP que um aumento de 10°C na temperatura final. Para situações em que a temperatura ambiente era alta, verificou-se que a influência da temperatura de entrada da água no resfriador em relação ao COP era maior que a temperatura da água na saída do resfriador.

Para o controle, a vazão de água era modulada por um controlador PID, que tinha como objetivo atingir e garantir a temperatura da água na saída do resfriador definida por um *set point*. A variável controlada era comparada com o *set point*, e a velocidade da bomba d'água era ajustada para reduzir o erro. No mesmo instante de tempo, o controlador era capaz de estimar o COP em tempo real como função das condições de operação do sistema e modificar o grau de abertura da válvula de expansão para garantir uma pressão de descarga mais elevada, isso representava um COP mais elevado para tais condições.

Islam *et al.* (2012) apresentam uma análise numérica de uma bomba de calor de CO₂ para aquecimento de água operando em modo transcrito utilizando um evaporador solar do tipo U evacuado. A principal proposta do trabalho apresentado pelos autores era simular o desempenho da bomba de calor operando com variação da rotação do compressor. Segundo os autores, o modelo desenvolvido é capaz de prever características de operação sob condições meteorológicas moderadas da região de Dakota.

2.4.2 Estudos teórico e experimental de bombas de calor operando com evaporador solar

Nos últimos anos, é possível observar um crescente interesse por bombas de calor assistidas por radiação solar devido ao fato de que esses sistemas convertem energia primária em energia térmica de uma forma muito mais eficiente do que as tradicionais bombas de calor, o que resulta em COP mais elevados.

Estudos recentes têm demonstrado que a combinação de coletor e evaporador formando uma única unidade e utilizando um fluido refrigerante melhora o desempenho de todo o sistema em comparação com os coletores tradicionais que usam o ar ou a água como fluido de trabalho. Nesses sistemas, o fluido refrigerante vindo do condensador é encaminhado à unidade coletor-evaporador onde então evapora pela absorção da radiação solar incidente, sendo esses sistemas então denominados de bombas de calor por radiação solar com expansão direta. O uso de evaporadores solares com bombas de calor é muito conveniente uma vez que, além da radiação solar, outras energias podem ser coletadas como, por exemplo, o calor sensível da atmosfera e o calor latente advindos de efeitos de condensação.

Axaopoulos *et al.* (1998) realizaram uma comparação entre dois sistemas para aquecimento de água: uma bomba de calor assistida por radiação e um sistema convencional por termossifão. Ambos os sistemas foram monitorados de 1993 a 1997 durante o período do inverno e do verão. A bomba de calor era composta por um evaporador solar de área correspondente a 2 m² tendo como fluido de trabalho o R-12, sem cobertura de vidro e sem isolamento, um compressor hermético de 350 W, um condensador que operava inundado num tanque de armazenamento e por uma válvula de expansão que regulava a vazão de fluido refrigerante para o coletor. Os resultados obtidos demonstraram que a bomba de calor com evaporador solar apresentava desempenho superior em relação ao sistema termossifão para todas as condições climáticas analisadas. O sistema coletor-evaporador demonstrou ser eficiente fornecendo água na temperatura desejada durante 24 horas do dia independentemente das condições climáticas. Em relação ao desempenho do sistema bomba-evaporador solar, os autores observaram que a variação da temperatura ambiente e da velocidade do vento era mais significativa ao desempenho do que a variação da radiação solar. O COP apresentou valores superiores a 3.

Kuang; Sumathy e Wang (2003) realizaram estudos analíticos e experimentais numa bomba de calor com evaporador solar plano com 2 m² para aquecimento de água conforme pode ser visto na FIG. 2.6.

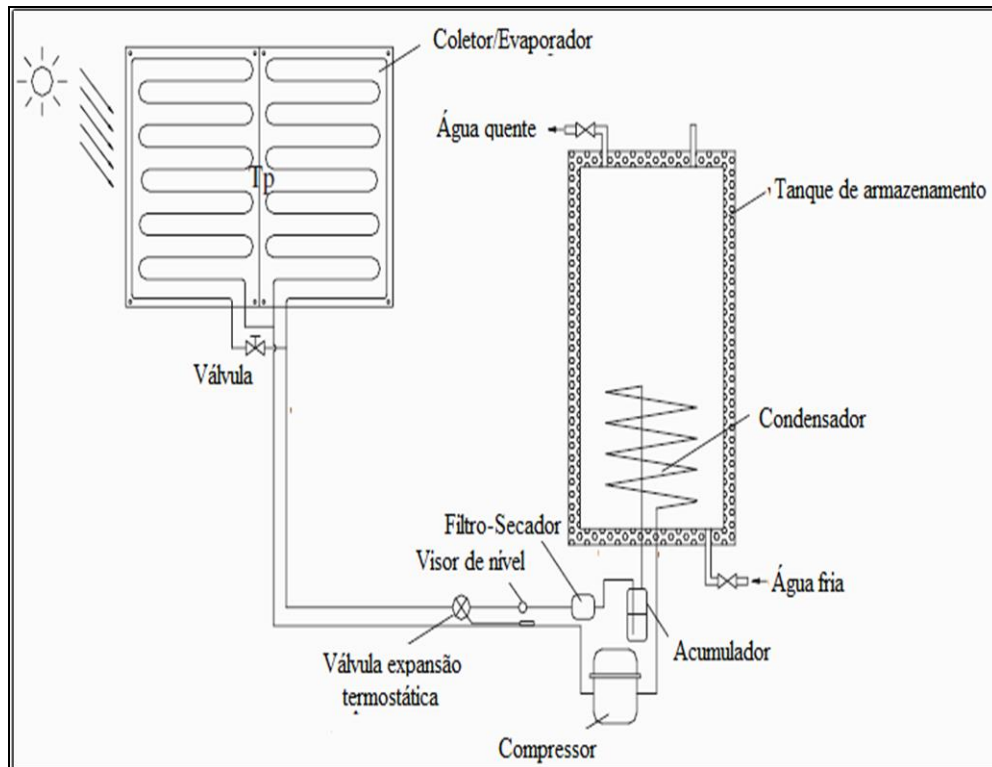


FIGURA 2.6 - Representação esquemática da bomba de calor com evaporador solar plano.

Fonte: KUANG *et. al.*, 2003, p. 533.

Um modelo de simulação foi desenvolvido para calcular o desempenho térmico do sistema. O COP médio mensal apresentou valores da ordem de 4 a 6 com o coletor apresentando uma eficiência de 40 a 60%. Os resultados obtidos através do modelo foram utilizados para otimizar o projeto e determinar a estratégia de controle a ser adotada. A influência de vários parâmetros como a radiação solar, temperatura ambiente, área do coletor, volume do tanque e rotação do compressor no desempenho da bomba foram investigados. Os resultados obtidos indicaram que o desempenho do sistema é fortemente influenciado pela variação da radiação solar, área do coletor solar e rotação do compressor.

Para o sistema em estudo, os autores recomendaram que a razão ideal do volume de armazenamento para a área do coletor deveria estar situada entre 75-125 l/m². Para reduzir a incompatibilidade entre a carga térmica no coletor e a capacidade do compressor e aumentar o desempenho térmico do sistema, os autores sugeriram a utilização de compressores com rotação variável ou válvula de expansão eletrônica.

Chata *et al.* (2005) realizaram uma investigação sobre o desempenho térmico de uma bomba de calor por radiação solar com expansão direta operando com diferentes fluidos refrigerantes

com duas configurações para o coletor: com e sem cobertura. Os fluidos utilizados foram o R-12, R-22, R-134a, R-404A e R-407C. Os resultados obtidos revelam que o R-12 apresenta o COP mais elevado, seguido pelo R-22 e R-134a. Para as misturas, o R-410A demonstrou ser mais eficiente que R-407C ou R-404A, porém em relação ao R-134a os resultados foram inferiores.

Com a investigação, Chata *et al.* propuseram um procedimento gráfico para calcular a área do coletor solar como função da capacidade do compressor. Segundo os autores, os gráficos são muito adequados para o projeto de bombas de calor com expansão direta, pois permitem estimar a área do coletor solar como função do compressor para uma determinada radiação solar, temperatura ambiente e carga térmica.

Li *et al.* (2007) realizaram uma análise exérgica de uma bomba de calor por radiação solar com expansão direta operando com R-22, potência de 750 W através de experimentos realizados no inverno. Segundo os autores, os elementos que apresentaram maior perda de exergia foram o compressor e o evaporador-coletor seguidos pelo condensador e pela válvula de expansão. Conforme os autores, para garantir uma perfeita adequação entre a capacidade do compressor e a capacidade do evaporador-coletor, quando o mesmo opera em condições de carga térmica e ambientais variáveis, deve-se utilizar um compressor com rotação variável e válvula de expansão eletrônica.

Chow *et al.* (2010) desenvolveram um modelo de simulação numérica para uma bomba de calor por expansão direta utilizando R-134a como fluido de trabalho para investigar a potencialidade da bomba no aquecimento de água para uso doméstico na cidade de Hong Kong. A partir dos resultados de simulação obtidos de dados meteorológicos, os autores obtiveram um COP de 6,46, o que representa um valor bem acima de uma bomba de calor tradicional.

2.5 Conclusão

Esse capítulo foi dividido em três partes. Na primeira, foram apresentadas uma revisão da literatura buscando identificar os mecanismos de transferência de calor e da perda de pressão para o CO₂, um resumo sobre as principais correlações utilizadas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção e da perda de pressão. Observou-se que a correlação

proposta por Cheng *et al.* apresentou os melhores resultados para prever o coeficiente de transferência de calor e da perda de carga.

Na segunda parte desse capítulo, realizou-se uma análise dos principais trabalhos atribuídos aos estudos teórico e experimental de bombas de calor operando com CO₂ em modo transcrito. Nos trabalhos realizados verifica-se uma tendência à observância dos vários fenômenos que influenciam o desempenho da bomba de calor por meio de simulações numéricas e experimentais.

Na terceira parte, realizou-se uma revisão sobre os principais trabalhos associados à análise teórica e experimental de bombas de calor operando com evaporadores solares.

A partir da revisão da literatura, algumas interpretações podem ser inferidas:

- Os coeficientes de transferência de calor no processo de evaporação do CO₂ são bem mais elevados quando comparados aos fluidos refrigerantes convencionais;
- As correlações de um modo geral apresentam a tendência em subestimar os valores dos coeficientes de transferência de calor quando comparadas aos dados experimentais; para a perda de pressão, as correlações apresentam a tendência em superestimar;
- O conhecimento sobre os diversos mecanismos de transferência de calor relativos ao processo de evaporação do CO₂ é fundamental para a obtenção de correlações mais precisas; as correlações são fortemente afetadas por parâmetros geométricos, termodinâmicos e de operação;
- A quantificação dos diversos parâmetros que afetam o desempenho das bombas de calor é fundamental para a otimização e o projeto de sistema que operam com o CO₂ em modo transcrito. Parâmetros como a temperatura da água, temperatura de evaporação, vazão mássica de fluido refrigerante influenciam diretamente a eficiência de todo o sistema (COP);
- Bombas de calor operando com evaporadores solares apresentam COP mais elevado do que as bombas tradicionais. Parâmetros como a radiação solar, temperatura ambiente, área do coletor e o fluido refrigerante influenciam diretamente a eficiência térmica dos sistemas.

CAPÍTULO 3

MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Introdução

O objetivo deste capítulo é apresentar o projeto e a construção do protótipo da bomba de calor de CO₂ operando com um evaporador solar. O protótipo visa validar experimentalmente os resultados obtidos através do modelo matemático.

O capítulo consiste em descrever os principais componentes da bomba de calor, quais sejam: o evaporador, o compressor, o condensador/resfriador, a válvula de expansão e o sistema de aquisição de medidas e de dados. Em cada seção serão apresentados, resumidamente, os componentes mencionados e a metodologia empregada na execução dos ensaios experimentais e no cálculo das incertezas de medição.

3.2 Projeto do dispositivo experimental

O banco de ensaios é composto por uma bomba de calor operando com CO₂ para aquecimento de água de uso residencial por compressão a vapor e de um sistema de medição e aquisição de dados. As FIG. 3.1 e 3.2 que se seguem representam um esquema detalhado dos diversos componentes do banco de ensaios.

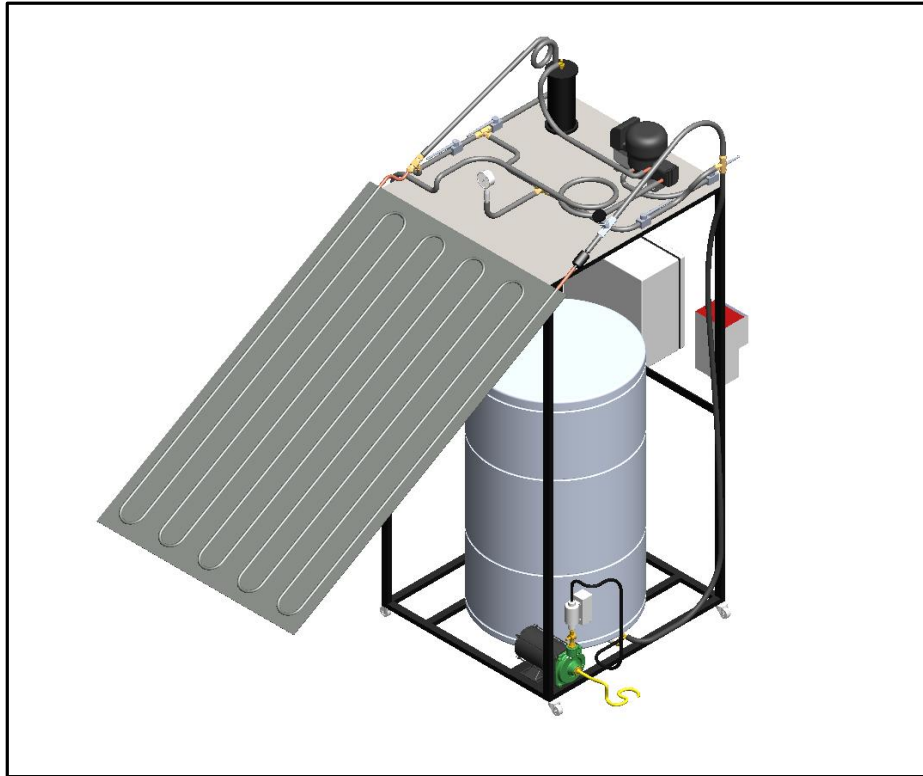


FIGURA 3.1 - Representação do protótipo da bomba de calor em vista isométrica.

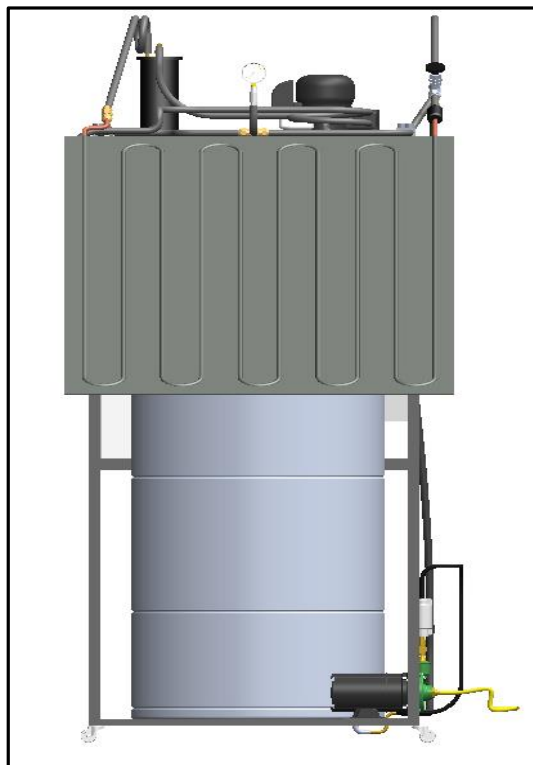


FIGURA 3.2 - Representação do protótipo da bomba de calor em vista frontal.

3.3 Evaporador solar

O evaporador é o componente responsável por favorecer a troca de calor entre a fonte fria e o fluido refrigerante durante a expansão do mesmo, levando-o de uma situação de mistura líquido e vapor para vapor superaquecido.

3.3.1 Dimensionamento do evaporador solar: região bifásica

O primeiro passo para o dimensionamento do evaporador é realizar o cálculo da temperatura da parede interna do tubo (T_{wi}), para isso será necessário o coeficiente convectivo interno (H_i). A TAB. 3.1 mostra os dados referentes ao ponto de operação da bomba de calor.

TABELA 3.1
Dados referentes ao ponto de operação da bomba de calor

Grandeza	Símbolo	Valor	Unidade
Temperatura de ebulição do CO ₂	T _{eb}	278	K
Título de entrada do evaporador	x ₀	0,2	Decimal
Vazão do fluido CO ₂	\dot{m}	0,33	kg/s

O evaporador é constituído basicamente por um tubo disposto na forma de serpentina acoplado a uma placa plana. Essa configuração foi escolhida objetivando-se que o coletor opere recebendo calor proveniente da radiação solar, além da possibilidade de se obter energia também de outras fontes como, por exemplo, a condensação para realizar a expansão do fluido. De posse dos dados de projeto da bomba de calor é possível então determinar o coeficiente convectivo interno do escoamento. Determina-se *a priori* a potência exigida para esse evaporador:

$$\dot{q}_{ev} = \dot{m}(h_{fs} - h_{fe}) \quad (3.1)$$

Em que \dot{q}_{ev} é a potência do evaporador, e h_{fs} e h_{fe} são as entalpias de saída e de entrada da porção bifásica do mesmo.

$$G = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i^2} \quad (3.2)$$

A EQUAÇÃO (3.2) fornece a velocidade mássica (G), sendo que D_i representa o diâmetro interno do tubo do evaporador.

Calculou-se o número de Reynolds da porção líquida (Re_l) do escoamento. Como essa grandeza é dependente do título (x), e esse varia ao longo do escoamento, foi necessário dividir o escoamento em 160 volumes de controle e assim o Re_l foi obtido para cada uma das 160 partes. O Reynolds calculado serviu como dado de entrada na EQUAÇÃO (3.3), para o cálculo do coeficiente convectivo líquido (H_l), que a exemplo do Re_l foi obtido para cada uma das 160 partes.

$$\begin{cases} H_l = 0,023Re_l^{0,8}Pr_l^{0,4}k_lD_i^{-1} & \Rightarrow \textit{se Turbulento} \\ H_l = 4,364k_lD_i^{-1} & \Rightarrow \textit{se Laminar} \end{cases} \quad (3.3)$$

Ainda para cada um dos volumes de controle foi obtido o parâmetro de Martinelli (χ), esse parâmetro foi apresentado em Machado (1996).

$$\chi = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (3.4)$$

Finalmente, o coeficiente convectivo pode ser calculado através da correlação de Addoms e Dengler, também apresentado em Machado (1996). Essa correlação só pode ser usada para títulos inferiores ao título crítico (x_{cr}). Porém essa equação depende de grandezas de que não se dispõem nesse momento do cálculo. Assim um processo iterativo é iniciado, pois o comprimento total do tubo (Z_0) ainda não é conhecido, dessa forma este é estimado em um valor qualquer para que o programa inicie o cálculo.

$$q = \frac{\dot{q}_{ev}}{m Z_0 \pi d_i} \quad (3.5)$$

$$q_{crit} = 0,131 \rho_v^{0,5} (h_v - h_l) [g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{0,25} \quad (3.6)$$

$$We_v = \frac{G^2 D_i}{\rho_v \sigma} \quad (3.7)$$

$$Fr_v = \frac{G^2}{\rho_v (\rho_l - \rho_v) g D_i} \quad (3.8)$$

$$x_{cr} = 0,58 e^{\left[0,52 - 0,236 We_v^{0,17} Fr_v^{0,17} (\rho_v / \rho_l)^{0,25} (q / q_{crit})^{0,27} \right]} \quad (3.9)$$

As EQUAÇÕES (3.5), (3.6), (3.7), (3.8) e (3.9) fazem parte de uma metodologia de cálculo apresentada em Cheng *et al.* (2008), onde q_{crit} representa o fluxo de calor crítico, We_v é o número de Weber para o vapor, e Fr_v corresponde ao número de Froude definido segundo Mori *et al.*, citada por Cheng *et al.* (2008). O fluxo de calor crítico corresponde a condição em que a camada de fluido líquido sobre a superfície aquecida torna-se zero, ou seja, a parede aquecida torna-se completamente seca e a partir desta condição observa-se um aumento rápido e acentuado da temperatura na parede.

$$Re_v = \frac{G D_i}{\mu_v} \quad (3.10)$$

$$H_v = \begin{cases} 0,023 Re_v^{0,8} Pr_v^{0,4} k_v D_i^{-1} & \Rightarrow \text{se Turbulento} \\ 4,364 k_v D_i^{-1} & \Rightarrow \text{se Laminar} \end{cases} \quad (3.11)$$

$$H_i = \begin{cases} C(\chi)^{-n} H_l \Rightarrow x_0 \leq x \leq x_{cr} \\ \frac{\theta_{sec} H_v + (2\pi - \theta_{sec}) H_{um}}{2\pi} \Rightarrow x_{cr} \leq x \leq 1 \end{cases} \quad (3.12)$$

Onde $C=3,4$ e $n=0,45$, foram obtidos de acordo com Machado (1996). Os valores para θ_{sec} (ângulo de secamento) e H_{um} (coeficiente convectivo no perímetro molhado) são calculados através das seguintes equações:

$$\alpha = \frac{x}{\rho_v} \left\{ \left[1 + 0,12(1-x) \right] \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1,18(1-x) \left[g\sigma(\rho_l - \rho_v) \right]^{0,25}}{G\rho_l^{0,5}} \right\}^{-1} \quad (3.13)$$

$$\theta_{sec} = 2\pi - 2 \left\{ \pi(1-\alpha) + (1,5\pi)^{1/3} \left[1 - 2(1-\alpha) + (1-\alpha)^{1/3} - \alpha^{1/3} \right] - 0,005(1-\alpha)\alpha \left[1 - 2(1-\alpha) \right] \left[1 + 4(1-\alpha)^2 + \alpha^2 \right] \right\} \quad (3.14)$$

$$\delta = \frac{D_i(1-\sqrt{\alpha})}{2} \quad (3.15)$$

$$H_{cb} = 0,0133 \left(\frac{4G(1-x)\delta}{(1-\alpha)\mu_l} \right)^{0,69} \text{Pr}_l^{0,4} \frac{k_l}{\delta} \quad (3.16)$$

$$H_{nb} = 0,71 \left\{ 55 \left(\frac{P_{ebu}}{P_{crit}} \right)^{0,12} \left[-\log \left(\frac{P_{ebu}}{P_{crit}} \right) \right]^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \right\} + 3970 \quad (3.17)$$

$$S_{sup} = \frac{(1-x)^{0,5}}{0,121 \text{Re}_l^{0,225}} \quad (3.18)$$

$$H_{um} = \left[(S_{sup} H_{nb})^3 + H_{cb}^3 \right]^{1/3} \quad (3.19)$$

Em que α é a fração de vazio do fluido determinada por Rouhani-Axelsson (1970), δ é a espessura da camada de líquido, H_{cb} coeficiente convectivo, H_{nb} o coeficiente convectivo da ebulição nucleada, S_{sup} o fator de supressão.

De posse dos valores de H_i para cada título, relacionou-se cada valor de H_i a um comprimento unitário que indica a distância percorrida pelo fluido dentro do evaporador. Preferiu-se, ao invés de se calcular a temperatura da parede do tubo para cada ponto, calcular a média dos coeficientes convectivos encontrados, tal média pode ser calculada por meio da EQUAÇÃO (3.20).

$$H_i = \int_0^1 H_i(u) du \quad (3.20)$$

Onde H_i é o coeficiente convectivo médio, sendo a integral resolvida numericamente.

$$q = H_i \pi D_i Z_0 (T_{wi} - T_{ebu}) \quad (3.21)$$

Utiliza-se, então, a EQUAÇÃO (3.21) para calcular a temperatura da parede interna do tubo (T_{wi}). Conhecido T_{wi} , recorre-se à lei de Fourier para encontrar a temperatura da parede externa do tubo (T_{we}). A equação para essa lei é expressa a seguir.

$$q = [2\pi Z_0 k (T_{we} - T_{wi})] / [\ln(D_i/D_e)] \quad (3.22)$$

Obtido o valor de T_{we} , calcula-se o calor recebido pelo evaporador nos dois aportes de energia que foram considerados para o balanço. Primeiro trabalhou-se o ganho de calor por radiação. A lei de Stefan-Boltzmann expressa a seguir fornece a seguinte equação:

$$q_{rad} = A_p \sigma \epsilon_p (T_i^4 - T_{we}^4) \quad (3.23)$$

A constante de Stefan-Boltzmann (σ) é de $5,67 \times 10^8 \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$.

Para o cálculo do coeficiente convectivo externo tem-se em Incropera (2002) a seguinte metodologia para convecção natural em placas planas inclinadas:

$$Ra_L = \frac{g(\cos\theta)\beta(T_{we} - T_\infty)L^3}{\alpha\nu} \quad (3.24)$$

Onde o Rayleigh (Ra_L) é calculado com base na gravidade (g), no ângulo de inclinação da placa em relação a vertical (θ) e coeficiente de expansão (β). A largura da placa (L) é um dado de projeto e T_∞ foi estimada em 25°C .

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr_{ar})^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.25)$$

Onde \overline{Nu}_L corresponde ao número de Nusselt médio proposto por Churchill e Chu (*apud* Incropera, 2002) podendo ser aplicado para a toda a faixa de Ra_L , Pr_{ar} é o número de Prandtl do ar. De posse do número de Nusselt pode-se então, por fim, calcular o H_e .

$$H_e = \frac{Nu_L k_{ar}}{w} \quad (3.26)$$

Portanto, o coeficiente convectivo externo do evaporador é $3,37 \text{ W/m}^2\text{K}$. Um valor um pouco abaixo do coeficiente convectivo da radiação (H_{rad}) que é de $5,56 \text{ W/m}^2\text{K}$. Isso significa dizer que 37,7% do ganho de energia são devido à convecção enquanto que 72,3% da energia são devidas à radiação.

Existe também o aporte de energia referente à condensação do vapor d'água presente no ar sobre a placa, mas por causa da dificuldade de se estimar a variação da temperatura do ar

durante a troca de calor com o evaporador, achou-se conveniente negligenciar tal aporte já que em referências, como Senna (2001, *apud* Nunes, 2010), esse é responsável por menos de 5% da troca de calor total.

Seguindo a metodologia de Incropera (2002), para cálculo de transferência de calor convectiva através de aletas planas, tem-se:

$$L_c = L + 0,5t \quad (3.27)$$

$$A_a = 2ZL_c \quad (3.28)$$

$$A_c = Zt \quad (3.29)$$

$$A_t = 2A_a + (\pi D_e z - 2tz) \quad (3.30)$$

$$A_p = tL \quad (3.31)$$

$$P = 2Z + 2t \quad (3.32)$$

$$m = \sqrt{\frac{H_e P}{A_c k_{cu}}} \quad (3.33)$$

Depois de calculada a série de parâmetros acima, é possível calcular a eficiência da aleta (η) em função do comprimento da região bifásica Z.

$$\eta = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} \quad (3.34)$$

O calor trocado por convecção pela placa inteira é dado pela seguinte equação:

$$q_p = H_e [2\eta A_a + (A_t - 2A_a)] (T_\infty - T_{we}) + IA_t \quad (3.35)$$

O parâmetro I representa a radiação solar incidente numa superfície inclinada por unidade de área. A radiação solar incidente sobre um coletor depende de inúmeros fatores tais como: declinação solar, hora solar, umidade relativa, transparência da atmosfera, ângulo de inclinação do coletor, etc. Devido as diversas grandezas envolvidas, inicialmente optou-se por adotar um valor médio da radiação solar para a região de Belo Horizonte obtida por meio dos dados fornecidos pelo Atlas Solarimétrico (2000). É importante salientar, que todas as grandezas envolvidas que influenciam a radiação solar serão contempladas na modelagem do evaporador, sendo que esse valor inicial foi utilizado apenas para o dimensionamento do comprimento necessário ao evaporador.

Encontrados todos os aportes de energia em função do comprimento Z , basta igualar o somatório dos mesmos ao valor total de q e encontrar um novo valor para Z . Esse valor de Z foi usado em substituição ao valor de Z_0 , que fora inicialmente estimado. Uma nova temperatura T_{we} foi encontrada e todo o processo, a partir daí, foi refeito. Um novo valor Z é encontrado e o ciclo seguiu-se até os valores para Z convergirem em 0,01%.

3.3.2 Dimensionamento do evaporador solar: região monofásica

Os cálculos para o dimensionamento da região monofásica, ou superaquecimento, são semelhantes à região bifásica, porém com certa simplificação, já que se trata de apenas uma fase.

Como não há variação no título, o coeficiente convectivo interno permanece constante, o que é calculado pela EQUAÇÃO (3.36).

$$H_i = \begin{cases} 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4}kD_i^{-1} & \Rightarrow \textit{se Turbulento} \\ 4,364kD_i^{-1} & \Rightarrow \textit{se Laminar} \end{cases} \quad (3.36)$$

$$Re = \frac{GD_i}{\mu} \quad (3.37)$$

A partir desse ponto a metodologia de cálculo segue a mesma para todo restante do dimensionamento, culminando em um novo Z que é somado ao comprimento da região bifásica encontrado na seção 3.3.1.

A FIG. 3.3 apresenta um desenho esquemático do evaporador solar projetado.

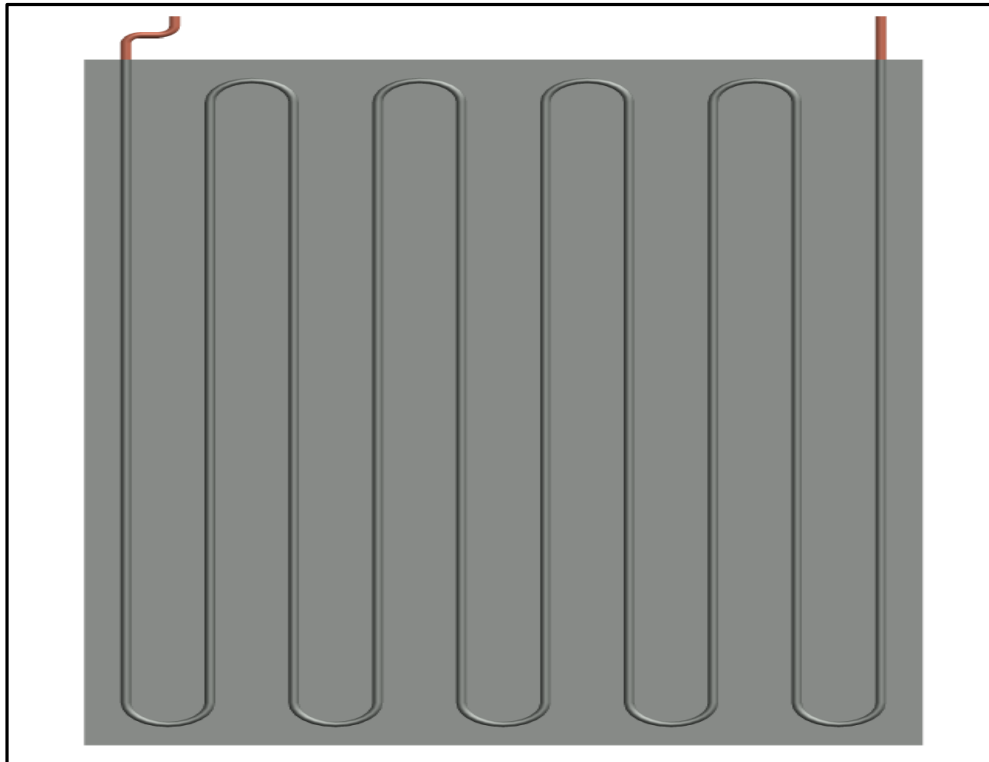


FIGURA 3.3- Representação esquemática do evaporador solar projetado.

A TAB. 3.2 mostra os parâmetros de projeto bem como os parâmetros encontrados no dimensionamento.

TABELA 3.2
Grandezas relativas ao evaporador solar

Tipo:	Evaporador solar de expansão direta
Material do tubo e da aleta	Cobre para ambos
Fluido Primário	CO ₂
Temperatura de entrada:	5 °C
Temperatura de saída:	15 °C
Fluido Secundário	Ar
Temperatura:	25°C
Radiação solar média considerada para cálculo	700 W/m ²
Diâmetros do tubo	$D_i = 6 \text{ mm}$ $D_e = 7,58 \text{ mm}$
Comprimento do tubo	16,3 m
Aleta:	
Comprimento	L= 0,05 m
Espessura	t= 1 mm
Eficiência	$\eta_a = 0,98$
Área do coletor	1,57 m ²

3.4 Compressor

O compressor é o mecanismo que tem a função de fornecer trabalho à bomba de calor. Ele o faz aumentando a pressão do fluido refrigerante e, conseqüentemente, aumentando sua temperatura.

Existem diversos tipos de compressores cuja escolha varia com o tipo de aplicação. A FIG. 3.4 mostra um fluxograma resumido dos tipos de compressores. Em vermelho, destaca-se o tipo de compressor escolhido para a bancada de testes em questão.

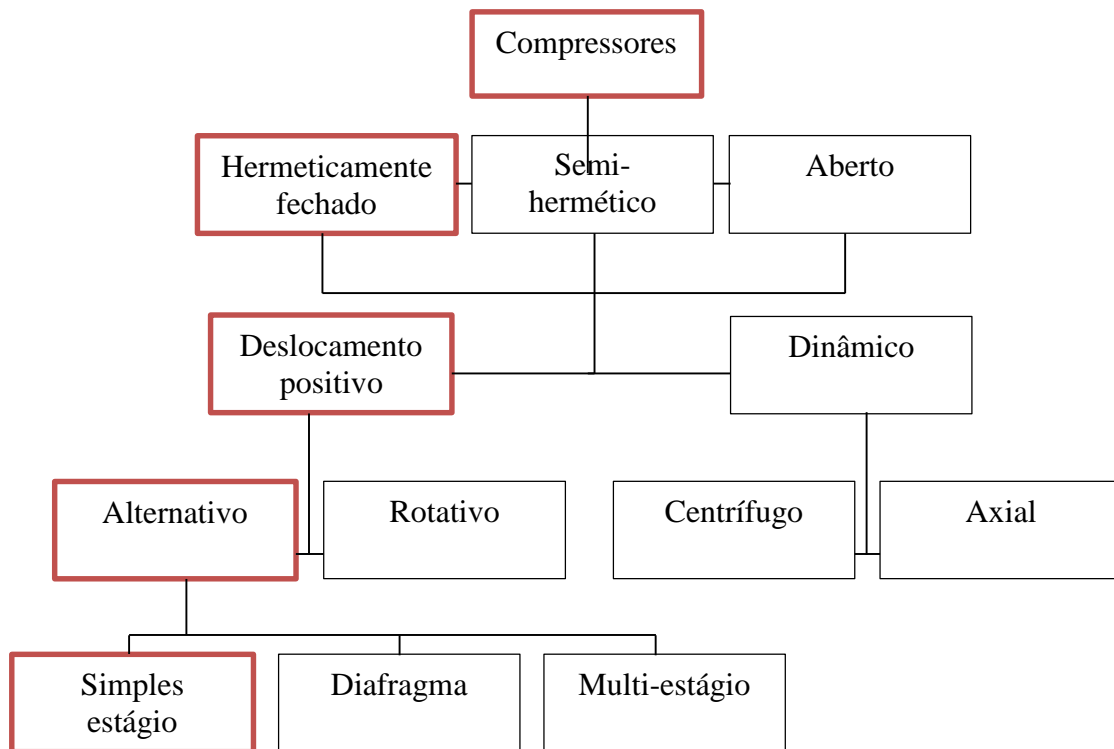


FIGURA 3.4 – Fluxograma com resumo dos tipos de compressores.

A principal vantagem dos compressores hermético e semi-hermético é que há uma baixa possibilidade de vazamento do fluido para o ambiente devido ao fato de que o sistema de compressão e motor estão acondicionados dentro da mesma carcaça. Os compressores abertos possuem selos de vedação para evitar a fuga de fluido refrigerante ou infiltração de ar externo no caso da pressão do sistema ser inferior à pressão atmosférica, estando sujeitos a vazamentos de fluido de trabalho. Em contrapartida, esses apresentam maior facilidade de manutenção, pois o acesso aos componentes ocorrem de maneira mais imediata.

A grande maioria das aplicações de baixa potência utilizam compressores herméticos, nesse caso as manutenções são praticamente inexistentes e normalmente correspondem à troca do mesmo.

A bomba de calor, desenvolvida para o presente estudo, utiliza um compressor hermeticamente fechado doado pela Empresa Brasileira de Compressores S.A. (Embraco), modelo EK6210CD específico para uso com CO₂. Esse compressor apresenta como principal vantagem a reduzida possibilidade de fuga do fluido refrigerante para o ambiente.

A FIG. 3.5 apresenta o compressor EK6210CD utilizado na bomba de calor, sendo os dados mais relevantes do compressor resumidos na TAB. 3.3.



FIGURA 3.5 - Compressor EK6210CD.

TABELA 3.3

Resumo de dados do compressor EK6210CD

Fluido de trabalho	CO ₂
Tipo	Recíproco
Frequência nominal	127V/60Hz
Fase	Monofásico
Temperatura de evaporação	-20°C à 10°C
Torque de partida	Alto torque de partida
Máxima pressão de alta	12 MPa
Potência	0,5 cv
Deslocamento	1,75 cm ³
Diâmetro	13,00 mm
Curso	13,20 mm

3.5 Condensador/Resfriador de Gás

O resfriador de gás apresenta-se como um dos principais componentes da bomba de calor representando um importante fator no desempenho dos sistemas que operam com CO₂ em modo transcrito. Trabalhos na literatura têm demonstrado que, reduzindo a temperatura do fluido

refrigerante na saída do resfriador operando em contracorrente para um valor próximo da temperatura de entrada do fluido secundário, obtém-se uma elevação na capacidade do sistema, ou seja, um aumento no COP. Diante desse fato, o trocador de calor foi dimensionado com o objetivo de obter a máxima eficiência em termos de transferência de calor do CO₂ para a água.

A utilização de um resfriador do tipo inundado traria prejuízos ao COP da bomba de calor devido ao fato de que, à medida que houvesse aumento na temperatura da água, a temperatura de saída do fluido no resfriador aumentaria, o que diminuiria a capacidade do sistema, ou seja, uma redução no COP. Dessa forma optou-se por um trocador de calor de tubo concêntrico em contracorrente.

É importante salientar que o termo definido como condensador refere-se apenas a uma condição inicial de partida do sistema, uma vez que, nessa condição transiente, o trocador apresentaria temperatura e pressões abaixo do ponto crítico.

O resfriador de gás foi projetado para atender à demanda de aquecimento correspondente a 270 litros de água a 40°C para banho de uma família de quatro pessoas. O trocador escolhido é do tipo tubos concêntricos com os fluidos escoando em contracorrente, com o CO₂ escoando através do tubo interno e água no espaço anular. O condensador-resfriador foi projetado segundo os dados disponibilizados por Cavallini e Zilio (2007). Segundo esse autor, a diferença de temperatura entre os fluidos na entrada do resfriador deve corresponder a um valor em torno de 20°C e, na saída, 5°C.

Para a realização dos cálculos do resfriador/condensador foram tomados alguns dados de projeto como a temperatura de entrada e saída da água, temperatura de entrada e saída do CO₂, a vazão de água e os diâmetros internos e externos para os tubos. A vazão mássica do fluido foi obtida através dos dados fornecidos pelo fabricante do compressor. A TAB. 3.4 fornece os parâmetros utilizados para o dimensionamento do resfriador/condensador. Aplicando um balanço de energia ao trocador de calor de tubos concêntricos da FIG 3.6, verifica-se que:

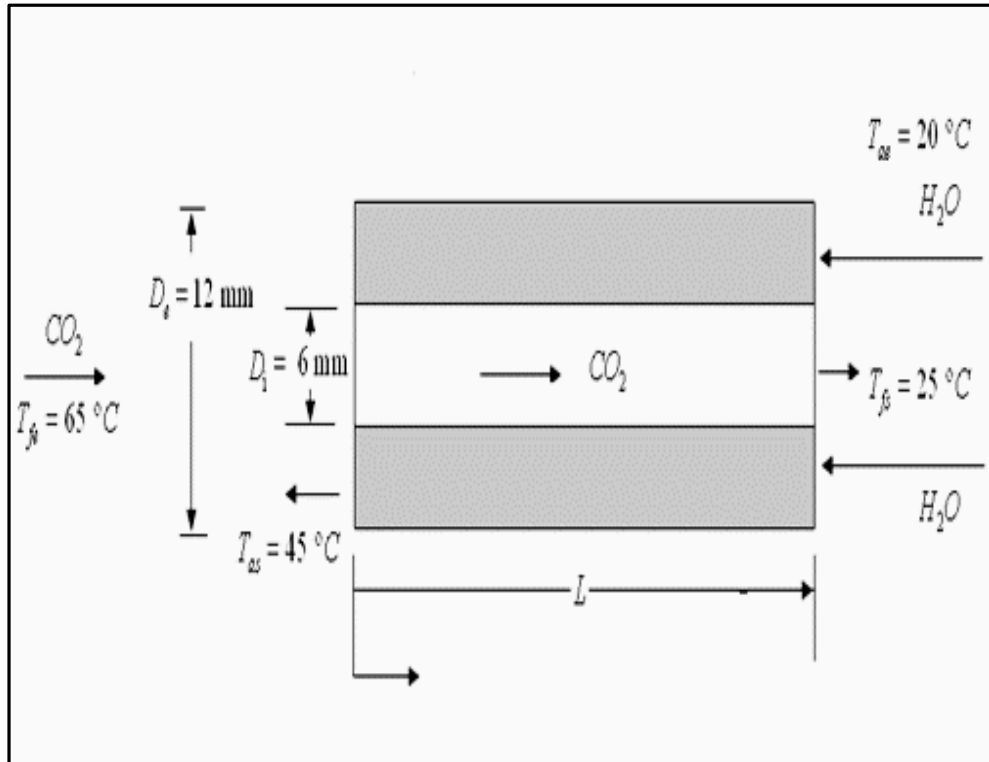


FIGURA 3.6 - Representação do resfriador com as condições de operação.

$$q_f = m_f (h_{fs} - h_{fe}) \quad (3.38)$$

$$q_a = m_a C_{p,a} (T_{as} - T_{ae}) \quad (3.39)$$

$$q_f = q_a \quad (3.40)$$

$$m_a = \frac{m_f (h_{fs} - h_{fe})}{m_a C_{p,a} (T_{as} - T_{ae})} \quad (3.41)$$

$$q = U \pi d_e L \Delta T_{lm} \quad (3.42)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{d_e}{H_i d_i} + \frac{d_e \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2k} + \frac{1}{H_e} \quad (3.43)$$

$$H_i = \begin{cases} 0,023 Re_i^{0,8} Pr_i^{0,4} k_v D_i^{-1} & \Rightarrow \textit{se Turbulento} \\ 4,364 k_i D_i^{-1} & \Rightarrow \textit{se Laminar} \end{cases} \quad (3.44)$$

$$H_e = \begin{cases} 0,023 Re_e^{0,8} Pr^{0,3} k_e D_h^{-1} & \Rightarrow \textit{se Turbulento} \\ 4,364 k_e D_h^{-1} & \Rightarrow \textit{se Laminar} \end{cases} \quad (3.45)$$

$$D_h = D_i - d_e \quad (3.46)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{fe} - T_{as}) - (T_{fs} - T_{ae})}{\ln \left(\frac{T_{fe} - T_{as}}{T_{fs} - T_{ae}} \right)} \quad (3.47)$$

$$L = \frac{q}{U \pi d_e \Delta T_{lm}} \quad (3.48)$$

A TAB. 3.4 mostra os parâmetros de projeto bem como os parâmetros encontrados no dimensionamento.

TABELA 3.4

Grandezas relativas ao condensador/resfriador de gás

Tipo:	Tubos concêntricos com fluidos escoando em contracorrente
Número de passes:	Um
Material:	Cobre para ambos os tubos
Fluido Primário:	CO ₂
Pressão:	7450 kPa
Temperatura de entrada (T _{fe}):	65 °C
Temperatura de saída (T _{fs}):	25 °C
Vazão mássica:	33,12 kg/h
Fluido Secundário:	H ₂ O
Pressão:	245 kPa
Temperatura de entrada (T _{ae}):	20 °C
Temperatura de saída (T _{as}):	45 °C
Vazão mássica:	90,00 kg/h
Diâmetros do tubo interno (CO ₂):	$d_i = 6 \text{ mm}$ $d_e = 7,58 \text{ mm}$
Diâmetros do tubo externo (H ₂ O):	$D_i = 12 \text{ mm}$ $D_e = 12,70 \text{ mm}$
Comprimento do tubo:	24,3 m
Área de transferência de calor, tubo interno (A _i):	$A_i = 0,4580 \text{ m}^2$
Área de transferência de calor, tubo externo (A _e):	$A_e = 0,9160 \text{ m}^2$
Razão entre as áreas de transferência (A _e /A _i):	2
Área seção transversal, tubo interno (A _{si}):	$A_{si} = 28,27 \text{ mm}^2$
Área seção transversal, tubo externo (A _{se}):	$A_{se} = 113,09 \text{ mm}^2$
Razão entre as áreas de seção transversal (A _{se} /A _{si}):	4

3.6 Válvula de expansão

O controle da vazão de fluido refrigerante que entra no evaporador é normalmente realizado utilizando tubo capilar, válvula de expansão termostática, válvula de expansão eletrônica ou válvulas de agulha. Para sistemas que trabalham com condições de carga térmica variável, os dispositivos de controle do evaporador exercem um papel fundamental, pois devem fornecer uma vazão de fluido suficiente, com um grau de superaquecimento adequado na saída do evaporador.

O desempenho do evaporador é essencialmente dependente do comportamento dinâmico e dos dispositivos de controle. Em geral, para operar com alta eficiência o evaporador requer um grau de superaquecimento mínimo sem que haja possibilidade de comportamento instável.

Tubos capilares apresentam como principal desvantagem a impossibilidade de regulação para satisfazer distintas condições de carga, uma vez que qualquer variação de carga térmica ou na temperatura de condensação ou resfriamento do gás acarretaria na redução da eficiência.

A válvula de expansão termostática apresenta o inconveniente de apresentar um comportamento oscilatório, conhecido como *hunting*. O *hunting* ocorre quando, em um determinado momento, a válvula abre amplamente e, posteriormente, fecha-se totalmente de forma rápida causando flutuações na vazão de refrigerante (BROERSEN; VAN DER JAGT, 1980).

Em 1999, Schmidt apresenta um trabalho no qual relatava as vantagens e desvantagens de diferentes válvulas de expansão com diferentes estratégias de controle. Suas análises baseavam-se nos problemas de instabilidade apresentados no controle do evaporador quando o mesmo operava com baixo superaquecimento. Segundo o autor, o evaporador não pode operar com um superaquecimento arbitrário baixo por duas razões: primeiro, o evaporador tende a mostrar instabilidade quando o superaquecimento torna-se muito baixo; essa instabilidade é conhecida como MMS (*Minimum Stable Superheat*). O MMS é definido como sendo o valor do superaquecimento em que obtém-se uma transferência térmica máxima no evaporador, sendo que um suplemento no fornecimento de líquido refrigerante resulta num valor de superaquecimento abaixo do MMS, provocando um comportamento instável do evaporador sem qualquer aumento na transferência térmica. Segundo, outro fenômeno de instabilidade está relacionado com a engenharia de controle e ocorre devido ao ganho do evaporador, em que o ganho aumenta até que uma vazão máxima seja atingida. Um aumento acima desse ponto resulta em uma inundação do evaporador e, nesse caso, o ganho cai bruscamente tornando-se até mesmo nulo.

Para garantir que o evaporador solar possa operar com superaquecimento baixo e fluxo de refrigerante adequado para as várias condições de operação, há necessidade de dispositivos de expansão com resposta rápida e ciclos de controle eficientes. Dispositivos como tubo capilar e válvula de expansão termostática não são capazes de garantir uma vazão correta quando funcionam com sistemas que trabalham com carga térmica variável (Faria, 2004). A utilização da válvula de expansão eletrônica para o controle e otimização da transferência de calor no evaporador resulta em características de desempenho superiores quando comparadas com os

dispositivos tradicionais como tubo capilar e válvula termostática, principalmente operando com condições transientes e não lineares.

Diante desse contexto, é possível observar que a válvula de expansão eletrônica apresenta inúmeras vantagens principalmente quando comparadas às características das trocas térmicas envolvidas no evaporador uma vez que este estará sujeito a várias mudanças nas condições de operação devido às mudanças climáticas e da radiação solar incidente sobre o coletor. Porém, não foi possível obter uma válvula de expansão eletrônica operando com CO₂ devido a restrições de importação para o Brasil segundo informação obtida junto aos principais fornecedores. Diante de tal fato, optou-se por utilizar uma válvula do tipo agulha uma vez que esse tipo de válvula tem sido utilizado em alguns trabalhos que usam o CO₂ como fluido refrigerante como, por exemplo, o trabalho desenvolvido por Martin e Rieberer (2007).

A válvula agulha apresenta a vantagem de ser um dispositivo simples com um controle muito preciso quando a carga térmica é constante, porém apresenta como desvantagem a necessidade de ajuste quando ocorrem variações na carga térmica do evaporador. A válvula agulha escolhida foi o modelo SS-31RS4, fabricante SWAGELOK com um diâmetro de orifício de 1,6 mm², conforme FIG. 3.7.



FIGURA 3.7 - Válvula de agulha SWAGELOK Modelo SS-31RS4.

3.7 Sistemas de medição

A bomba de calor foi instrumentada com medidores de temperatura, pressão e vazão. A seguir serão apresentados os dispositivos utilizados no sistema de medição.

3.7.1 Medidores de temperatura

A bomba de calor possui 6 termopares do tipo T (cobre-constantan), com 1,5 mm de diâmetro, marca ECIL. Os termopares foram obtidos com certificado de calibração e instalados na entrada e saída de cada um dos componentes da bomba de calor.

3.7.2 Medidor de pressão

Para a medição da pressão, foi utilizado um manômetro do tipo PHD.IL , marca ZURICH com uma precisão de 0,25% do fundo de escala. A medição de pressão é feita utilizando-se um sistema de *by-pass* pelo qual, através do fechamento e abertura de válvulas, permite-se obter as pressões no evaporador e resfriador de gás.

3.7.3 Medidor de vazão

A vazão mássica de água é medida através de um medidor de vazão eletromagnético da marca Incontrol, modelo VMS PRO, com um computador de vazão MEV-1000 para leituras instantâneas ou totalizadas. A sua faixa de medição é de 0,08 a 4,0 m³/h e incerteza de 2% da leitura para velocidades compreendida entre 0,1 a 0,3 m/s e 0,5% para velocidades compreendida entre 0,3 a 10 m/s ou 0,25% do fundo de escala quando não são conhecidas as velocidades.

3.8 Sistema de aquisição de dados

Os sinais gerados pelos diferentes sensores do banco de ensaios são recebidos e tratados por um sistema de aquisição de dados. Esse sistema de aquisição de dados é composto basicamente

de um módulo para acondicionamento dos sinais gerados pelos termopares e medidores de pressão. Para os termopares utiliza-se uma placa de aquisição modelo USB-9162 de 24 bits; para as medidas de pressão, utiliza-se uma placa modelo USB-6211, ambas fabricadas pela *National Instruments* e instaladas em um computador tipo PC.

Para a leitura e tratamento dos sinais provenientes dos diversos sensores, desenvolveu-se um programa em *Labview*. Esse *software* converte os sinais de tensão em grandezas de engenharia, permitindo visualizar na tela do computador a evolução em tempo real das variáveis medidas, sendo os valores obtidos registrados em um arquivo de saída. A FIG. 3.8 apresenta o fluxograma desenvolvido para leituras das temperaturas.

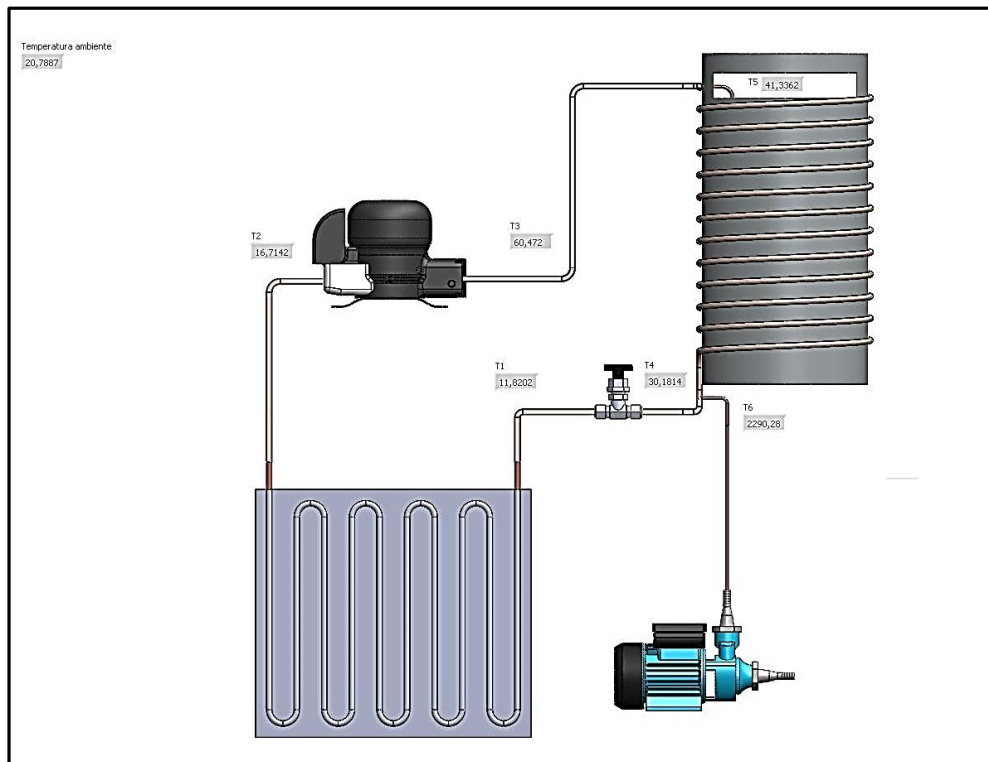


FIGURA 3.8 - Fluxograma da bomba de calor utilizado na aquisição das temperaturas.

3.9 Construção do dispositivo experimental

Após a etapa de elaboração e dimensionamento dos componentes que compõem a bomba de calor, iniciou-se a construção do protótipo. O protótipo da bomba de calor contou com o apoio técnico da empresa mineira Maxtemper Energia Solar. As FIG. 3.9 e 3.10 apresentam detalhes relativos à construção do resfriador de gás, e a FIG. 3.11 apresenta o protótipo final.



FIGURA 3.9 - Detalhes construtivos do resfriador de gás.



FIGURA 3.10 - Detalhes referentes à aplicação do isolamento no resfriador de gás.



FIGURA 3.11 - Protótipo final da bomba de calor.

3.10 Metodologia utilizada na realização dos ensaios experimentais

Para analisar o comportamento da bomba de calor e em especial avaliar o comportamento do evaporador solar juntamente com a válvula de expansão, estes foram submetidos a alguns testes experimentais. Os testes consistiam em posicionar o evaporador solar com um ângulo de inclinação de 30° em relação à horizontal e na direção do norte verdadeiro ($-21,5^\circ$ em relação ao norte magnético). A válvula de expansão do tipo agulha foi ajustada para operar com 50% de abertura. Após a realização desses ajustes, iniciava-se o ajuste da vazão de água para o valor correspondente a 90 litros/hora. Obtidos todos os ajustes necessários, iniciava-se a gravação dos dados de temperatura através do sistema de aquisição. As medidas relativas as temperaturas foram obtidas com um tempo de amostragem de 0,5 s durante o período de 240 s.

3.11 Incertezas das medições

Toda medida está afetada por erros que podem ser provocados por uma ação isolada ou pela combinação de vários fatores, ocasionados por inúmeras causas. Para eliminar completamente

esses erros seria necessário empregar um sistema de medição perfeito sobre o mensurando, sendo que o último deveria ser estável e bem definido. Entretanto, na prática, não se consegue um sistema de medição perfeito e o mensurando dificilmente está isento de variações. Apesar de todos esses fatores, ainda é possível obter informações confiáveis de uma medição desde que a ordem de grandeza e a natureza do erro sejam conhecidas (Gonçalves Jr., 2002).

O erro de medição pode ser considerado como composto por três parcelas básicas (Gonçalves Jr., 2002):

$$e = e_s + e_a + e_g \quad (3.49)$$

Onde e , e_s , e_a e e_g são, respectivamente, o erro de medição, o erro sistemático, o erro aleatório e o erro grosseiro.

O erro sistemático (e_s) representa a parcela do erro presente nas medições realizadas em condições idênticas de operação. Pode ser causado tanto por um problema de ajuste ou desgaste do sistema de medição, quanto por fatores construtivos. Pode estar associado ao próprio princípio de medição empregado ou ainda ser influenciado por grandezas ou fatores externos, como condições ambientais, por exemplo. Embora se repita em medições realizadas em idênticas condições, o erro sistemático geralmente não é constante em toda faixa em que o sistema de medição pode medir. Para cada valor distinto do mensurando é possível ter um valor diferente para o erro sistemático e ainda, a forma com que esse varia ao longo da faixa de medição depende de cada sistema de medição, sendo de difícil previsão (Gonçalves Jr., 2002).

Os erros aleatórios (e_a) são erros de medições que sob as mesmas condições não têm sempre o mesmo valor, ou seja, observa-se variação nos valores obtidos do mensurando. Decorrem de causas desconhecidas e incontroláveis. Caracterizam-se por ocorrerem ao acaso, quaisquer que sejam os observadores, os instrumentos e os métodos (Denículi, 1989). Fatores como a existência de folgas, atrito, vibrações, flutuações na tensão elétrica, instabilidades internas, condições ambientais entre outros podem contribuir para o aparecimento desse tipo de erro (Gonçalves Jr., 2002). Os erros aleatórios podem ser globalmente estimados por valores apropriados, sendo mais segura a sua estimativa quanto mais vezes se efetuam a mesma medida.

O erro grosseiro (e_g) é geralmente decorrente do mau uso ou funcionamento do sistema de medição. Pode, por exemplo, ocorrer em função da leitura errônea, operação indevida ou dano do sistema de medição (Gonçalves Jr., 2002). Neste trabalho é considerado que os instrumentos de medição foram utilizados de maneira adequada sendo, portanto, o erro grosseiro considerado como nulo.

A incerteza de medição reflete a falta de conhecimento acerca do resultado de uma medição. Formalmente, define-se incerteza como: “parâmetro associado com o resultado de uma medição, que caracteriza a dispersão dos valores que podem razoavelmente ser atribuídos ao mensurando” (Gonçalves Jr., 2002, p. 4.17).

A incerteza, portanto, está associada ao resultado da medição. Não corresponde ao erro aleatório do sistema de medição, embora esse seja um de seus componentes. Outros componentes são decorrentes da ação de grandezas de influências sobre o processo de medição, as incertezas da tendência (ou da correção), número de medições efetuadas, resolução limitada, etc. (Gonçalves Jr., 2002).

Basicamente, dois parâmetros devem ser estimados em qualquer operação de medição: a correção (C) e a incerteza expandida (U). A correção é o valor que deve ser adicionado à indicação para que os efeitos sistemáticos sejam corrigidos. A incerteza expandida está diretamente associada com a dúvida ainda presente no resultado da medição. É quantificada como a faixa de valores simétrica em torno do resultado, que delimita a faixa de dúvidas com nível de confiança estabelecido. É composta pela combinação dos efeitos aleatórios conhecidos de cada fonte de incerteza que afeta o processo de medição e também pelos componentes relacionados com a desinformação existente sobre alguma fonte de incerteza.

A metodologia empregada para estimar a incerteza expandida e a correção de uma grandeza depende da maneira de como o mensurando foi obtido, podendo o mesmo resultar de uma medição direta ou indireta.

3.11.1 Estimativa da correção e incerteza expandida em medições diretas

Uma medição direta é aquela cuja indicação resulta da aplicação do sistema de medição sobre o mensurando. Para uma medição direta, o parâmetro correção é numericamente igual ao simétrico do valor tendência (T_{en}) que, em termos práticos, é adotado como uma estimativa do

erro sistemático (Gonçalves Jr., 2002). A tendência pode ser definida como sendo a média aritmética de um número finito de medições do mesmo mensurando, subtraído do valor verdadeiro do mensurando. No caso da existência de mais de uma fonte de incerteza, a correção combinada (C_C) deve ser estimada pela soma algébrica do componente sistemático de cada fonte de incerteza, conforme a EQUAÇÃO (3.50) a seguir:

$$C_C = \sum_{k=1}^p C_k \quad (3.50)$$

onde C_k representa a correção associada a k -ésima fonte de incerteza e p o número de fontes de incerteza considerado.

A incerteza padrão combinada (u_c) corresponde ao desvio padrão resultante da ação conjunta das várias fontes de incertezas atuando simultaneamente no processo de medição.

Para determinar a incerteza padrão combinada, deve-se considerar os efeitos aleatórios de cada uma das fontes de incertezas presentes na medição. A incerteza padrão combinada das várias fontes de incertezas pode ser estimada a partir das incertezas padrão de cada fonte de incertezas (Gonçalves Jr., 2002) por:

$$u_c = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_p^2} \quad (3.51)$$

Onde u_1, u_2, \dots, u_p correspondem às incertezas padrão de cada uma das p fontes de incertezas.

Quando as incertezas padrão de várias fontes de incertezas são consideradas para estimar a incerteza padrão combinada, deve-se estimar o número de graus de liberdade resultante da incerteza padrão combinada dada pela equação de Welch-Satterhwaite segundo Gonçalves Jr. (2002).

$$\frac{u_c^4}{\nu_{ef}} = \frac{u_1^4}{\nu_1} + \frac{u_2^4}{\nu_2} + \dots + \frac{u_p^4}{\nu_p} \quad (3.52)$$

Sendo que U_1, U_2, U_p representam os graus de liberdade de cada uma das p fontes de incerteza, e U_{ef} corresponde ao grau de liberdade efetivo associado à incerteza padrão combinada.

Nas aplicações de engenharia é padrão trabalhar com níveis de confiança de 95%. Para obter esse nível de confiança, a incerteza padrão combinada deve ser multiplicada por um coeficiente numérico denominado de coeficiente de *Student* ($k_{95\%}$).

A incerteza expandida com nível de confiança de 95% é determinada pela seguinte expressão:

$$U_{95\%} = k_{95\%} \cdot u_c \quad (3.53)$$

Sendo, $U_{95\%}$ a incerteza expandida considerando um nível de confiança de 95%.

Para as grandezas obtidas em medições diretas e quando os efeitos sistemáticos não são compensados, o resultado da medição (RM) pode ser obtido a partir da expressão:

$$RM = MI \pm (\Delta I_{m\acute{a}x} + U_{95\%}) \quad (3.54)$$

$$\Delta I_{m\acute{a}x} = |I_i - MI|_{m\acute{a}x} \quad (3.55)$$

Onde MI , I_i e $\Delta I_{m\acute{a}x}$ representam, respectivamente, a média das indicações, a i -ésima indicação obtida e o valor absoluto da variação máxima de uma indicação em relação ao seu valor médio. Este último agrega a parcela de efeitos aleatórios compensando as variações características da grandeza que se está medindo.

3.12 Conclusão

Nesse capítulo objetivou-se fazer uma descrição geral sobre o protótipo da bomba de calor de CO₂ a ser construída com a finalidade de validar o modelo teórico. Após o estudo, dimensionamento e escolha de cada componente, o projeto da bomba de calor de CO₂ com evaporador solar foi concluído, e alguns detalhes construtivos do protótipo foram apresentados.

Foram também apresentadas a metodologia utilizada para validar o modelo dinâmico do conjunto evaporador solar-válvula de expansão operando em regime permanente e transiente e a metodologia utilizada para cálculo das incertezas de medições.

CAPÍTULO 4

MODELAGEM DINÂMICA DO CONJUNTO EVAPORADOR SOLAR-VÁLVULA DE EXPANSÃO

4.1 Introdução

O desenvolvimento de modelos para simular o comportamento transiente de máquinas de compressão a vapor ainda desperta grande interesse na comunidade científica, principalmente quando associado à utilização dos fluidos considerados ecologicamente corretos, como o caso do CO₂. Os modelos desenvolvidos têm sido utilizados para analisar diversas situações, tais como, o controle do grau de superaquecimento na saída do evaporador, problemas relacionados à partida de bombas de calor e as instabilidades associadas ao conjunto evaporador-válvula de expansão.

Neste capítulo apresenta-se a estratégia adotada no desenvolvimento do modelo computacional do conjunto evaporador solar-válvula de expansão operando em regime transiente e permanente. O capítulo inicia-se com a descrição dos modelos do compressor, válvula de expansão e do evaporador solar apresentando as hipóteses admitidas, as variáveis de entrada e saída e o método adotado na solução das equações diferenciais, as equações relativas a transferência de calor, além dos fluxogramas de funcionamento.

4.2 Modelo do compressor

O principal objetivo da modelagem do compressor consiste na determinação da vazão mássica. Para a elaboração do modelo do compressor as seguintes hipóteses foram adotadas:

- O processo de compressão é adiabático e irreversível;
- As perdas de pressão nas válvulas de aspiração e descarga são desprezadas;
- A variação de vazão mássica entre a entrada e a saída do compressor não é considerada;

- Escoamento em regime permanente;
- Fluido refrigerante considerado puro.

As variáveis de entrada do modelo do compressor são pressão do fluido na saída do evaporador (P_{fse}), temperatura do fluido na saída do evaporador (T_{fse}), pressão de entrada no resfriador de gás (P_{f3}) e temperatura de entrada no resfriador de gás (T_{f3}). A variável de saída do compressor corresponde à velocidade mássica (G_{f3}).

A FIG. 4.1 mostra uma representação esquemática das variáveis de entrada e saída do modelo do compressor.

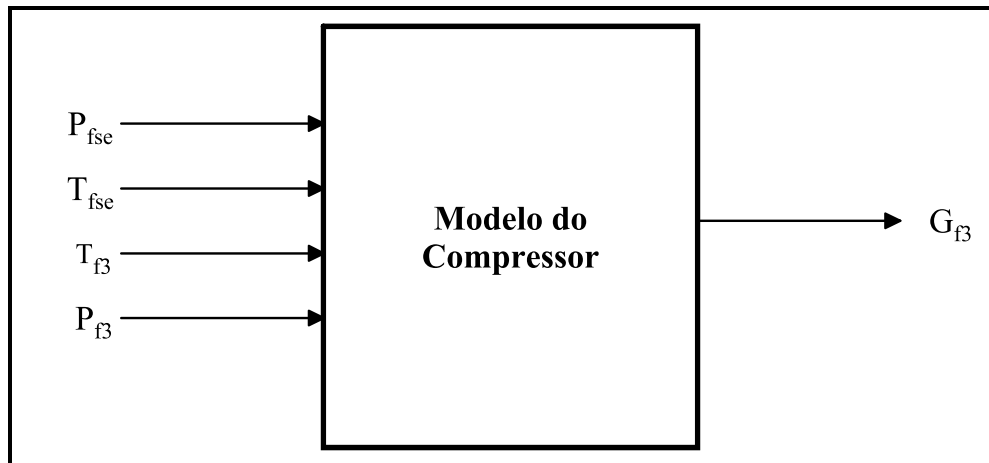


FIGURA 4.1 - Representação esquemática das variáveis de entrada e da variável de saída do compressor.

Consideradas as hipóteses acima adotadas, pode-se então determinar a vazão mássica imposta pelo compressor através da seguinte equação:

$$\dot{m}_{comp} = N \rho_{f2} V \eta_v \quad (4.1)$$

Onde: N corresponde à velocidade da rotação, ρ_{f2} é a massa específica do fluido na entrada do compressor, V é a cilindrada, e η_v é o rendimento volumétrico.

O rendimento volumétrico foi calculado utilizando a equação desenvolvida por Ortiz e apresentada por Sarkar *et al.*(2010):

$$\eta_v = 0,9207 - 0,0756 \left(\frac{P_{sc}}{P_{su}} \right) + 0,0018 \left(\frac{P_{sc}}{P_{su}} \right)^2 \quad (4.2)$$

Onde P_{sc} é a pressão de saída do compressor, e P_{su} corresponde à pressão de sucção.

4.3 Modelo do mecanismo de expansão

Os dispositivos de expansão têm por finalidade a redução da pressão e o controle da vazão do fluido refrigerante no evaporador, sendo que a quantidade de líquido refrigerante que passa através do orifício da válvula depende da abertura que é ajustada manualmente na válvula de agulha.

O modelo utilizado para simular o comportamento da válvula de expansão foi desenvolvido considerando as seguintes hipóteses:

- Processo de expansão adiabática, onde a entalpia do fluido na saída do dispositivo corresponde à entalpia da entrada do mesmo;
- Escoamento permanente, ou seja, sem variação de massa de fluido no interior do dispositivo.

Considerando as hipóteses adotadas, é necessário definir as variáveis envolvidas na equação, a qual será resolvida pelo modelo. Para simular o comportamento do dispositivo de expansão, as variáveis de entrada consideradas são o coeficiente de orifício da válvula, a área do orifício, a massa específica do fluido na entrada do dispositivo, pressão na saída do resfriador e a pressão de evaporação. A variável de saída corresponde à vazão mássica do fluido frigorífico (G_{f1}). Na FIG. 4.2 apresenta-se um desenho esquemático do modelo do dispositivo de expansão com as variáveis de entrada e saída.

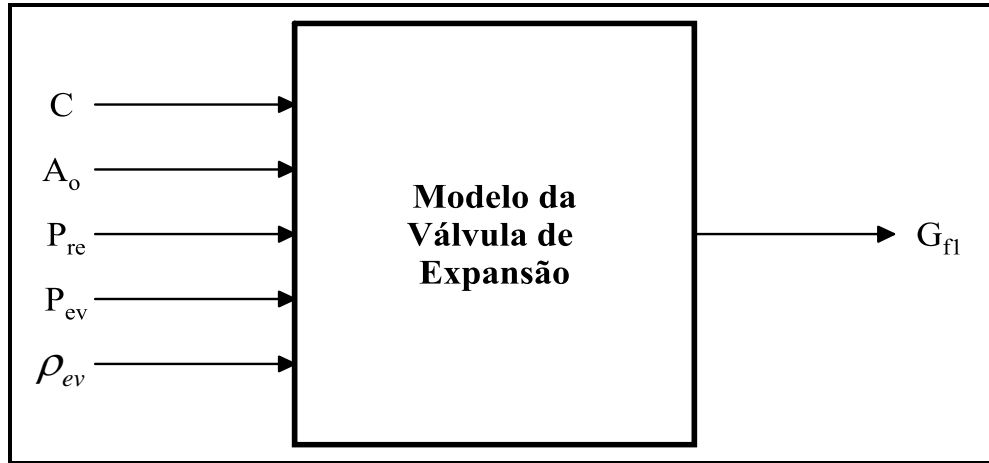


FIGURA 4.2 - Representação esquemática das variáveis de entrada e da variável de saída da válvula de expansão.

Para calcular a vazão mássica fornecida pela válvula de expansão utilizou-se a seguinte equação apresentada por Park *et al.*(2007):

$$\dot{m} = CA_o \sqrt{2\rho_e (P_{re} - P_{ev})} \quad (4.3)$$

Onde, C corresponde ao coeficiente do orifício, A_o é área da seção transversal do orifício, ρ_e é a massa específica do fluido na entrada do dispositivo, P_{re} é a pressão na saída do resfriador, e P_{ev} é a pressão de evaporação.

Dentre os parâmetros acima descritos, o coeficiente do orifício depende fortemente das características geométricas construtivas do dispositivo de expansão. Para caracterizar essa variável foram utilizados os dados fornecidos pelo fabricante que fornece o coeficiente em função do número de voltas, sendo o número de voltas correspondente à porcentagem de abertura da válvula. Os dados foram ajustados por um polinômio de 6ª ordem conforme descrito a seguir:

$$C = 5,9477 \times 10^{-7} n_{val}^6 - 1,4862 \times 10^{-5} n_{val}^5 + 1,3739 \times 10^{-4} n_{val}^4 - 5,9166 \times 10^{-4} n_{val}^3 + 1,3984 \times 10^{-3} n_{val}^2 + 9,3583 \times 10^{-4} n_{val} + 2,5648 \times 10^{-5} \quad (4.4)$$

Onde n_{val} corresponde ao número de voltas da válvula.

4.4 Modelo do evaporador solar

O evaporador modelado neste trabalho é constituído por uma placa plana com um tubo disposto na forma de serpentina sem cobertura.

Na formulação do modelo matemático para o evaporador solar, as seguintes hipóteses foram consideradas:

- Na região de evaporação, a fase líquida e vapor estão em equilíbrio termodinâmico;
- A condução de calor axial é desprezível;
- O escoamento do fluido refrigerante é unidirecional;
- O gradiente da pressão não é considerado na equação do balanço de energia;
- As propriedades do fluido refrigerante e da parede do tubo são consideradas uniformes na direção transversal dos tubos;
- O fluido refrigerante foi considerado puro, sem contaminação pelo óleo do compressor;
- A aleta foi considerada como fixada perfeitamente ao tubo, não havendo portanto resistência de contato.

4.4.1 Formulação do modelo e método de solução das equações

O modelo matemático do evaporador solar foi obtido a partir da aplicação das equações de balanço de massa, energia e quantidade de movimento para o fluido frigorífico e do balanço de energia para a parede do tubo, em forma diferencial, em regime transiente, sujeitas às condições iniciais e de contorno apropriadas. As variáveis de entrada são dados atmosféricos, radiação solar incidente no evaporador (S), vazão mássica da válvula de expansão (G_{f1}), entalpia na saída da válvula de expansão (h_{f1}).

Com as condições de entradas conhecidas, é possível traçar os perfis espaciais da pressão do fluido, da entalpia, da temperatura do fluido, da temperatura da parede, além da velocidade mássica na saída do evaporador (G_{fse}), a temperatura do fluido na saída do evaporador (T_{fse}) e a pressão final de saída do evaporador (P_{fse}). A FIG. 4.3 apresenta um desenho esquemático das variáveis de entrada e saída do modelo do evaporador solar.

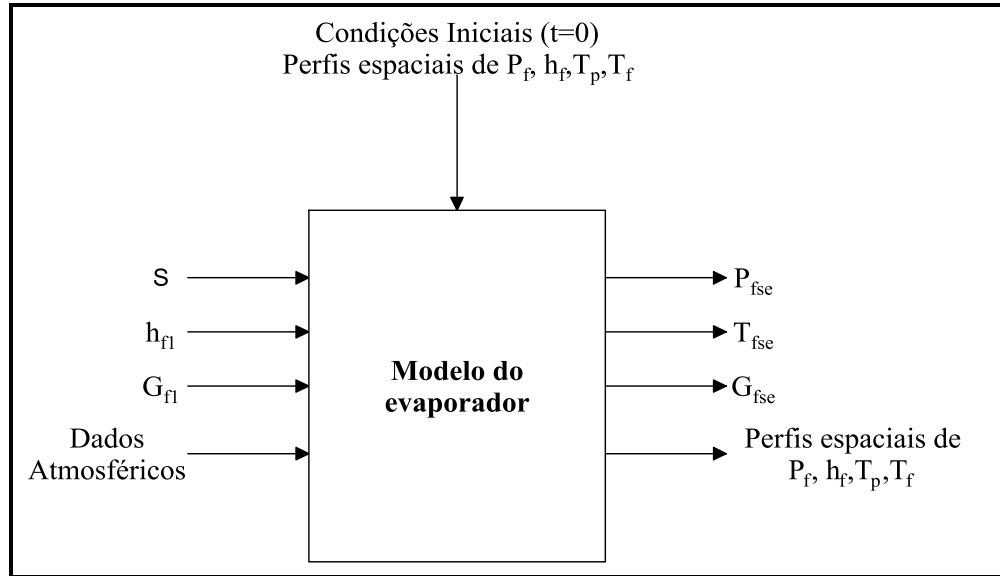


FIGURA 4.3 - Representação esquemática das variáveis de entrada e da variável de saída do evaporador.

As equações diferenciais para o fluido refrigerante, apresentadas a seguir, correspondem às equações de conservação de energia, massa e quantidade de movimento e o balanço de energia da parede do tubo, conforme Machado (1996, p. 108-109).

$$A_f \frac{\partial}{\partial t} [\rho_f (h_f - P_f v_f)] = -A_f \frac{\partial}{\partial z} (G_f h_f) + H_f p_f (T_p - T_f) \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial p_f}{\partial t} + \frac{\partial G_f}{\partial z} = 0 \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left\{ P_f + G_f^2 \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] \right\} = -\frac{\partial G_f}{\partial t} - \left(\frac{dP}{dz} \right)_f - g \rho_f \sin(\theta) \quad (4.7)$$

$$\rho_p A_p c_{pp} \frac{\partial T_p}{\partial t} = [(W - D_e) F + D_e] [S - U_L (T_p - T_c)] - H_f A_f (T_p - T_f) \quad (4.8)$$

Nas equações acima, os índices f , p , l , v e e estão relacionados com o fluido refrigerante, a parede do tubo, fase líquida, fase vapor e a condição externa, respectivamente. As variáveis A , G , h , H , T , P , x , v , g , ρ , α , θ , F , W , D , U e S representam, respectivamente, a área

da seção transversal, a velocidade mássica, a entalpia, o coeficiente de transferência de calor, a temperatura, a pressão, o título, o volume específico, a aceleração da gravidade, a massa específica, a fração de vazio, a inclinação do tubo em relação a horizontal, a eficiência da aleta, à distância entre os centros dos tubos, o diâmetro, coeficiente global de transferência de calor e a radiação solar incidente sobre o evaporador.

4.4.2 Metodologia de solução das equações do fluido refrigerante

Para resolver as equações do fluido refrigerante utilizou-se o método de diferenças finitas, sendo que as equações foram escritas de maneira a evidenciar as grandezas de interesse. Dessa forma, combinando-se as EQUAÇÕES (4.5) e (4.6), calcula-se o gradiente de pressão na direção z definida pela seguinte expressão:

$$\frac{\partial h_f}{\partial z} = \frac{1}{G_f} \left[\frac{\partial P_f}{\partial t} - \rho_f \frac{\partial h_f}{\partial t} + H_f \frac{P_f}{A_f} (T_p - T_f) \right] \quad (4.9)$$

O gradiente da velocidade mássica pode ser obtido por meio de uma simples manipulação da EQUAÇÃO (4.6), resultando na seguinte expressão:

$$\frac{\partial G_f}{\partial z} = - \frac{\partial P_f}{\partial t} \quad (4.10)$$

A obtenção do gradiente de pressão de z é mais complexa, uma vez que, isolando-se o gradiente de pressão na EQUAÇÃO (4.7), a expressão torna-se complexa e de difícil solução. Para contornar esta dificuldade, Machado (1996) propôs modificar a pressão obtendo a seguinte equação:

$$\bar{P}_f = P_f + G_f^2 \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] \quad (4.11)$$

Dessa forma, a EQUAÇÃO (4.7) pode ser reescrita como:

$$\frac{\partial \bar{P}_f}{\partial z} = -\frac{\partial G_f}{\partial t} - \left(\frac{dP}{dz} \right)_f - g \rho_f \sin(\theta) \quad (4.12)$$

Realizada essa modificação, a solução da EQUAÇÃO (4.12) acima pode ser obtida numericamente. O resultado obtido é então utilizado na EQUAÇÃO (4.11) para obter a pressão na direção z, conforme demonstrado a seguir:

$$P_f = \bar{P}_f - G_f^2 \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] \quad (4.13)$$

Nas EQUAÇÕES (4.9), (4.10) e (4.12), as derivadas em relação ao tempo são aproximadas pelas seguintes expressões:

$$\frac{\partial P_f}{\partial t} = \frac{P_f - P_f^0}{\Delta t}; \quad \frac{\partial h_f}{\partial t} = \frac{h_f - h_f^0}{\Delta t}; \quad \frac{\partial \rho_f}{\partial t} = \frac{\rho_f - \rho_f^0}{\Delta t}; \quad \frac{\partial G_f}{\partial t} = \frac{G_f - G_f^0}{\Delta t}$$

A variável Δt representa o passo de tempo. O sobrescrito 0 representa o valor da grandeza no instante anterior ($t - \Delta t$) e os termos subscritos representam o instante atual. De posse das equações anteriores, o sistema de equações para o fluido refrigerante pode ser assim definido:

$$\frac{\partial h_f}{\partial z} = \frac{1}{G_f} \left[\frac{P_f - P_f^0}{\Delta t} - \rho_f \frac{h_f - h_f^0}{\Delta t} + H_f \frac{P_f}{A_f} (T_p - T_f) \right] \quad (4.14)$$

$$\frac{\partial G_f}{\partial z} = - \left[\frac{\rho_f - \rho_f^0}{\Delta t} \right] \quad (4.15)$$

$$\frac{\partial \bar{P}_f}{\partial z} = - \left(\frac{G_f - G_f^0}{\Delta t} \right) - \left(\frac{dP}{dz} \right)_f - g \rho_f \sin(\theta) \quad (4.16)$$

4.4.3 Perda de pressão na região bifásica e monofásica

As perdas de pressão num escoamento bifásico são obtidas por meio das equações de balanço da quantidade de movimento. Esse balanço exprime a igualdade entre a variação da quantidade

de movimento num volume de controle do fluido e as forças agindo sobre tal elemento conforme FIG. 4.4.

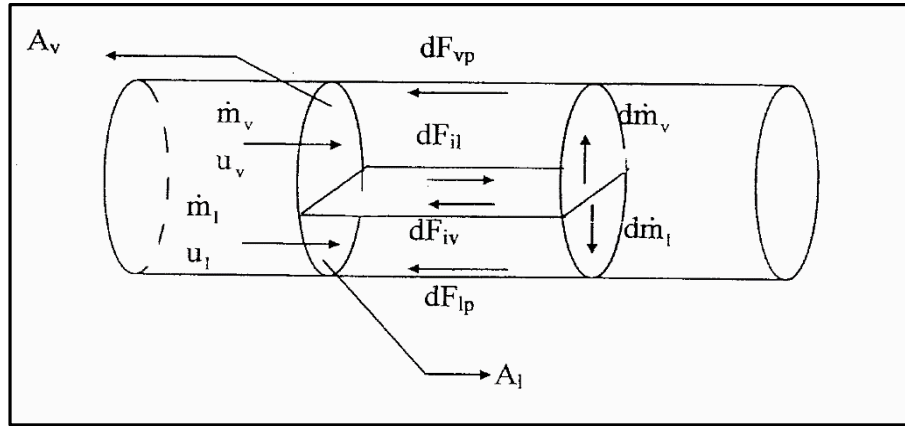


FIGURA 4.4 - Volume de controle para um escoamento bifásico dentro de um tubo.
Fonte: MAIA, 2007. p. 36.

A partir do balanço, é possível demonstrar que:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left\{ P + G^2 \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] \right\} = -\frac{\partial G}{\partial t} - \left(\frac{dP}{dz} \right)_f \quad (4.17)$$

Para determinar a perda de pressão devido ao atrito na região bifásica utilizou-se a correlação proposta por Friedel, em 1979. Essa escolha foi realizada com base no estudo comparativo apresentando por Cheng *et al.* (2008), no qual algumas das correlações disponíveis na literatura foram avaliadas. Os autores desenvolveram diversas correlações para cálculo da perda de pressão baseadas na caracterização do padrão de escoamento do CO₂ sendo essas equações superiores em termos de previsibilidade da perda de pressão. As correlações propostas permitiam prever a perda de pressão do CO₂ a partir dos dados experimentais em 74,7% na faixa de $\pm 30\%$ em comparação à correlação proposta por Friedel, que previa em 71,1% para a mesma faixa considerada. Devido à pequena diferença entre as correlações propostas, a escolha baseou-se principalmente no tempo computacional requerido para cálculo, uma vez que as correlações propostas por Cheng *et al.* requerem um maior tempo computacional.

A perda de pressão devido ao atrito proposta por Friedel pode ser calculada por meio das seguintes expressões:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{ls} \cdot \phi_{fr}^2 \quad (4.18)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{ls} = 4f_l \left(\frac{L}{D}\right) G^2 \left(\frac{1}{2\rho_l}\right) \quad (4.19)$$

$$f_l = \frac{0,079}{\left(\frac{GD}{\mu_l}\right)^{0,25}} \quad (4.20)$$

$$\phi_{fr}^2 = E + \frac{3.24FH}{Fr_H^{0,045} We_l^{0,035}} \quad (4.21)$$

$$Fr_H = \frac{G^2}{gD\rho_H^2} \quad (4.22)$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_v}{\rho_v f_l} \quad (4.23)$$

$$F = x^{0,78} (1-x)^{0,224} \quad (4.24)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,91} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,70} \quad (4.25)$$

$$We_l = \frac{G^2 D}{\sigma \rho_H} \quad (4.26)$$

$$\rho_H = \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l}\right)^{-1} \quad (4.27)$$

Onde Fr_H , E , F , H são fatores adimensionais e os termos We_l e ρ_H correspondem, respectivamente, ao número de Weber para o líquido e a massa específica homogenia.

A perda de pressão por atrito do fluido em escoamento monofásico e considerando a condição de escoamento plenamente desenvolvido pode ser calculada por meio da equação de Fanning conforme descrita em Ozisik (1985).

Para um escoamento laminar, o coeficiente de perda de pressão f não é influenciado pela rugosidade do tubo, e nesse caso, f pode ser determinado por meio da seguinte expressão:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad \left\{ \text{Re} \leq 2,3 \times 10^3 \right. \quad (4.28)$$

Para escoamentos compreendidos na região de transição e em regime turbulento, o coeficiente de perda de pressão, considerando tubos lisos, é obtido por meio das seguintes equações:

$$f = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} \quad \left\{ 2,3 \times 10^3 < \text{Re} \leq 8,0 \times 10^4 \right. \quad (4.29)$$

$$f = 0,0054 + \frac{0,3964}{\text{Re}^{0,3}} \quad \left\{ \text{Re} > 8,0 \times 10^4 \right. \quad (4.30)$$

4.4.4 Balanço de energia aplicado à parede do tubo

Para realizar o balanço de energia na parede do tubo é necessário quantificar as energias envolvidas entre a parede, o fluido e o ambiente. A quantidade de energia armazenada na parede do tubo corresponde à diferença entre a energia solar efetivamente utilizada pelo coletor menos as parcelas relativas às perdas por radiação entre a placa e o ambiente e a parcela absorvida pelo fluido.

As dimensões relativas à aleta, para a realização do balanço de energia, são apresentadas na FIG. 4.5.

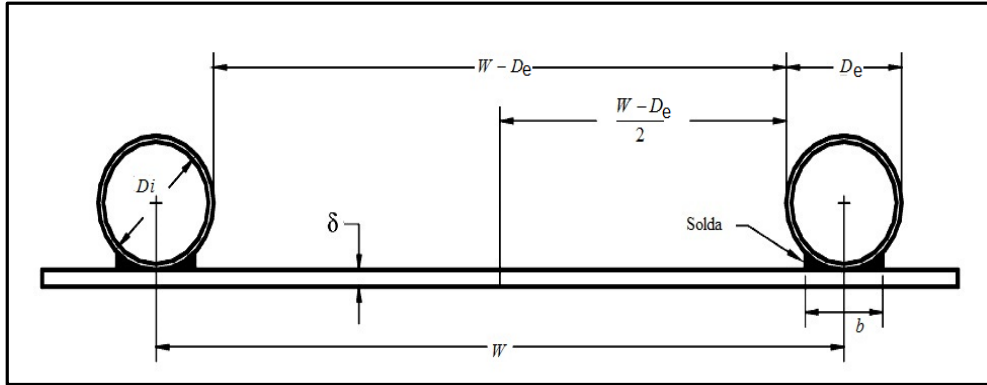


FIGURA 4.5 - Dimensões relativas à placa e ao tubo.
 Fonte: DUFFIE-BECKMAN, 2006. p. 256.

Através da realização do balanço de energia nos elementos de controle definidos pelas figuras 4.6 e 4.7 obtém-se a seguinte expressão conforme Duffie-Beckman (2006):

$$S\Delta x - U_L\Delta x(T - T_c) + \left(-k\delta \frac{dt}{dx}\right)\Big|_x - \left(-k\delta \frac{dt}{dx}\right)\Big|_{x+\Delta x} = 0 \tag{4.31}$$

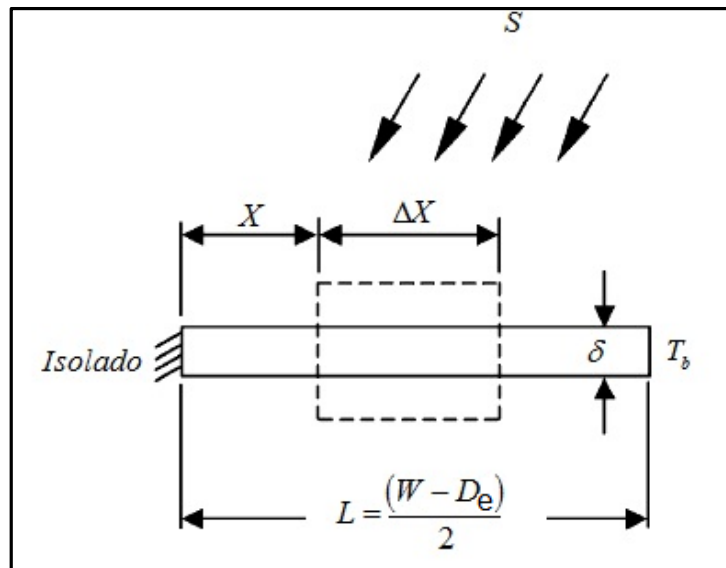


FIGURA 4.6 - Balanço de energia na aleta.
 Fonte: DUFFIE-BECKMAN, 2006. p. 257.

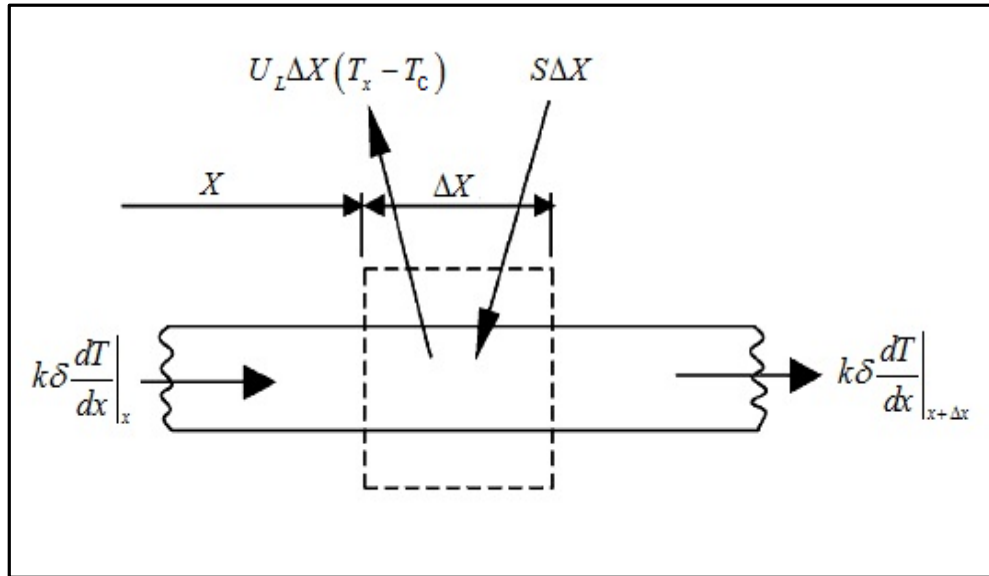


FIGURA 4.7 - Detalhamento do elemento de controle para o balanço de energia na aleta.
Fonte: DUFFIE-BECKMAN, 2006. p. 257.

As equações a seguir representam o balanço de energia realizado na aleta:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k_a \delta_a}} \quad (4.32)$$

$$F = \frac{\tanh\left[\frac{m(W - D_e)}{2}\right]}{\frac{m(W - D_e)}{2}} \quad (4.33)$$

$$U_s = \frac{1}{\left(\frac{1}{H_{ext} + H_{rc}}\right)} \quad (4.34)$$

$$U_i = \frac{1}{\left(\frac{1}{H_{ext} + H_{rs}}\right)} \quad (4.35)$$

$$U_L = U_s + U_i \quad (4.36)$$

Onde k_a , δ_a , m , H_{ext} , H_{rc} , H_{rs} , U_s e U_i correspondem, respectivamente, à condutibilidade térmica da aleta, à espessura da aleta, ao coeficiente da aleta, ao coeficiente convectivo externo, ao coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa e o céu, ao coeficiente de transferência de calor devido à radiação entre a placa e o solo, ao coeficiente global de transferência de calor para a parte superior e inferior da placa.

As equações referentes aos coeficientes convectivos e de radiação serão demonstradas posteriormente.

$$T_{PC} = \frac{S[(W - D_e)F + D_e]dzdt + U_s T_c [(W - D_e)F + D_e]dzdt}{\rho_p A_p c_p dz + U_s [(W - D_e)F + D_e]dzdt + U_i (W + D_e)dzdt + H_f A_f dt} + \dots$$

$$+ \frac{U_i T_s (W + D_e)dzdt + H_f A_f T_f dt + \rho_p A_p c_p T_p^0 dz}{\rho_p A_p c_p dz + U_s [(W - D_e)F + D_e]dzdt + U_i (W + D_e)dzdt + H_f A_f dt} \quad (4.37)$$

Onde T_{PC} corresponde à temperatura da parede calculada para o instante de tempo e para o elemento de controle atual. A temperatura do solo (T_s) e a temperatura do céu (T_c) foram aproximadas como iguais à temperatura do ambiente.

4.5 Coeficiente de transferência de calor interno

A determinação correta do coeficiente de transferência de calor exerce um papel fundamental não só em relação ao projeto do evaporador, mas também em relação à modelagem do fenômeno físico. A seguir serão apresentadas as correlações extraídas da literatura, que foram utilizadas nesta tese para determinação do coeficiente convectivo interno.

4.5.1 Equações relativas à transferência de calor interno escoamento bifásico

Comparando-se com os fluidos refrigerantes convencionais, o CO₂ apresenta características muito diferentes como, por exemplo, padrão de escoamento, perda de pressão e transferência de calor na região de ebulição.

Devido às características termodinâmicas do CO₂, é necessário caracterizar corretamente a região de escoamento do fluido, uma vez que o coeficiente convectivo depende fortemente das características dessas regiões. As correlações utilizadas para determinar o coeficiente convectivo interno foram definidas segundo o trabalho desenvolvido por Cheng *et al.* (2006, 2008). Os autores desenvolveram um novo modelo para a transferência de calor ebulitiva e um novo mapa de escoamento específicos para o CO₂ através da modificação do mapa de escoamento desenvolvido por Wojtan *et al.* (*apud* Cheng *et al.* (2008)).

A FIG. 4.8 representa os parâmetros geométricos utilizados para caracterizar o padrão de escoamento, assim definidos:

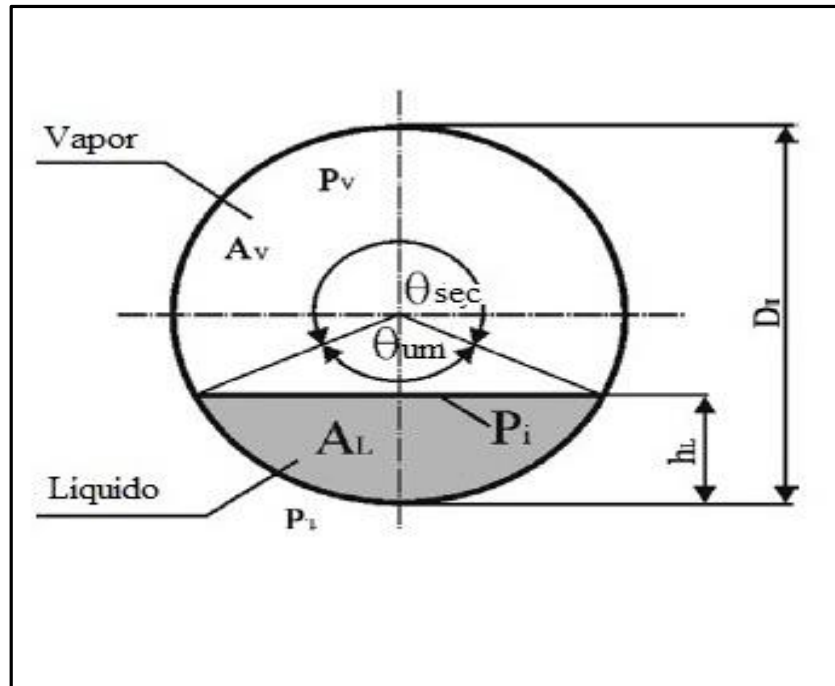


FIGURA 4.8 - Representação esquemática de um escoamento bifásico num tubo horizontal e seus respectivos parâmetros geométricos para caracterização do escoamento.

Fonte: CHENG *et al.*, 2008, p. 114.

$$A_{LD} = \frac{A(1-\alpha)}{D_i^2} \quad (4.38)$$

$$A_{VD} = \frac{A\alpha}{D_i^2} \quad (4.39)$$

$$h_{LD} = 0,5 \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi - \theta_{estrat}}{2} \right) \right) \quad (4.40)$$

$$P_{iD} = \sin \left(\frac{2\pi - \theta_{estrat}}{2} \right) \quad (4.41)$$

Onde A é a área seção transversal do tubo em m^2 , α representa a fração de vazio calculada segundo o modelo de Rouhani-Axelsson, D_i o diâmetro interno do tubo em m, A_{LD} corresponde à área adimensional ocupada pelo líquido, A_{VD} a área adimensional ocupada pelo vapor, h_{LD} a altura vertical adimensional do líquido e P_{iD} o perímetro adimensional da interface, e θ_{estrat} é o ângulo correspondente ao perímetro do tubo da região do escoamento estratificado. As equações para cálculo da fração de vazio e do ângulo de estratificação são dadas por:

$$\alpha = \frac{x}{\rho_v} \left\{ \left[1 + 0,12(1-x) \right] \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1,18(1-x) \left[g\sigma(\rho_l - \rho_v) \right]^{0,25}}{G\rho_l^{0,5}} \right\}^{-1} \quad (4.42)$$

$$\theta_{estrat} = 2\pi - 2 \left\{ \pi(1-\alpha) + \left(\frac{3}{2}\pi \right)^{1/3} \left[1 - 2(1-\alpha) + (1-\alpha)^{1/3} - \alpha^{1/3} \right] - \frac{1}{200}(1-\alpha)\alpha \left[1 - 2(1-\alpha) \right] \left[1 + 4(1-\alpha)^2 + \alpha^2 \right] \right\} \quad (4.43)$$

Segundo Cheng *et al.* (2008), o novo critério para definir a região de transição entre o escoamento estratificado-ondas para intermitente ou anular é calculado segundo a equação:

$$G_{ondas} = \left\{ \frac{16A_{VD}^3 g D_i \rho_l \rho_v}{x^2 \pi^2 \left[1 - (2h_{LD} - 1)^2 \right]^{1/2}} \left[\frac{\pi^2}{25h_{LD}^2} \left(\frac{Fr_l}{We_l} \right) + 1 \right] \right\}^{1/2} \quad (4.44)$$

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_i} \quad (4.45)$$

$$We_l = \frac{G^2 D_i}{\rho_l \sigma} \quad (4.46)$$

A região correspondente ao escoamento estratificado-ondas foi dividida em três zonas definidas segundo o critério estabelecido por Wojtan *et al.*

- Se $G > G_{ondas}(x_{IA})$ corresponde à região de escoamento do tipo *slug*;
- Se $G_{estrat} < G < G_{ondas}(x_{IA})$ e $x < x_{IA}$ corresponde ao escoamento do tipo *slug/estratificado-ondas*;
- $x \geq x_{IA}$ corresponde ao escoamento do tipo estratificado-ondas.

Para a transição correspondente ao escoamento estratificado para estratificado-ondas é definido segundo:

$$G_{estrat} = \left[\frac{226,3^2 A_{LD} A_{vd}^2 \rho_v (\rho_l - \rho_v) \mu_l g}{x^2 (1-x) \pi^3} \right]^{1/3} \quad (4.47)$$

Onde $G_{estrat} = G_{estrat}(x_{IA})$ para a seguinte condição $x < x_{IA}$.

O critério definido para caracterizar a transição entre o escoamento intermitente para o anular é definido por:

$$x_{IA} = \left[1, 8^{1/0,875} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-1/1,75} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{-1/7} + 1 \right]^{-1} \quad (4.48)$$

A transição corresponde ao escoamento anular para a região de secagem é dada por:

$$G_{sec} = \left\{ \frac{1}{0,236} \left[\ln \left(\frac{0,58}{x} \right) + 0,52 \right] \left[\frac{D_i}{\rho_v \sigma} \right]^{-0,17} \left[\frac{1}{g D \rho_v (\rho_l - \rho_v)} \right]^{-0,17} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0,25} \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^{-0,72} \right\}^{1,613} \quad (4.49)$$

Para a região de secagem, o título correspondente ao início da secagem obtido exclusivamente para o CO₂ é dado por:

$$x_{is} = 0,58e^{\left[0,52 - 0,236We_v^{0,17} Fr_{v,Mori}^{0,17} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,25} \left(\frac{q}{q_{crit}}\right)^{0,27}\right]} \quad (4.50)$$

$$We_v = \frac{G^2 D_i}{\rho_v \sigma} \quad (4.51)$$

$$Fr_{v,Mori} = \frac{G^2}{\rho_v (\rho_l - \rho_v) g D_i} \quad (4.52)$$

$$q_{crit} = 0,131 \rho_v^{0,5} h_{lv} \left[g \sigma (\rho_l - \rho_v) \right]^{0,25} \quad (4.53)$$

Onde We_v representa o Número de Weber para o vapor, $Fr_{v,Mori}$ é o Número de Froude calculado segundo Mori *et al.* (2000), q_{crit} corresponde ao fluxo crítico.

O título que define o término da região de secagem é definido por:

$$x_{fs} = 0,61e^{\left[0,57 - 0,502We_v^{0,16} Fr_{v,Mori}^{0,15} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-0,09} \left(\frac{q}{q_{crit}}\right)^{0,72}\right]} \quad (4.54)$$

A transição da região de escoamento da região de secagem para o escoamento misto é definida por:

$$G_M = \left\{ \frac{1}{0,502} \left[\ln \left(\frac{0,61}{x} \right) + 0,57 \right] \left(\frac{D_i}{\rho_v \sigma} \right)^{-0,16} \left[\frac{1}{g D \rho_v (\rho_l - \rho_v)} \right]^{-0,15} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,09} \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^{-0,72} \right\}^{1,613} \quad (4.55)$$

Para a região correspondente, a transição do escoamento intermitente para escoamento do tipo bolhas é definida segundo a equação:

$$G_{bolhas} = \left\{ \frac{256 A_{VD} A_{LD}^2 D_i^{1,25} \rho_v (\rho_l - \rho_v) g}{0,3164 (1-x)^{1,75} \pi^2 P_{iD} \mu_i^{0,25}} \right\}^{1/1,75} \quad (4.56)$$

Se $G > G_{bolhas}$ e $x < x_{IA}$ corresponde ao escoamento do tipo bolhas.

Para a região correspondente a títulos mais elevados aplica-se o seguinte critério de transição:

- $G_{estrat}(x) \geq G_{sec}(x)$, $G_{sec}(x) = G_{estrat}(x)$;
- $G_{ondas}(x) \geq G_{sec}(x)$, $G_{sec}(x) = G_{ondas}(x)$;
- $G_{sec}(x) \geq G_M(x)$, $G_{sec}(x) = G_M(x)$.

Obtido o padrão de escoamento para o CO₂ pode-se então proceder ao cálculo do coeficiente convectivo definido por:

$$H_{eb} = \frac{\theta_{sec} H_V + (2\pi - \theta_{sec}) H_{um}}{2\pi} \quad (4.57)$$

θ_{sec} representa o ângulo de secagem, esse ângulo caracteriza o escoamento, sendo definido como a relação que define o perímetro do tubo em contato com líquido e o vapor conforme demonstrado na FIG. 4.8.

No escoamento estratificado, θ_{sec} corresponde ao ângulo estratificado (θ_{estrat}) calculado conforme a equação definida anteriormente e assim caracterizada:

$$\theta_{sec} = \theta_{estrat}$$

Na região correspondente ao escoamento anular, intermitente e do tipo bolhas, o valor do ângulo de secamento é igual a zero. Para a região estratificada-ondas, o ângulo de secagem varia de um valor inicial zero até um valor máximo correspondente a θ_{estrat} . Essa região é subdividida em três sub-regiões (*slug*, *slug-estratificado-ondas* e *estratificado-ondas*) para determinação do ângulo de secagem.

Para a região *slug*, verifica-se uma alta frequência de *slugs* que mantém uma camada de líquido contínua na parte superior do tubo correspondendo a um comportamento similar às regiões anular e intermitente, sendo então o ângulo de secagem definido como igual a zero.

Na região correspondente ao escoamento estratificado-ondas, o ângulo de secagem é definido pela seguinte equação:

$$\theta_{\text{sec}} = \theta_{\text{estrat}} \left(\frac{G_{\text{ondas}} - G}{G_{\text{ondas}} - G_{\text{estrat}}} \right)^{0.61} \quad (4.58)$$

Para a região *slug*-estratificado-ondas, o ângulo de secagem é obtido através da interpolação entre as duas regiões, sendo então definido por:

$$x < x_{IA} \\ \theta_{\text{sec}} = \theta_{\text{estrat}} \frac{x}{x_{IA}} \left(\frac{G_{\text{ondas}} - G}{G_{\text{ondas}} - G_{\text{estrat}}} \right)^{0.61} \quad (4.59)$$

O cálculo do coeficiente de transferência referente à fase do vapor no perímetro seco é calculado segundo Dittus-Boelter e definido por:

$$H_v = 0,023 \text{Re}_v^{0,80} \text{Pr}_v^{0,40} \frac{k_v}{D} \quad (4.60)$$

Para a região correspondente ao perímetro molhado, o coeficiente de transferência é calculado pela seguinte equação:

$$H_{um} = \left[(S_{\text{sup}} H_{en})^3 + (H_{ec})^3 \right]^{1/3} \quad (4.61)$$

Onde S_{sup} representa o fator de supressão, sendo assim definido:

- Se $x < x_{IA}$, $S_{\text{sup}} = 1$; (4.62)

- Se $x \geq x_{IA}$, $S_{\text{sup}} = 1 - 1,14 \left(D_i / D_{\text{ref}} \right)^2 \left(1 - \delta / \delta_{IA} \right)^{2,2}$ (4.63)

Onde D_{ref} é definido como o diâmetro de referência e corresponde ao valor de 0,00753 m. Para situações onde o diâmetro interno do tubo é maior que 0,00753 m, D_i é definido como constante e igual a 0,00753 m.

δ corresponde à espessura da camada de líquido e calculada segundo a seguinte expressão:

$$\delta = \frac{D_{eq}}{2} - \sqrt{\left(\frac{D_{eq}}{2}\right)^2 - \frac{2A_L}{2\pi - \theta_{sec.o}}} \quad (4.64)$$

δ_{IA} corresponde à espessura de líquido no ponto correspondente à transição intermitente-anular.

O coeficiente de convecção ebulitiva é calculado segundo a seguinte relação:

$$H_{ec} = 0,0133 \left(\frac{4G(1-x)\delta}{(1-\alpha)\mu_l} \right)^{0,69} Pr_l^{0,4} \frac{k_l}{\delta} \quad (4.65)$$

Na região correspondente ao escoamento do tipo misto, o coeficiente convectivo é definido por:

$$H_M = 2 \times 10^{-8} Re_H^{1,97} Y^{-1,83} \frac{k_v}{D_i} \quad (4.66)$$

Onde Re_H e Y correspondem, respectivamente, ao Número de Reynolds homogêneo e ao fator de correção e definidos por:

$$Re_H = \frac{GD_i}{\mu_v} \left[x + \frac{\rho_v}{\rho_l} (1-x) \right] \quad (4.67)$$

$$Y = 1 - 0,1 \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) (1-x) \right]^{0,4} \quad (4.68)$$

O coeficiente de transferência de calor para a região correspondente à região de secagem é obtida através da interpolação linear proposta por Wotjan *et al.* e definida por:

$$H_{sec} = H_{eb}(x_{is}) - \frac{x - x_{is}}{x_{fs}} \left[H_{eb}(x_{is}) - H_M(x_{fs}) \right] \quad (4.69)$$

Onde $H_{eb}(x_{is})$ corresponde ao coeficiente de convecção ebulitiva calculado no ponto corresponde ao início da secagem; $H_M(x_{fs})$ representa o coeficiente convectivo da região mista calculado no ponto correspondente ao final da secagem.

4.5.2 Equações relativas à transferência de calor interno escoamento monofásico

Segundo Bergman *et al.* (2011), em um tubo circular com fluxo de calor uniforme na superfície e condições de escoamento laminar, o número de Nusselt é constante e pode ser calculado pela seguinte equação:

$$Nu_D = \frac{H.D_i}{k} = 4,36 \quad (4.70)$$

Para a condição de temperatura constante, o número de Nusselt também corresponde a uma constante definida por:

$$Nu_D = 3,66 \quad (4.71)$$

Os escoamento não desenvolvido e em regime laminar são geralmente resolvidos por métodos numéricos (Machado, 1996). Considerando o comprimento de entrada com o desenvolvimento simultâneos dos perfis de velocidade e temperatura e com a temperatura superficial constante, Bergman *et al.* (2011) apresentam a correlação proposta por Sieder e Tate definida pela seguinte equação:

$$Nu_D = 1,86 \left(\frac{Re_D Pr}{L/D_i} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \begin{cases} 0,48 < Pr < 16700 \\ 0,0044 < \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right) < 9,75 \end{cases} \quad (4.72)$$

A análise do escoamento em condições de turbulência envolve fenômenos complexos, e neste caso, objetiva-se a escolha de correlações empíricas para determinação do coeficiente convectivo nessas condições. Para o cálculo do coeficiente convectivo local no escoamento turbulento considerando-se condições de escoamento hidrodinâmica e termicamente

desenvolvido para um tubo circular liso utilizando CO₂, uma das correlações mais utilizadas é a correlação de Gnielinski.

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}\left(Pr^{2/3} - 1\right)} \quad \begin{cases} 0,5 < Pr < 2000 \\ 3000 < Re < 5 \times 10^6 \end{cases} \quad (4.73)$$

$$f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (4.74)$$

4.6 Equações relativas à transferência de calor externo

Um fator importante na modelagem do evaporador solar refere-se à determinação dos aportes de energia envolvidos na transferência de calor entre a placa e o ambiente. Para modelar a troca externa, os seguintes aportes foram considerados neste trabalho: a radiação solar absorvida pela placa, as trocas de radiação entre a placa e o ambiente e a convecção externa devido à ação dos ventos e à condensação.

4.6.1 Modelagem da radiação solar absorvida pelo evaporador solar

A radiação solar absorvida pelo evaporador solar é composta por três componentes: radiação direta, radiação difusa e radiação refletida pelo solo, sendo que o valor calculado depende do tipo de modelo de céu adotado. As equações utilizadas para cálculo da radiação foram obtidas segundo Duffie-Beckman (2006) e Kalogirou (2009).

Para o cálculo da radiação solar absorvida pelo evaporador optou-se pelo modelo de céu isotrópico com base horária calculada pela seguinte equação:

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1 + \cos\beta}{2}\right) + \rho_g (I_b + I_d) (\tau\alpha)_g \left(\frac{1 - \cos\beta}{2}\right) \quad (4.75)$$

Onde $(1 + \cos\beta)/2$ e $(1 - \cos\beta)/2$ representam, respectivamente, os fatores de forma do evaporador para o ambiente e para o solo, sendo β o ângulo de inclinação do evaporador em

relação à horizontal, I_b e I_d correspondem à radiação direta e difusa horária, respectivamente. A variável R_b representa a razão entre a radiação direta horária na superfície inclinada pela radiação direta horária no plano horizontal, $\tau\alpha$ representa o produto absorvância-transmitância, e ρ_g a refletividade do solo (albedo). Os valores para a absorvância da placa considerando ângulo de incidência normal (α_n) e albedo foram estimados em 0,96 e 0,20, respectivamente, segundo valores obtidos em Kalogirou (2009) e Muneer (2004), respectivamente.

$$\theta_b = \arccos\left(\frac{\sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega}{\cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega}\right) \quad (4.76)$$

$$\theta_{gr} = 90 - 0,5788\beta + 0,002693\beta^2 \quad (4.77)$$

$$\theta_d = 59,7 - 0,1388\beta + 0,001497\beta^2 \quad (4.78)$$

$$\frac{\alpha}{\alpha_n} = 1 + 2,0345 \times 10^{-3} \theta - 1,990 \times 10^{-4} \theta^2 + 5,324 \times 10^{-6} \theta^3 - 4,799 \times 10^{-8} \theta^4 \quad (4.79)$$

$$\tau \cong \tau_\alpha \tau_r = 1 \quad \{\text{Coletor sem cobertura}\}$$

$$(\tau\alpha)_b = 1,01\tau \left(\frac{\alpha}{\alpha_n}\right)_b \alpha_n \quad (4.80)$$

$$\left(\frac{\alpha}{\alpha_n}\right)_b = 1 + 2,0345 \times 10^{-3} \theta_b - 1,990 \times 10^{-4} \theta_b^2 + 5,324 \times 10^{-6} \theta_b^3 - 4,799 \times 10^{-8} \theta_b^4 \quad (4.81)$$

$$(\tau\alpha)_d = 1,01\tau \left(\frac{\alpha}{\alpha_n}\right)_d \alpha_n \quad (4.82)$$

$$\left(\frac{\alpha}{\alpha_n}\right)_d = 1 + 2,0345 \times 10^{-3} \theta_d - 1,990 \times 10^{-4} \theta_d^2 + 5,324 \times 10^{-6} \theta_d^3 - 4,799 \times 10^{-8} \theta_d^4 \quad (4.83)$$

$$(\tau\alpha)_{gr} = 1,01\tau \left(\frac{\alpha}{\alpha_n} \right)_{gr} \alpha_n \quad (4.84)$$

$$\left(\frac{\alpha}{\alpha_n} \right)_{gr} = 1 + 2,0345 \times 10^{-3} \theta_{gr} - 1,990 \times 10^{-4} \theta_{gr}^2 + 5,324 \times 10^{-6} \theta_{gr}^3 - 4,799 \times 10^{-8} \theta_{gr}^4 \quad (4.85)$$

O fator $\left(\frac{\alpha}{\alpha_n} \right)$ representa a dependência angular da absorptância à radiação solar, θ_b , θ_d e θ_{gr} representam, respectivamente, os ângulos de incidência da radiação direta, difusa e radiação refletida pelo solo.

Para determinação das componentes da radiação direta e difusa horária é necessário determinar a radiação extraterrestre horária numa superfície horizontal (I_o), o fator R_b e o índice de transparência (k_t). A radiação extraterrestre horária numa superfície horizontal é calculada pela seguinte expressão:

$$I_o = \frac{12 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left(1 + 0,033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right) \dots \quad (4.86)$$

$$\times \left[\cos \phi \cos \delta (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + \frac{\pi(\omega_2 - \omega_1)}{180} \sin \phi \sin \delta \right]$$

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \left(\frac{284 + n}{365} \right) \right) \quad (4.87)$$

$$\omega = 15(h - 12) \quad (4.88)$$

Onde G_{sc} é a constante solar cujo valor corresponde a 1367 W/m^2 , n corresponde ao dia do ano, ϕ representa a latitude, δ a declinação solar, ω_1 e ω_2 a hora angular inicial e final para a base horária (h) considerada.

O fator R_b é definido por:

$$R_b = \frac{\cos(\phi + \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\phi + \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta} \quad (4.89)$$

O índice de transparência horário representa a razão entre a radiação total horária numa superfície horizontal (I) para a radiação extraterrestre horária (I_0) definida por:

$$k_t = \frac{I}{I_0} \quad (4.90)$$

A radiação solar total horária sobre uma superfície horizontal é composta pela soma das parcelas correspondente à radiação difusa e direta.

O índice de transparência depende fortemente das condições meteorológicas da região em estudo, sendo afetado principalmente pelos seguintes fatores: cobertura de nuvens, declinação solar, umidade relativa, temperatura ambiente, turbidez da atmosfera.

Devido à complexidade das grandezas envolvidas, muitos pesquisadores têm apresentado modelos para estimar o índice de transparência principalmente em regiões cuja escassez de dados meteorológicos são frequentes, ou caso contrário, desenvolver modelos baseados em dados obtidos através de estações meteorológicas e que sirvam como referência preliminar em projetos de sistemas solares.

Devido à disponibilidade de dados, optou-se em desenvolver um modelo para caracterizar o comportamento do índice de transparência ao longo de todo o ano. Os dados para a determinação do modelo foram obtidos através do Instituto Nacional de Pesquisa Espaciais (INPE) e representam medidas obtidas desde o ano de 2000 até o ano de 2012.

As informações obtidas com os dados são assim caracterizadas:

- Leitura da radiação sobre uma superfície horizontal feita por instrumento a cada minuto;
- Cálculo da média a cada 3 horas;
- Transmissão por satélite;
- Os dados disponíveis representam a soma diária.

Para analisar o comportamento do índice de transparência ao longo dos anos adotou-se como estratégia calcular o $k_{t(\text{médio})}$ para cada dia do ano e a média do dia ao longo de todos os anos. A TAB. 4.1 corresponde aos dados verificados para o mês de janeiro correspondente aos dias 1,10, 20 e 31.

TABELA 4.1

Cálculo do índice de transparência – dados relativos ao mês de janeiro

Dia	1	10	20	31	Média do mês
$\delta(^{\circ})$	-23,01	-22,04	-20,34	-17,78	
$\omega_s(^{\circ})$	98,83	98,42	97,70	96,66	
$G_o (W/m^2)$	1411,174621	1410,515	1408,536	1404,913242	
$H_o (MJ/m^2)$	42,09321651	41,95219	41,65691	41,13499331	
k_t-01-2000	0,156557292	0,576609	0,38649	0,199100555	0,420131521
k_t-01-2001	0,185303017	0,450274	0,480112	0,473805839	0,481632193
k_t-01-2002	0,263462879	0,397834	0,580696	0,615048113	0,455145358
k_t-01-2003	0,39436283	0,65527	0,323836	0,605324032	0,367959881
k_t-01-2004	0,463019974	0,157084	0,664956	0,716907859	0,419040555
k_t-01-2005	0,610312115	0,531319	0,551889	0,386532213	0,396261
k_t-01-2006	0,522649534	0,590911	0,638549	0,157773212	0,534150363
k_t-01-2007	0,190054376	0,362317	0,331278	0,277136304	0,368153899
k_t-01-2008	0,696074152	0,388538	0,448905	0,318463647	0,405426157
k_t-01-2009	0,451379143	0,614986	0,547328	0,442445678	0,477925779
k_t-01-2010	0,617676722	0,626904	0,369687	0,391394254	0,505820943
k_t-01-2011	0,109281266	0,586382	0,568933	0,576151789	0,471432979
k_t-01-2012	0,185303017	0,288424	0,578535	0,391394254	0,456179143
Média do dia	0,372725871	0,478988	0,497784	0,42703675	

Kumar e Umanand (2005) apresentam um trabalho em que utilizam uma Série de Fourier para modelar o comportamento do índice de transparência. Segundo os autores, o uso das Séries de Fourier corresponde à técnica mais apropriada para caracterizar o comportamento do índice de transparência. No trabalho apresentado, o índice de transparência é modelado como função dos seguintes parâmetros: latitude, precipitação do vapor d'água, o parâmetro T e o termo x que corresponde a um valor utilizado para ajustar os dados às diversas regiões analisadas devido às variações da latitude.

Nesta tese, o índice de transparência foi modelado como função dos seguintes parâmetros: média do k_t , médio do dia obtido ao longo dos anos e do parâmetro T, que consiste no argumento dos termos trigonométricos utilizando como referência o trabalho de Kumar e Umanand.

$$k_t = f(k_{t(\text{médio})}, T) \quad (4.91)$$

$$T = \left(\frac{2\pi}{365}\right)(n - 80) \quad (4.92)$$

$$\begin{aligned} k_t = & a_0 + a_1 \cos(Tw) + b_1 \sin(Tw) + a_2 \cos(2Tw) + b_2 \sin(2Tw) \dots \\ & + a_3 \cos(3Tw) + b_3 \sin(3Tw) + a_4 \cos(4Tw) + b_4 \sin(4Tw) \dots \\ & + a_5 \cos(5Tw) + b_5 \sin(5Tw) + a_6 \cos(6Tw) + b_6 \sin(6Tw) \dots \\ & + a_7 \cos(7Tw) + b_7 \sin(7Tw) + a_8 \cos(8Tw) + b_8 \sin(8Tw) \end{aligned} \quad (4.93)$$

As curvas do modelo do índice de transparência foram obtidas através do *software* MATLAB pelo módulo *Curve Fitting Toolbox*. O módulo fornece os coeficientes da Série de Fourier do modelo.

A FIG. 4.9 apresenta as curvas ajustadas através da utilização da Série de Fourier e através de um polinômio de 6ª ordem para o mês de janeiro. Pela comparação dos valores alcançados é possível comprovar o melhor ajuste obtido a partir da utilização da Série de Fourier.

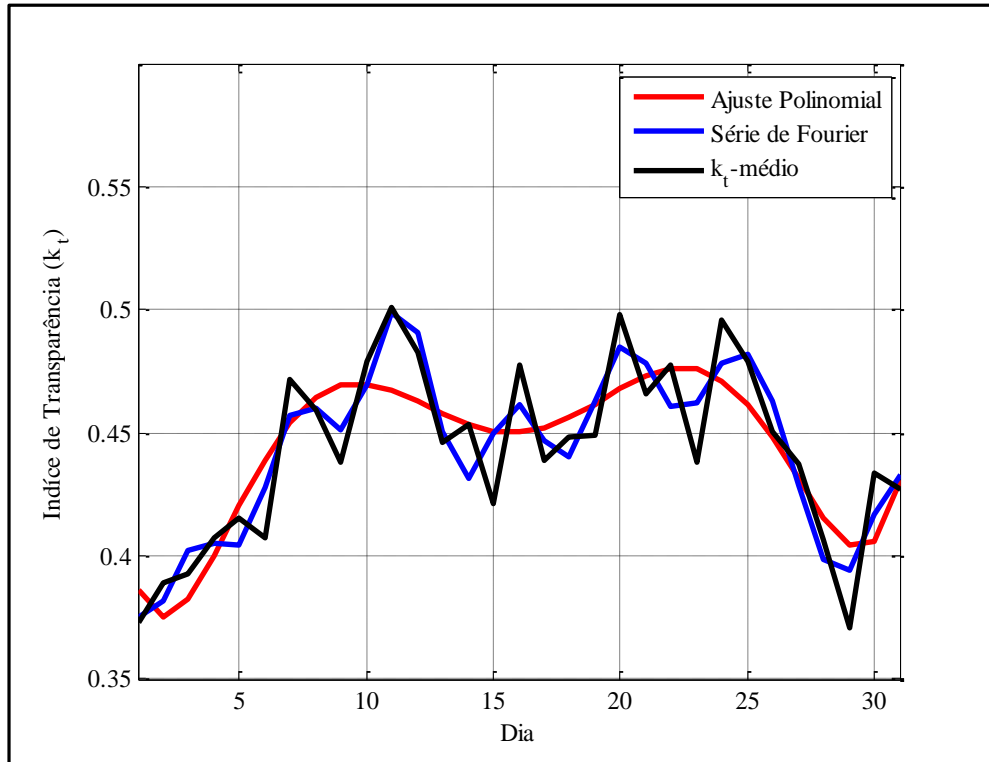


FIGURA 4.9 - Comparação entre os ajustes obtidos através da Série de Fourier e Polinomial para o índice de transparência referente ao mês de janeiro.

A tabela com os coeficientes ajustados pela Série de Fourier para todos os meses do ano e a qualidade dos ajustes obtidas estão disponíveis no APÊNDICE A.

Obtido o valor do índice de transparência procede-se então ao cálculo da radiação horária total sobre uma superfície horizontal e a partir desse determinam-se as parcelas correspondentes à radiação direta e à radiação difusa.

Para o cálculo das parcelas referentes à radiação solar difusa e direta utilizou-se o modelo de decomposição desenvolvido por Erbs *et al.* (*apud* Duffie-Beckman (2006)) definido segundo as seguintes relações:

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1,0 - 0,09k_t & \text{se } k_t \leq 0,22 \\ 0,9511 - 0,1604k_t + 4,3888k_t^2 - 16,638k_t^3 + 12,336k_t^4 & \text{se } 0,22 < k_t \leq 0,80 \\ 0,165 & \text{se } k_t > 0,80 \end{cases} \quad (4.94)$$

$$I_b = I - I_d \quad (4.95)$$

4.6.2 Coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa e o ambiente

No caso de evaporadores solares é conveniente modelar a transferência de calor por radiação entre a placa e o ambiente de uma maneira similar ao mecanismo de convecção definindo assim um coeficiente de transferência de calor por radiação linearizado conforme definido por Bergman *et al.* (2011).

$$H_{rc} = \varepsilon_{pl} \sigma \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) (T_{pl}^2 + T_c^2) \cdot (T_{pl} + T_c) \quad (4.96)$$

$$H_{rs} = \varepsilon_{pl} \sigma \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) (T_{pl}^2 + T_s^2) \cdot (T_{pl} + T_s) \quad (4.97)$$

Onde ε_{pl} , σ , T_{pl} , T_c e T_s representam a emissividade da placa, a constante de Stefan-Boltzmann, a temperatura da placa, a temperatura do céu e a temperatura do solo, respectivamente.

As temperaturas do céu e do solo foram aproximadas pela temperatura ambiente e a emissividade da placa foi considerada como sendo constante e igual 0,95.

4.6.3 Coeficiente de transferência de calor devido à ação dos ventos

As características da ação dos ventos sobre o evaporador solar envolvem fatores como: velocidade, direção e ângulo de ataque.

Sartori (2006) e Palyvos (2008) apresentaram estudos sobre as correlações utilizadas para o cálculo do coeficiente convectivo devido à ação dos ventos. Segundo Sartori, as equações propostas dizem respeito apenas às representações instantâneas do efeito físico dos processos para aquele experimento em particular. O autor demonstra em seu trabalho que as características físicas do dispositivo experimental, os parâmetros atmosféricos como a direção e velocidade dos ventos e os efeitos de radiação não podem ser reproduzidos de forma espontânea e que as equações empíricas propostas dependem fundamentalmente do tipo de técnica utilizada na modelagem como, por exemplo: valores obtidos experimentalmente e normalmente fornecidos em tabelas, expressões lineares ou baseadas na lei da potência sendo estas funções apenas da

velocidade dos ventos, teoria da camada limite, e se os experimentos são realizados em túnel de vento ou ao ar livre.

Devido à complexidade da modelagem da ação do vento sobre os coletores solares, vários autores apresentam equações empíricas mais simples para modelar o comportamento dos ventos baseadas na velocidade e obtidas através de observações experimentais.

O coeficiente de transferência, devido à ação dos ventos, é determinado segundo a correlação proposta por Nusselt-Jurges e citado por Palyvos (2008) dada por:

$$H_w = 5.678 \left\{ 0,99 + 0,21 \left[\frac{\left(\frac{294,26}{273,16 + T_a} \right) V_w}{0,3048} \right] \right\} \quad \{V_w < 4,88 \text{ m/s}\} \quad (4.98)$$

$$H_w = 5,678 \left\{ 0,50 \left[\frac{\left(\frac{294,26}{273,16 + T_a} \right) V_w}{0,3048} \right]^{0,78} \right\} \quad \{4,88 \leq V_w < 30,48 \text{ m/s}\} \quad (4.99)$$

Onde, V_w a velocidade dos ventos.

A velocidade dos ventos foi obtida segundo o trabalho apresentado por Ferreira (2009) através de ajuste polinomial obtendo-se a seguinte expressão:

$$V_w = (1.70207E - 6 \times (Mes)^6) + (4.45214E - 4 \times (Mes)^5) - (1.73692E - 2 \times (Mes)^4) + (2.30635E - 1 \times (Mes)^3) - (1.31621 \times (Mes)^2) + (3.15842 \times Mes) - 7.40833E - 1 \quad (4.100)$$

4.6.4 Coeficiente de transferência de calor por condensação

No evaporador solar, o fluido secundário corresponde ao ar úmido proporcionando duas situações diferentes para as trocas térmicas entre o evaporador e o ar. A primeira situação ocorre quando a temperatura da placa e da parede do tubo são superiores à temperatura de orvalho do ar e, nesse caso, o escoamento ocorre sem a condensação do vapor d'água presente no ar. A

segunda refere-se quando a placa e a parede do tubo apresentam temperaturas inferiores ao ponto de orvalho do ar, situação em que ocorre uma transferência simultânea de calor e massa dando origem ao fenômeno da condensação.

Segundo Corradini e Kim (1990), os principais fatores que afetam a transferência de calor na condensação são a presença de gases não condensáveis e o escoamento turbulento. A acumulação de gases não condensáveis próxima à camada de condensado inibe a difusão do vapor presente na mistura vapor-ar para a camada líquida (condensado) formando uma barreira e, conseqüentemente, reduzindo a taxa de transferência de calor. A análise do processo de condensação na presença de gases não condensáveis requer a solução simultânea do problema da transferência de calor e massa.

A determinação do coeficiente de transferência por condensação depende inicialmente da caracterização do mecanismo de transferência de calor na placa sendo determinada através da análise do número de Richardson. Nos problemas relacionados à convecção, o número de Richardson permite quantificar a importância da convecção natural em relação à convecção forçada sendo calculado pela seguinte expressão:

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \begin{cases} Ri < 0,1 & \text{(Convecção Forçada)} \\ 0,1 < Ri < 10 & \text{(Convecção Natural + Convecção Forçada)} \\ Ri > 10 & \text{(Convecção Natural)} \end{cases} \quad (4.101)$$

Onde Gr corresponde ao número de Grashof, e Re ao número de Reynolds.

O número de Grashof foi calculado considerando-se a inclinação da placa através da seguinte expressão de acordo com Shang (2011):

$$Gr = \frac{g \cos \theta (\rho_{m,s} - \rho_{m,\infty}) L^3}{\nu_{m,\infty}^2} \quad (4.102)$$

Onde g , θ , $\rho_{m,s}$, $\rho_{m,\infty}$, L , $\nu_{m,\infty}$ e $\rho_{l,s}$ representam, respectivamente, a aceleração gravitacional, o ângulo de inclinação da placa em relação à vertical, a massa específica da mistura calculada na temperatura da interface e a massa específica da mistura calculada na temperatura de filme, o comprimento da placa e a viscosidade cinemática da mistura calculada na temperatura de filme.

A temperatura de filme foi calculada pela seguinte expressão:

$$T_f = \frac{(T_{pl} + T_{\infty})}{2} \quad (4.103)$$

Onde T_{∞} corresponde à temperatura da mistura, respectivamente.

A temperatura na interface (T_{int}) representa a temperatura de saturação do vapor condensado entre a camada líquida e camada da mistura vapor-gás sendo calculada pela expressão sugerida por Shang (2011):

$$T_{int} = T_{sv} (C_{mv,int})^{0,063} \quad (4.104)$$

Onde $C_{mv,int}$ representa a fração da massa do vapor na interface, e T_{sv} representa a temperatura de saturação do vapor d'água na pressão atmosférica considerada e quando $C_{mv,int} = 1$, ou seja, considerando que há somente a presença de vapor.

Shang (2011) adota como condição inicial para a fração de massa do vapor na interface como sendo:

$$C_{mv,int} = C_{mv} \quad (4.105)$$

Onde C_{mv} corresponde à fração da massa de vapor presente na mistura vapor-gás e definida pela seguinte equação:

$$C_{mv} = 1 - C_{nc} \quad (4.106)$$

A correlação que define a fração de massa do gás não condensáveis (C_{nc}) foi calculada segundo Ganguli *et al.* (2008):

$$C_{nc} = \frac{\left(\frac{P_{atm} - P_{wv}}{P_{wv}}\right) \left(\frac{W_{ar}}{W_{h_2o}}\right)}{1 + \left(\frac{P_{atm} - P_{wv}}{P_{wv}}\right) \left(\frac{W_{ar}}{W_{h_2o}}\right)} \quad (4.107)$$

Onde P_{atm} , P_{wv} , W_{ar} e W_{h_2o} correspondem, respectivamente, à pressão atmosférica, à pressão do vapor d'água na mistura, ao peso molecular do ar e do vapor d'água.

A equação que define a pressão do vapor d'água na mistura é calculada segundo a equação definida por:

$$P_{wv} = 0,6108 \times \exp\left(\frac{17,7(TBS-273,15)}{(TBS-273,15)+237,30}\right) \left(\frac{RH}{100}\right) \quad (4.108)$$

Onde TBS representa a temperatura de bulbo seco em Kelvin e RH a umidade relativa em porcentagem.

O número de Reynolds foi calculado considerando-se a condição da mistura dada por:

$$Re = \frac{V_w \times L}{V_m} \quad (4.109)$$

As propriedades da mistura foram calculadas segundo o trabalho desenvolvido por Shang (2011) através das seguintes relações:

$$\rho_{mv} = \frac{C_{mv} \rho_v \rho_g}{(1 - C_{mv}) \rho_v + C_{mv} \rho_g} \quad (4.110)$$

$$\rho_{mg} = \frac{(1 - C_{mv}) \rho_v \rho_g}{(1 - C_{mv}) \rho_v + C_{mv} \rho_g} \quad (4.111)$$

$$\rho_m = \frac{\rho_v \rho_g}{(1 - C_{mv}) \rho_v + C_{mv} \rho_g} \quad (4.112)$$

$$\mu_m = C_{mv}\mu_v + (1 - C_{mv})\mu_g \quad (4.113)$$

$$k_m = C_{mv}k_v + (1 - C_{mv})k_g \quad (4.114)$$

$$c_{p_m} = C_{mv}c_{p_v} + (1 - C_{mv})c_{p_g} \quad (4.115)$$

$$\text{Pr}_m = \frac{\mu_m c_{p_m}}{k_m} \quad (4.116)$$

Para a convecção natural e considerando os efeitos da condensação, ou seja, correspondendo ao Número de Richardson maior que 10, Shang e Zhong (2008) fornecem a equação a seguir para o cálculo do coeficiente devido ao efeito da condensação na presença de um gás não condensável:

$$H_{cond} = \frac{4}{3} \left(\frac{Gr}{4} \right)^{1/4} \left(\frac{k_{l,w}}{L} \right) \left(-\frac{d\theta_l}{d\eta_l} \right)_{\eta_l=0} \quad (4.117)$$

Onde $k_{l,w}$ corresponde à condutibilidade térmica do líquido tomado na temperatura da parede,

e $\left(-\frac{d\theta_l}{d\eta_l} \right)_{\eta_l=0}$ corresponde ao gradiente de temperatura adimensional da placa. O gradiente de

temperatura adimensional da placa é definido segundo a seguinte equação, por Shang (2006):

$$\left(-\frac{d\theta_l}{d\eta_l} \right)_{\eta_l=0} = (1 + 0,3n_{cp}) \psi(\text{Pr}) \left(\frac{T_w}{T_\infty} \right)^{-m} \quad (4.118)$$

Onde $\psi(\text{Pr})$ é a solução de Boussinesq na faixa de Prandtl considerada e calculada pela seguinte equação:

$$\psi(\text{Pr}) = 0,567 + 0,186 \times \ln(\text{Pr}) \quad \{0,6 \leq \text{Pr} \leq 1\} \quad (4.119)$$

$$m = 0,35n_\lambda + 0,29n_\mu + 0,36 \quad \left\{ \frac{T_w}{T_\infty} > 1 \right. \quad (4.120)$$

$$m = 0,42n_\lambda + 0,34n_\mu + 0,28 \quad \left\{ \frac{T_w}{T_\infty} < 1 \right. \quad (4.121)$$

Os valores correspondentes a n_λ , n_μ e n_{cp} para uma mistura ar-vapor d'água foram definidos por Shang (2006) e iguais a 1,02, 0,75 e 0,134, respectivamente.

Para convecção forçada laminar, com número de Richardson menor que 0,1 e considerando $Re < 5.0 \times 10^5$, Shang (2011) apresenta as seguintes correlações para o cálculo do coeficiente convectivo:

$$H_{cond} = \sqrt{2} (Re)^{1/2} \left(\frac{k_{l,w}}{L} \right) \left(-\frac{d\theta_l(\eta_l)}{d\eta_l} \right)_{\eta_l=0} \quad (4.122)$$

Onde o parâmetro $(-d\theta_l(\eta_l)/d\eta_l)_{\eta_l=0}$ corresponde ao gradiente de temperatura adimensional da parede. A determinação do gradiente de temperatura adimensional da parede, segundo Shang (2011), é expressa por:

$$\left(-\frac{d\theta_l(\eta_l)}{d\eta_l} \right)_{\eta_l=0} = AC_{mv,\infty}^B \quad \left\{ 0,4 \leq C_{mv,\infty} \leq 0,999 \right. \quad (4.123)$$

$$A = 0,5868 \left[\frac{T_{sv} - T_w}{T_{sv}} \right]^{-0,3272} \quad \left\{ 0,05 \leq \frac{T_{sv} - T_w}{T_{sv}} \leq 0,20 \right. \quad (4.124)$$

$$A = -0,334 \left(\frac{T_{sv} - T_w}{T_{sv}} \right) + 1,0766 \quad \left\{ 0,20 < \frac{T_{sv} - T_w}{T_{sv}} \leq 1,0 \right. \quad (4.125)$$

$$B = -0,2486 \left[\frac{T_{sv} - T_w}{T_{sv}} \right]^{-0,8082} \quad \left\{ 0,05 \leq \frac{T_{sv} - T_w}{T_{sv}} \leq 0,20 \right. \quad (4.126)$$

$$B = 2,8813 \left[\frac{T_{sv} - T_w}{T_{sv}} \right]^3 - 6,3245 + \left[\frac{T_{sv} - T_w}{T_{sv}} \right]^2 + 4,5528 \left[\frac{T_{sv} - T_w}{T_{sv}} \right] - 1,6063$$

$$\left\{ 0,20 < \frac{T_{sv} - T_w}{T_{sv}} \leq 1,0 \right.$$
(4.127)

Shang não apresenta correlações para a condição correspondente à convecção forçada turbulenta. Huhtiniemi e Corradini (1993) apresentam uma investigação experimental na qual examinam os efeitos da orientação da superfície na condensação do vapor na presença de um gás não condensável considerando a condição de regime turbulento. A equação proposta por Huhtiniemi e Corradini (1993) permite o cálculo do coeficiente local para a condição de $5 \times 10^5 < Re < 10^7$, e nesse caso, um processo integrativo deve ser previsto para calcular o coeficiente médio na região de turbulência. A equação proposta pelos autores é dada por:

$$Nu_x = \frac{0,0296 Re_x^{4/5} Pr}{0,85 + \left(\frac{0,01}{Pr} \right)} \quad \left\{ 5 \times 10^5 < Re_x < 10^7 \right.$$
(4.128)

As equações que definem o coeficiente de convecção considerando a condensação do vapor na presença de um gás não condensável para a região de turbulência foi obtida através do seguinte desenvolvimento:

$$H_{cond} = \frac{k_m}{(L - x_{crit})} \left(\frac{0,0296 Pr_m}{0,85 + \left(\frac{0,01}{Pr_m} \right)} \right) \int_{x_{crit}}^L \left(\frac{V_w x}{v_m} \right)^{4/5} dx$$
(4.129)

$$H_{cond} = \frac{k_m}{(L - x_{crit})} \left(\frac{0,0296 Pr_m}{0,85 + \left(\frac{0,01}{Pr_m} \right)} \right) \left(\frac{V_w}{v_m} \right)^{4/5} \int_{x_{crit}}^L (x)^{4/5} dx$$
(4.130)

$$H_{cond} = \frac{k_m}{(L - x_{crit})} \left(\frac{0,0296 Pr_m}{0,85 + \left(\frac{0,01}{Pr_m} \right)} \right) \left(\frac{V_w}{v_m} \right)^{4/5} \int_{x_{crit}}^L (x)^{4/5} dx \quad (4.131)$$

$$H_{cond} = \frac{k_m}{(L - x_{crit})} \left(\frac{0,0296 Pr_m}{0,85 + \left(\frac{0,01}{Pr_m} \right)} \right) \left(\frac{V_w}{v_m} \right)^{4/5} \left[\frac{5}{9} x^{9/5} \right]_{x_{crit}}^L \quad (4.132)$$

$$H_{cond} = \frac{k_m}{(L - x_{crit})} \left(\frac{0,0296 Pr_m}{0,85 + \left(\frac{0,01}{Pr_m} \right)} \right) \left(\frac{V_w}{v_m} \right)^{4/5} \left[\frac{5}{9} \left(L^{9/5} - x_{crit}^{9/5} \right) \right] \quad (4.133)$$

$$x_{crit} = \frac{5 \times 10^5 v_m}{V_w} \quad (4.134)$$

Para o número de Richardson compreendido entre 0,1 e 10, os efeitos da convecção natural e forçada são importantes e, nesse caso, o coeficiente convectivo deve combinar os dois mecanismos. Considerando o escoamento paralelo, Bergman *et al.* (2011) sugerem a seguinte expressão:

$$Nu^3 = Nu_{forçada}^3 + Nu_{natural}^3 \quad (4.135)$$

4.7 Análise do desempenho do coletor

Para sistemas térmicos que envolvem o uso de coletores solares, a determinação da eficiência do coletor representa um importante papel na análise do desempenho do mesmo em relação ao sistema como um todo.

A medida que caracteriza o desempenho de um coletor solar é denominada de eficiência do coletor. A eficiência de um coletor é definida como a razão entre o ganho útil determinado num intervalo de tempo em relação à energia solar para o mesmo intervalo de tempo considerado.

$$\eta_{col} = \frac{\int Q_u dt}{A_c \int I dt} \quad (4.136)$$

A eficiência instantânea é definida como sendo:

$$\eta_{col} = \frac{Q_u}{IA_c} \quad (4.137)$$

O calor útil (Q_u) para um coletor sem cobertura operando com fluido refrigerante para determinado intervalo de tempo pode ser obtida através da seguinte expressão:

$$Q_u = \dot{m}_f (h_{fs} - h_{fe}) \quad (4.138)$$

Considerando-se a radiação solar I como constante para o intervalo de tempo (Δt) determinado, a EQUAÇÃO (4.136) é integrada fornecendo o rendimento instantâneo para o tempo considerado, sendo assim definida:

$$\eta_{col} = \frac{Q_u}{IA_c \Delta t} \quad (4.139)$$

$$F_R = \frac{\dot{m}_f (h_{fs} - h_{fe})}{A_c [S - U_L (T_{fe} - T_a)]} \quad (4.140)$$

Onde F_R representa o fator de remoção do evaporador solar.

4.8 Metodologia de simulação

Nesta seção, apresenta-se a metodologia utilizada para resolver as equações do fluido e da parede do tubo. O sistema de equações que constituem o modelo foi programado em linguagem FORTRAN e as propriedades do CO₂ foram estimadas utilizando-se as equações propostas por Span e Wagner (1994).

Para iniciar o processo de solução das equações é necessário fornecer ao modelo um conjunto de dados conforme demonstrado na FIG. 4.3. Esses dados correspondem às condições iniciais as quais refletem o estado do sistema num dado instante inicial. Primeiramente são fornecidos ao modelo os perfis de temperatura espaciais das propriedades termodinâmicas do fluido, o perfil de temperatura da parede do tubo, as grandezas relativas à geometria, os dados atmosféricos e os dados relativos à radiação solar sobre o evaporador solar.

Após essa etapa, o modelo inicia o cálculo relativo à caracterização da dinâmica do evaporador-válvula de expansão. O procedimento inicia-se com a determinação da entalpia e da velocidade mássica do fluido refrigerante na entrada do evaporador, utilizando-se o modelo da válvula de expansão.

A partir de um valor inicial da pressão P_{f1} e dos valores de h_{f1} e G_{f1} na entrada do evaporador, obtém-se \bar{P}_f na entrada do primeiro elemento do volume de controle (entrada do fluido frigorífico). Com os valores de \bar{P}_f , h_f e G_f determinados no instante anterior, os mesmos são usados para determinar os valores de \bar{P}_f , h_f e G_f na saída do elemento utilizando-se o método de diferenças finitas. Esses valores obtidos na saída do elemento são utilizados como dados de entrada para o elemento seguinte. Esse procedimento é repetido para cada volume de controle até que a saída do evaporador seja alcançada. Uma vez obtidos os valores do último volume de controle, aciona-se o modelo do compressor o qual permite a determinação da vazão mássica do mesmo (G_{f3}). Os valores das vazões mássicas, a saída do evaporador (G_{fse}) e do compressor são então comparadas; se esses valores não apresentarem um desvio mínimo estabelecido no critério de convergência que corresponde a 0,01, uma nova estimativa da P_{f1} à entrada do evaporador deve ser realizada utilizando-se o algoritmo de Newton-Raphson. Esse procedimento é repetido até que se obtenha a convergência das vazões mássicas.

Obtida a convergência das vazões mássicas, inicia-se o procedimento de solução da equação da temperatura da parede do tubo para cada elemento do volume de controle. Após a solução da equação da parede do tubo para o último elemento do volume de controle, o perfil de temperatura obtido é comparado com o perfil de temperatura estabelecido no início dos cálculos. Se a diferença entre os perfis de temperatura inicial (T_p) e calculado (T_{pc}) apresentarem um desvio superior ao estabelecido pelo critério de convergência para a parede que corresponde a 0,10, inicia-se novamente o procedimento de cálculo das equações do fluido utilizando, nesse caso, o perfil de temperatura calculado como condição inicial.

Obtidos os critérios de convergência para o fluido e parede, determina-se o rendimento instantâneo do coletor para o instante de tempo analisado. Concluída essa etapa, todo o procedimento pode ser então realizado para o instante de tempo seguinte.

A FIG. 4.10 representa o fluxograma com o procedimento descrito acima.

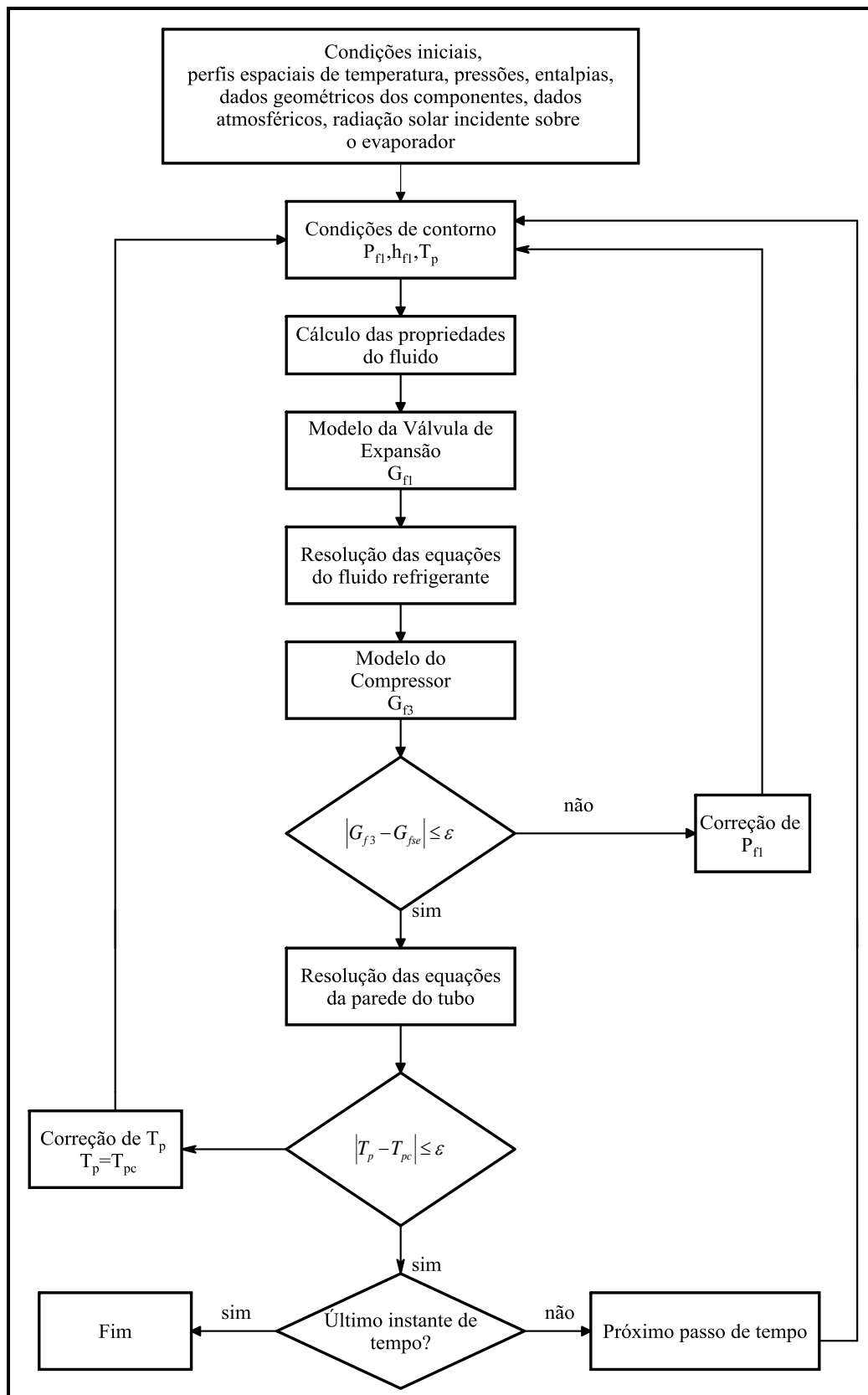


FIGURA 4.10 - Fluxograma do modelo do evaporador.

4.9 Conclusão

Nesse capítulo apresentou-se o modelo do conjunto evaporador solar-válvula de expansão utilizado para simular comportamento dinâmico. Primeiramente, foram apresentados os modelos dos componentes necessários à modelagem, isto é, o dispositivo de expansão, o compressor e o evaporador apresentando as hipóteses adotadas, suas variáveis de entrada e saída. Na elaboração do modelo evaporador, adotou-se uma abordagem discreta devido à complexidade dos fenômenos presentes na região de escoamento bifásico. Todos os modelos apresentam correlações extraídas da literatura, sendo algumas delas desenvolvidas exclusivamente para o CO₂. As propriedades termodinâmicas do fluido foram obtidas através das equações propostas por Span e Wagner (1994) para o CO₂. Ao final do capítulo, apresentou-se a metodologia utilizada para resolver as equações do modelo juntamente com o critério de convergência adotado.

CAPÍTULO 5

ANÁLISE DOS RESULTADOS TÉORICOS E EXPERIMENTAIS

5.1 Introdução

Neste capítulo, é realizada uma análise dos resultados obtidos através da utilização do modelo evaporador-válvula de expansão para caracterizar o comportamento em regime transiente e permanente. Após essa etapa, a caracterização do comportamento do conjunto evaporador-válvula de expansão obtida para uma determinada simulação é então comparada com os resultados experimentais.

5.2 Simulação teórica e análise dos resultados experimentais

5.2.1 Caracterização do comportamento em regime transiente e permanente obtidos por meio do uso do modelo

Para caracterizar o comportamento dinâmico da bomba de calor utilizando-se o modelo é necessário fornecer ao mesmo as condições iniciais. As condições iniciais referem-se às características geométricas do evaporador, às condições de entrada na válvula de expansão, às condições na saída do compressor, às condições de partida da bomba como a temperatura ambiente, etc. A TAB. 5.1 indica as condições de operação utilizadas para simulação do comportamento da bomba de calor.

TABELA 5.1

Condição de operação utilizada para simular o comportamento do conjunto evaporador – válvula de expansão com valores obtidos através do uso do modelo.

Condição de Operação	
Temperatura ambiente (°C)	25
Umidade Relativa (%)	65
Velocidade dos Ventos $\left(\frac{m}{s}\right)$	2,39
Radiação solar total na superfície horizontal $\left(\frac{W}{m^2}\right)$	666,67
Dia/Mês	15/10
Hora de simulação	9:30

5.2.1.1 Determinação dos passos temporal e espacial

Um importante fator na análise do modelo corresponde à escolha dos passos temporal e espacial a serem utilizados nos cálculos. Conforme a escolha dos passos temporal e espacial, a solução numérica poderá levar a uma condição de instabilidade e a não convergência na solução das equações. Uma escolha adequada deve caracterizar importantes variações no comportamento do sistema físico, além de garantir a convergência e estabilidade do modelo.

Nas simulações realizadas para estudar o comportamento dinâmico do evaporador solar adotou-se discretizar o mesmo no espaço por um modelo unidimensional dividido em 663 volumes de controle ao longo do eixo z, onde foram aplicadas as equações de conservação descritas no capítulo 4. Esse número foi obtido através da determinação de um número adimensional calculado segundo o teorema dos Pi de Buckingham com base nos trabalhos de Machado (1996) e Maia (2005). Esses autores realizaram estudo sobre os valores do passo temporal e espacial e observaram que para o tipo de modelagem considerada neste trabalho, estes convergem para um determinado valor em que é possível garantir a estabilidade e a convergência do modelo.

Para determinar os valores do passo temporal e espacial é necessário avaliar os parâmetros que influenciam nessas malhas. De acordo com Machado (1996) a vazão mássica (\dot{m}_f), a área seção transversal (A_i), a massa específica (ρ_f) e os próprios passos de tempo (dt) e comprimento

do volume de controle (dz) influenciam nessa escolha. Seguindo a metodologia de Fox *et al.* (2010) do teorema dos Pi de Buckingham obtém-se o seguinte adimensional:

$$\Pi = \frac{\dot{m}_f dt}{\rho_f A_i dz} \quad (5.1)$$

No trabalho apresentado por Machado (1996) encontra-se um teste de sensibilidade no qual o autor fixa o passo de tempo variando o comprimento do volume de controle. Machado (1996) conclui que a partir de um determinado número de volumes de controle (dz máximo) o modelo torna-se estável. Os valores obtidos no trabalho de Machado (1996) foram ajustados através da seguinte expressão:

$$n_{ec} = 3,83(\Pi) + 2 \times 10^{-12} \quad (5.2)$$

Para os valores estabelecidos com $dz = 0,0245$ mm e para $dt = 2$ s foi encontrado um adimensional igual a 170 correspondendo a $n_{ec} = 650$, sendo assim, os valores de dt e dz utilizados estão de acordo com o critério estabelecido para a modelagem do evaporador solar uma vez que foram utilizados na discretização 663 elementos de controle.

Em Avad (2012) encontrou-se um adimensional correspondente ao da EQUAÇÃO (5.1). Nesse trabalho, o adimensional é referenciado como número de Courant. Porém o autor sugere o uso de tal parâmetro para modelos que trabalhem com passos de tempo da ordem de 10^{-6} s, o que seria impraticável para o tipo de modelo aqui apresentado. Portanto conclui-se que o número de Courant sugerido por Avad (2012) não se aplica para as características do tipo de modelo adotado neste trabalho.

Os erros máximos adotados em cada convergência para o modelo em regime permanente e transiente foram, respectivamente, de 1% para as vazões, pressões e massa do fluido refrigerante e de $0,1^\circ\text{C}$ para as temperatura do fluido e da paredes do tubo.

Em relação à discretização no tempo, o passo de tempo foi escolhido como sendo o menor valor para o qual o modelo não apresentasse comportamento instável e alta sensibilidade para

capturar o comportamento transiente do evaporador. O menor passo de tempo em que o modelo executou sem apresentar comportamento instável foi de 2 s.

5.2.1.2 Resultados obtidos com o uso do modelo da válvula de expansão, compressor e evaporador solar – Simulações Computacionais

Inicialmente, serão apresentados os resultados obtidos com o modelo da válvula da expansão e do compressor. Como as velocidades mássicas da válvula de expansão e do compressor representam um importante papel no critério de convergência do modelo, faz-se necessário uma análise comparativa para identificar a influência desses dois componentes na caracterização do regime transiente e permanente do evaporador.

A temperatura, a pressão e o número de voltas à entrada da válvula de expansão, conforme definidos na TAB. 5.2, foram utilizados como dados de entrada para simulação. A TAB. 5.3 fornece a temperatura, a pressão e o número de rotações utilizados como parâmetros de saída para o compressor, obtidos segundo o projeto do resfriador de gás.

TABELA 5.2

Parâmetros de entrada da válvula de expansão utilizados na simulação

Temperatura de saída do resfriador de gás (K)	305,15
Pressão de saída do resfriador de gás (kPa)	7500
Número de voltas abertura da válvula	5

TABELA 5.3

Parâmetros de saída do compressor utilizados na simulação

Temperatura de saída (K)	338,15
Pressão de saída (kPa)	7500
Número de rotações (rpm)	3500

As FIG. 5.1 e 5.2 representam os resultados obtidos através do modelo em regime transiente na partida da bomba de calor. Na FIG. 5.1 estão representadas as evoluções temporais das vazões mássicas do CO₂ impostas pela válvula de expansão e pelo compressor considerando inicialmente que o sistema esteja em equilíbrio térmico com o ambiente.

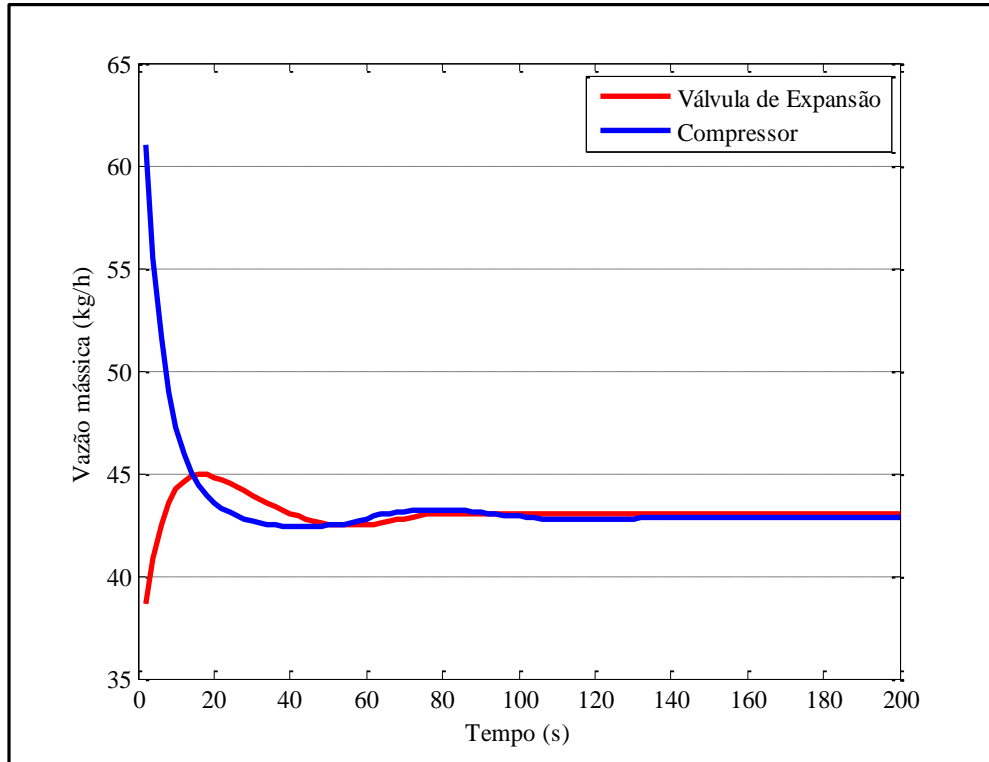


FIGURA 5.1 - Evolução das vazões mássicas do CO₂ após uma partida da bomba de calor.

Através da análise da FIG. 5.1 é possível observar que o comportamento apresentado pelo compressor e pela válvula de expansão deve-se ao seguinte fato: após a partida do compressor, esse aspira fluido do evaporador descarregando no resfriador de gás, o que promove a diminuição brusca na massa de fluido no evaporador. A redução brusca da massa de fluido no evaporador promove uma redução da pressão na entrada do evaporador conforme pode ser visto na FIG. 5.2.

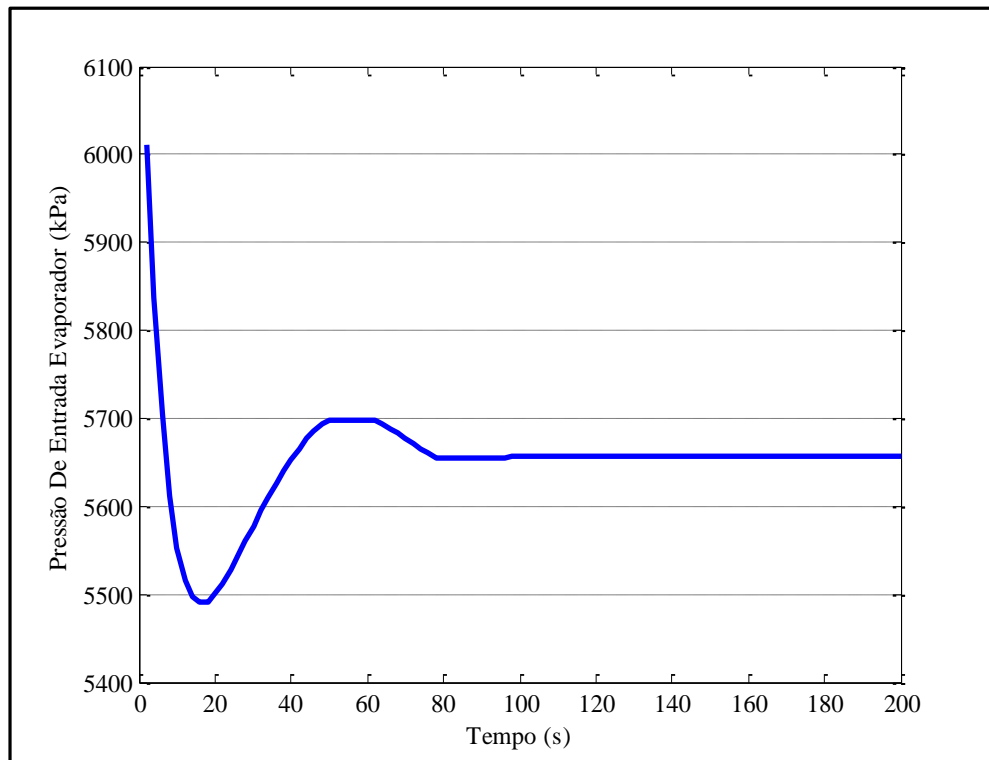


FIGURA 5.2 - Evolução temporal da pressão de entrada do evaporador após uma partida da bomba de calor.

A diminuição da pressão ocorre até o momento em que a vazão imposta pela válvula de expansão é menor que a vazão imposta pelo compressor, ocorrendo até aproximadamente 20 segundos após a partida da bomba de calor conforme pode ser observado nas FIG. 5.1 e 5.2.

A redução de pressão no evaporador afeta o rendimento volumétrico do compressor, porém é possível observar pela FIG. 5.3 que a variação é pouco significativa para o CO₂, diferentemente do que ocorre, por exemplo, para o fluido R-22 em que, num primeiro momento, o aumento das razões de pressão no compressor tornam-se mais significativo do que a redução da massa específica, conforme observado por Koury; Machado e Ismail (2001).

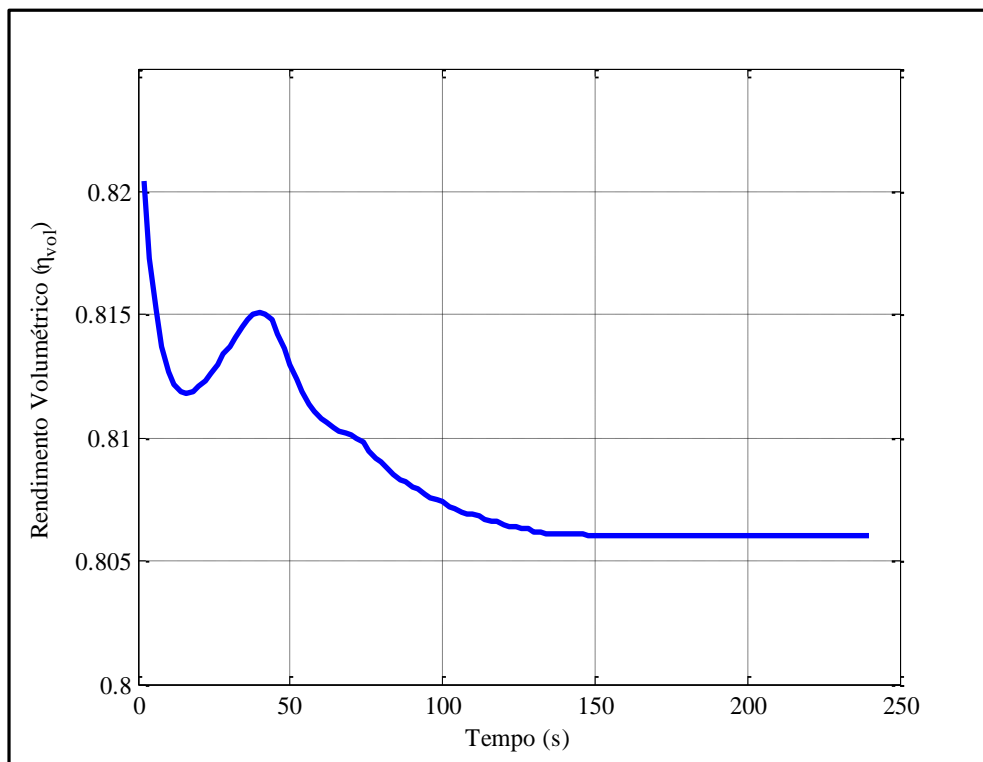


FIGURA 5.3 - Evolução temporal do rendimento volumétrico.

Koury *et al.* (2001) observaram que, estando a pressão de saída do compressor próxima do regime permanente, os efeitos relativos à diminuição da massa específica do fluido tornam-se predominantes, conforme observado na FIG. 5.4. A diminuição da massa específica ocorre não apenas como função da redução da pressão, mas também como consequência do aumento do grau de superaquecimento conforme FIG. 5.5.

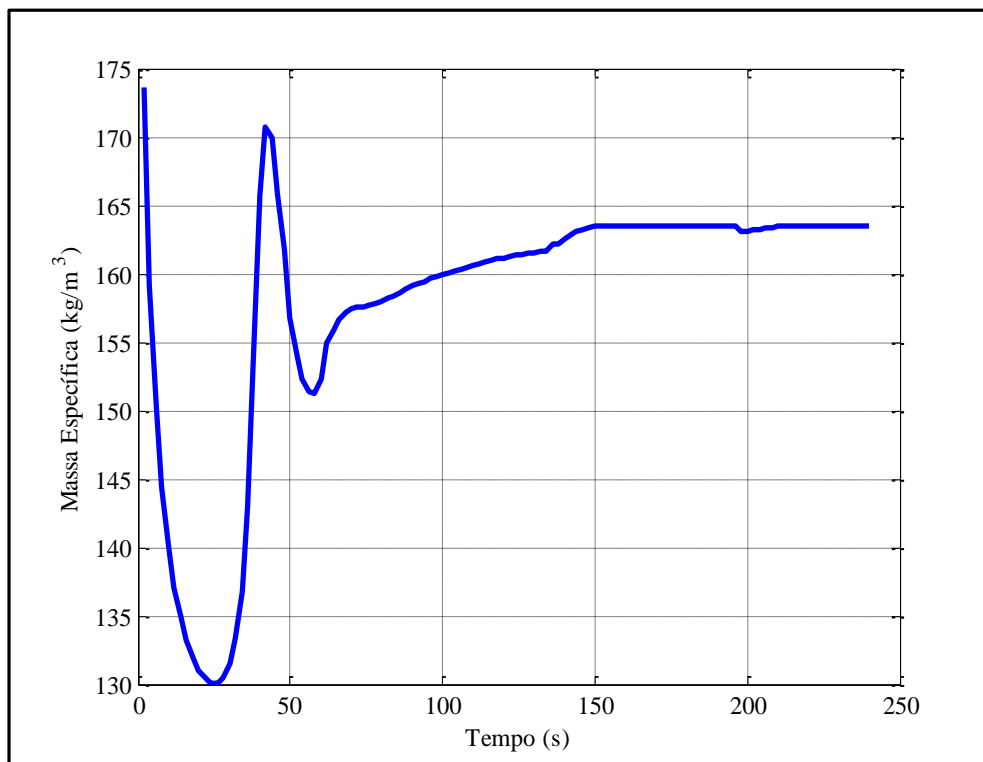


FIGURA 5.4 - Evolução da massa específica após uma partida da bomba de calor.

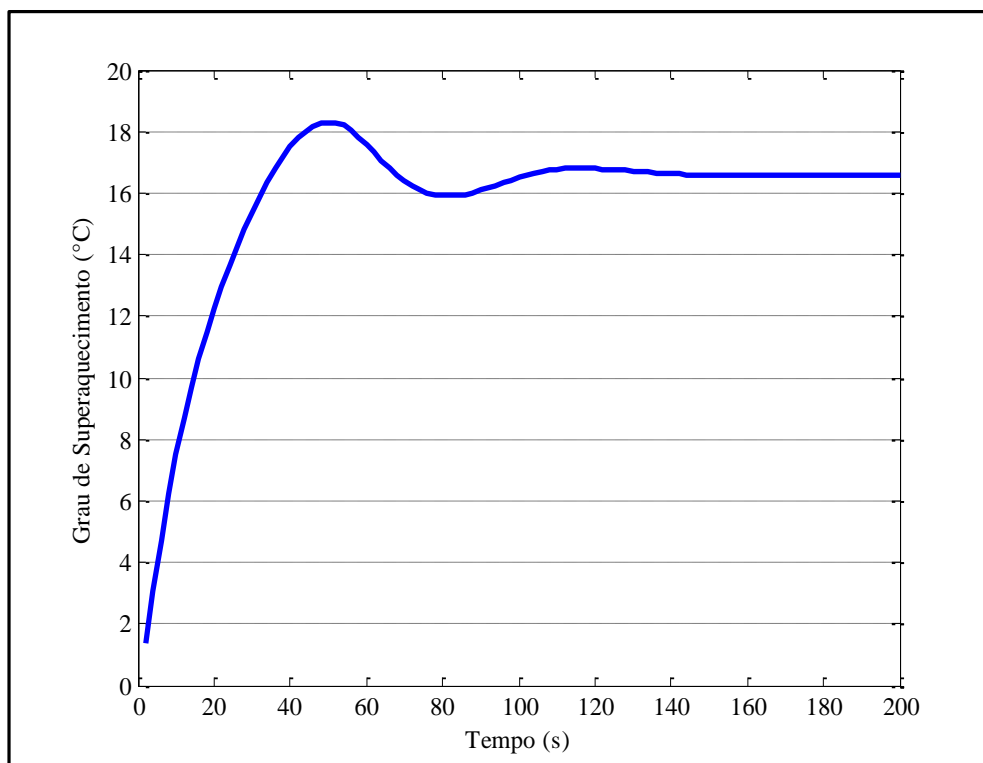


FIGURA 5.5 - Evolução do grau de superaquecimento após uma partida da bomba de calor.

No tempo correspondente a 20 segundos, as vazões se igualam, logo em seguida, durante um período de tempo, a vazão da válvula de expansão é maior do que a do compressor, fazendo com que o evaporador comece a receber um aumento de massa o que resulta em aumento da pressão no evaporador e, conseqüentemente, na temperatura de evaporação, conforme visto na FIG. 5.6.

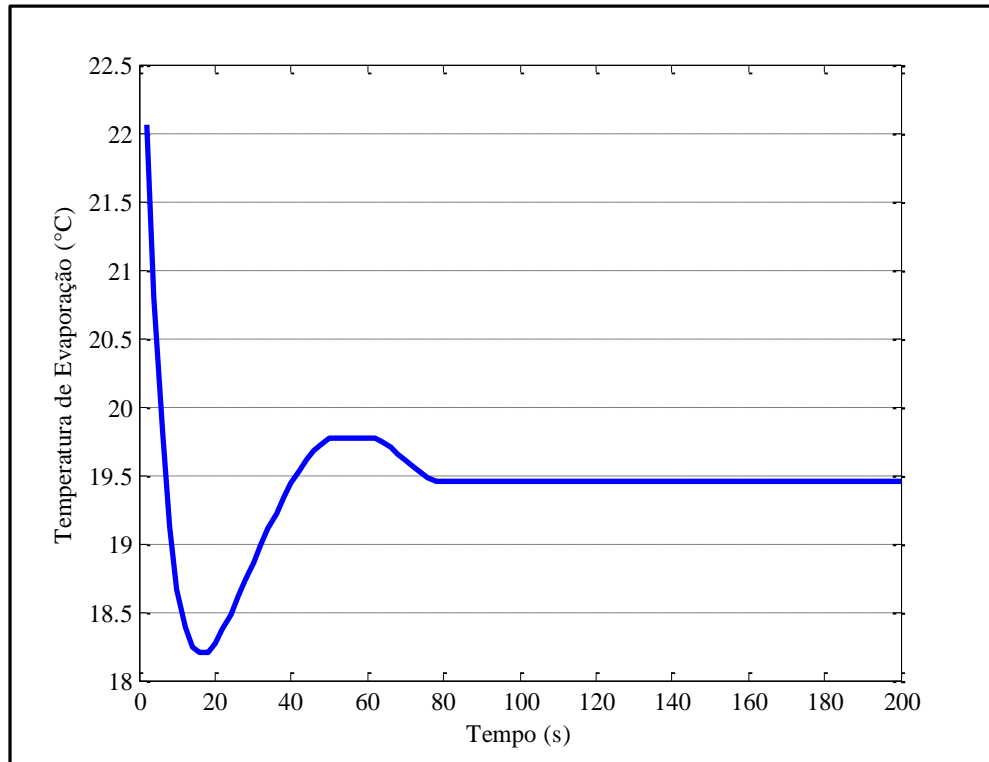


FIGURA 5.6 - Evolução temporal da temperatura de evaporação após uma partida da bomba de calor.

Através de uma análise da equação que define a vazão mássica imposta pelo compressor e considerando o fato anterior, pode-se verificar que a vazão depende quase que na totalidade pela condição da massa específica à entrada do compressor.

É importante observar que, no modelo do compressor, a pressão de descarga é considerada como sendo constante, caracterizando assim o regime permanente. Esse fato promove uma diminuição da massa específica à entrada do compressor e, conseqüentemente, uma redução na vazão mássica de fluido até atingir o valor em regime permanente conforme verificado por Koury *et al.*(2001). Em contrapartida, a redução da pressão no evaporador aumenta a diferença

de pressão entre a entrada e saída do dispositivo de expansão, sendo esta responsável pelo aumento gradativo da massa de fluido no evaporador, conforme observado na FIG. 5.7.

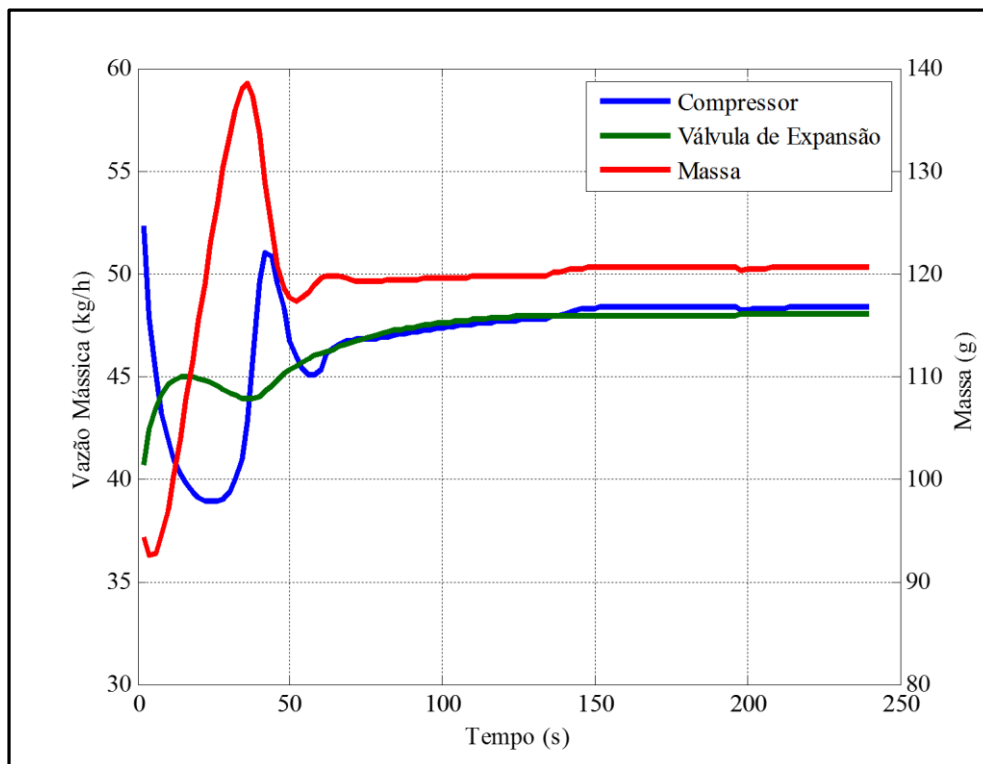


FIGURA 5.7 - Evolução das vazões mássicas e de massa de fluido após uma partida da bomba de calor.

Após decorrido um período de 130 segundos, as vazões se igualam, e o evaporador começa a operar em regime permanente.

As FIG. 5.8 e 5.9 apresentam a evolução espacial-temporal para o coeficiente convectivo interno, e a FIG. 5.10 representa a evolução do título ao longo do evaporador.

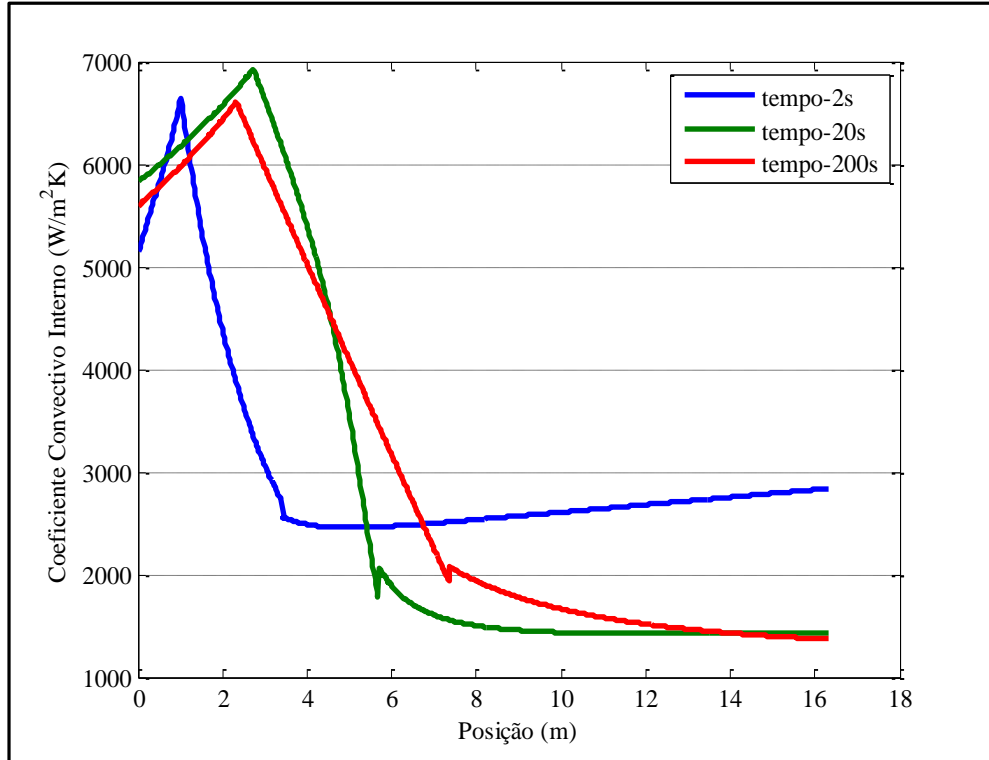


FIGURA 5.8 - Evolução espacial-temporal do coeficiente convectivo interno no evaporador solar.

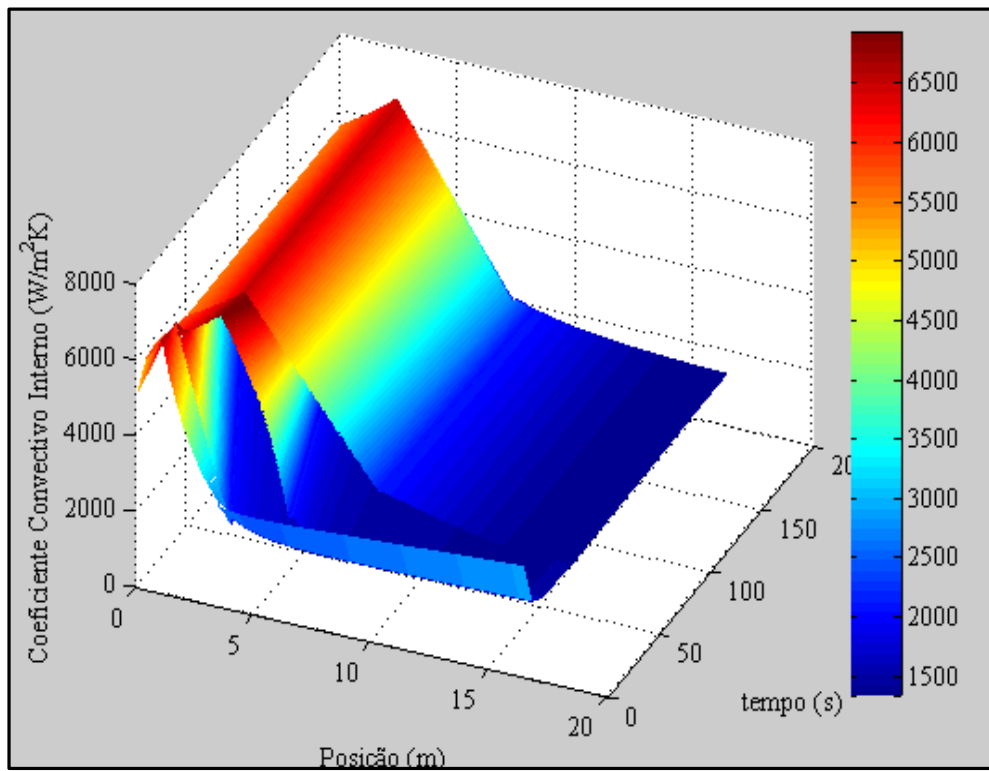


FIGURA 5.9 - Evolução espacial-temporal do coeficiente convectivo interno no evaporador solar, representação tridimensional.

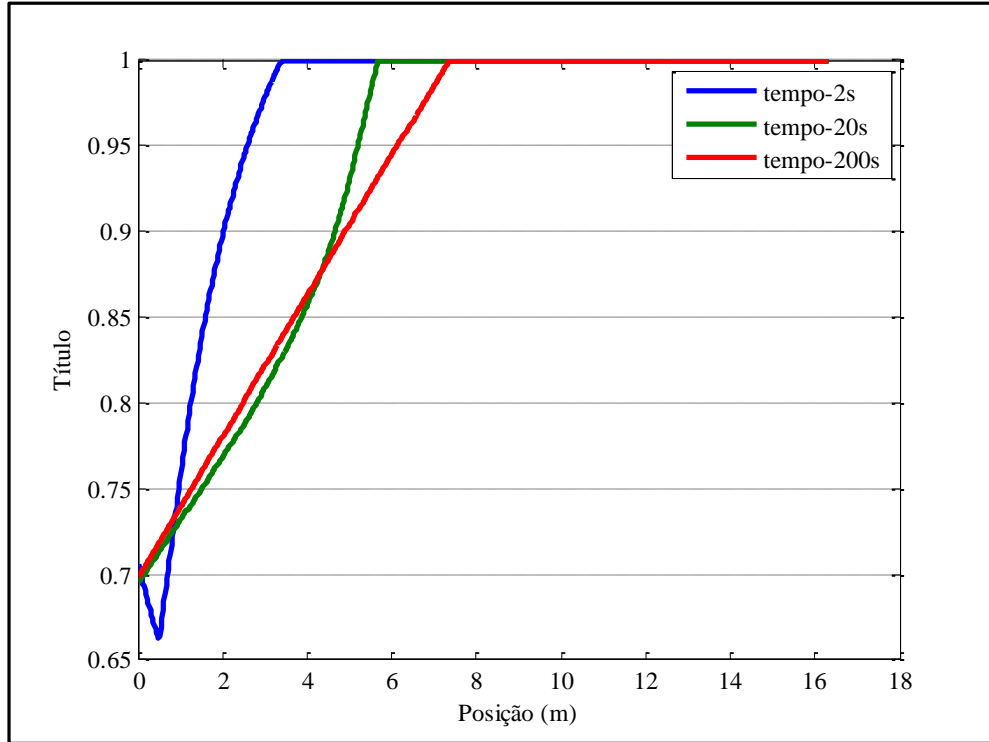


FIGURA 5.10 - Evolução temporal do título ao longo do comprimento do evaporador.

A FIG. 5.11 representa a evolução do coeficiente convectivo interno e do título ao longo do evaporador.

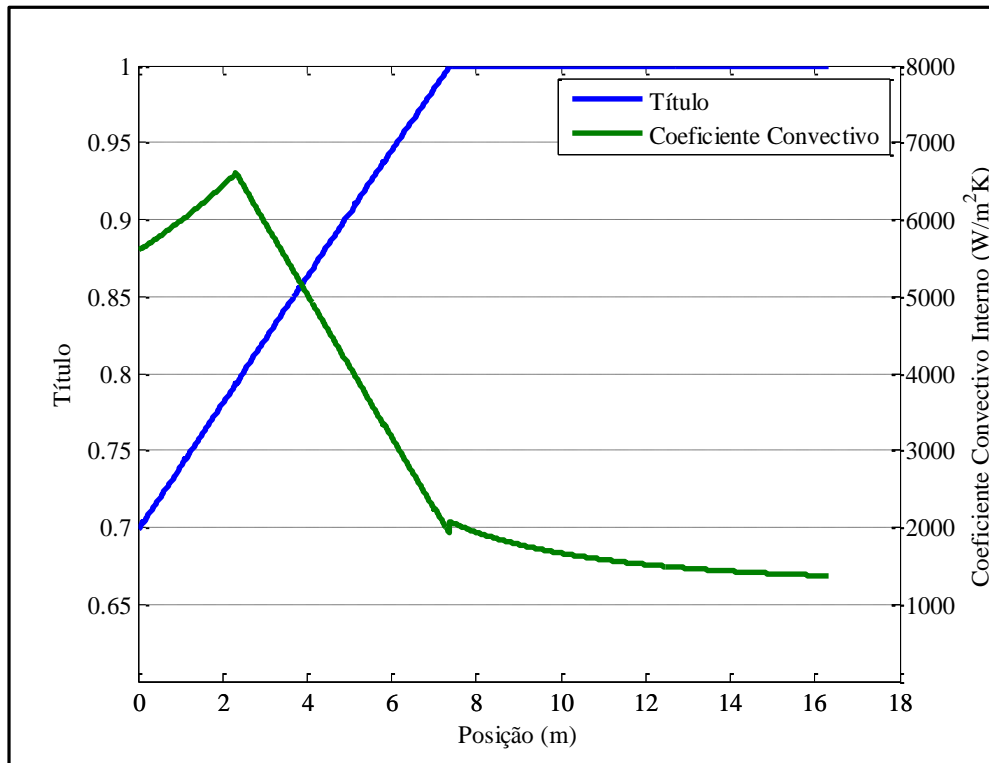


FIGURA 5.11 - Coeficiente de transferência de calor e título ao longo do comprimento do evaporador considerando o tempo de 200 s – regime permanente.

Na FIG. 5.11, algumas inferências importantes podem ser observadas; a posição relativa ao comprimento de 0 a 2,440 corresponde à região de escoamento anular com transição para a região de secamento ocorrendo com título no início de secagem da parede igual a 0,798 e comprimento igual a 2,440 metros e término no comprimento correspondente à 7,327 metros. A descontinuidade apresentada na região correspondente à posição 7,327 refere-se à mudança da correlação utilizada para o cálculo do coeficiente convectivo entre as regiões bifásica e monofásica. A região de secamento da parede é caracterizada por uma redução brusca do coeficiente convectivo conforme pode ser visto na FIG. 5.11 e também apresentada por Cheng *et al.* (2008) na FIG. 5.12.

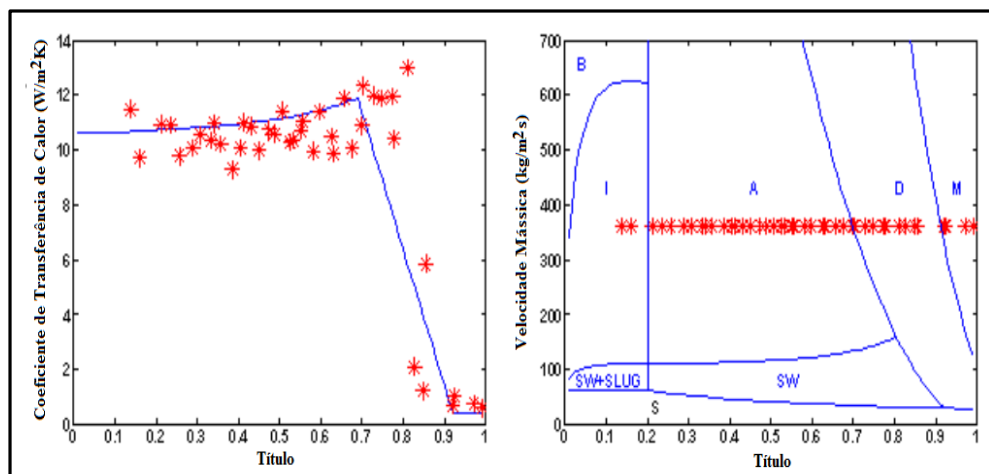


FIGURA 5.12 - Coeficiente de transferência de calor e título obtidos através do modelo de CHENG em comparação com os dados experimentais de TANAKA.
Fonte: CHENG *et al.*, 2008.

As FIG. 5.8 e 5.9 permitem uma importante análise do comportamento do coeficiente convectivo em relação ao comportamento do ajuste da válvula de expansão. Considerando um ajuste fixo, ou seja, um número fixo de voltas na válvula de expansão verifica-se que, para uma determinada condição de radiação solar no evaporador solar, ocorre uma elevação no título na entrada do evaporador (0,70) e, por conseguinte, um aumento significativo no grau de superaquecimento. Esse comportamento representa a insuficiência da válvula de expansão em fornecer uma vazão adequada ao evaporador.

A FIG. 5.13 representa o perfil das temperaturas do fluido e da parede do tubo em função do comprimento do evaporador e a FIG. 5.14 a evolução espacial-temporal da temperatura de saturação em representação tridimensional.

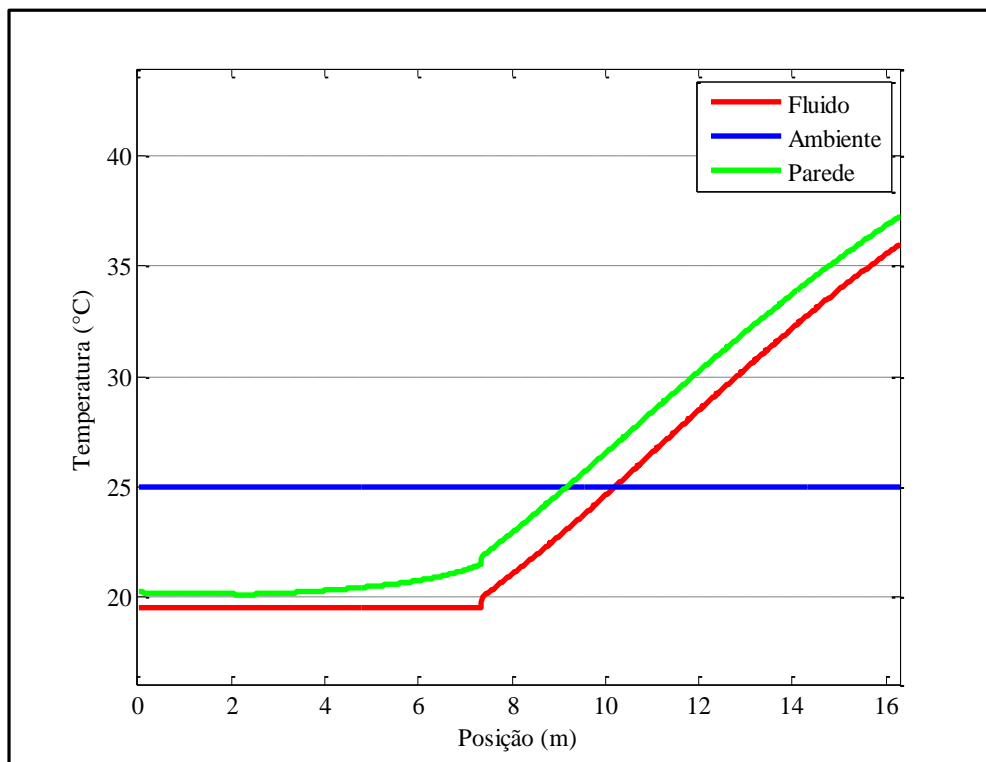


FIGURA 5.13 - Temperaturas do fluido, parede e do ambiente em função do comprimento do evaporador – tempo 200 s – regime permanente.

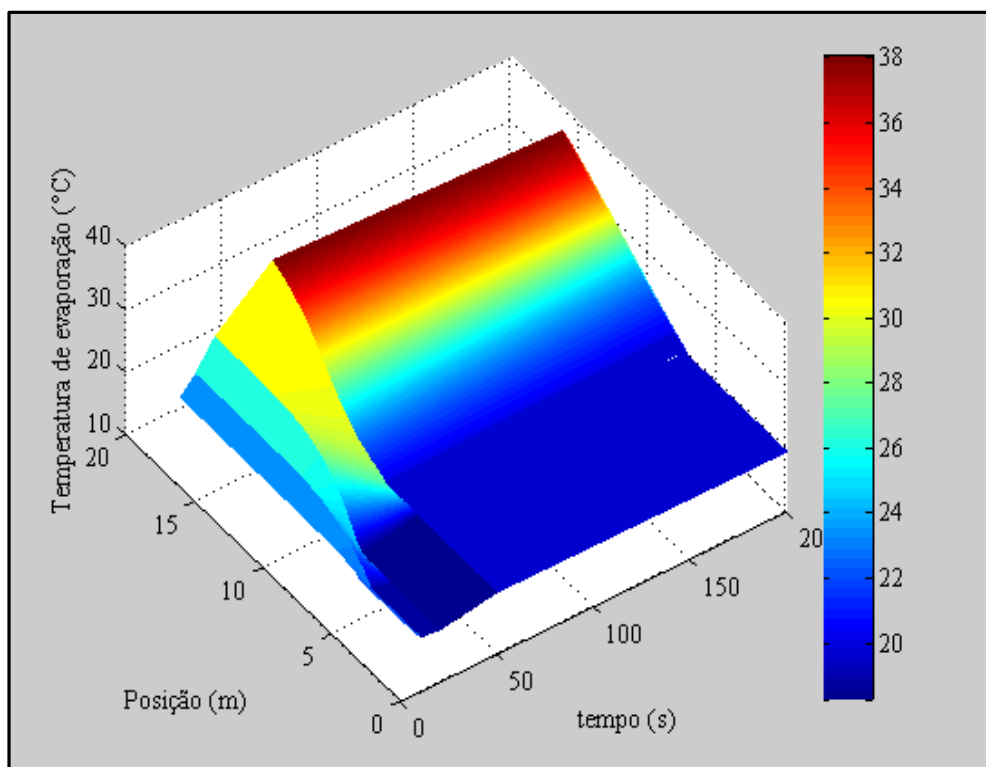


FIGURA 5.14 - Evolução espacial-temporal da temperatura de evaporação representação tridimensional.

Com relação à perda de pressão do CO₂, a literatura tem demonstrado que as perdas de pressão são relativamente baixas quando comparadas aos fluidos refrigerantes tradicionais. Os principais fatores que influenciam a perda de pressão para o CO₂ são: a velocidade mássica, o fluxo de calor, a massa específica e a viscosidade. Os trabalhos demonstram que a perda de pressão diminui com a redução da velocidade mássica e com o aumento da temperatura de evaporação. Um importante fato a ser analisado, diz respeito às medidas realizadas para quantificar as perdas de pressão. Nos trabalhos estudados eram realizadas em tubos retos sem qualquer inclinação. No caso do evaporador solar, a inclinação e a disposição do tubo em forma de serpentina fazem com que o fluido, num determinado passe, aumente e, posteriormente, reduza a sua pressão devido à ação da gravidade.

A FIG. 5.15 apresenta a perda de pressão ao longo do tempo no evaporador obtida pelo modelo.

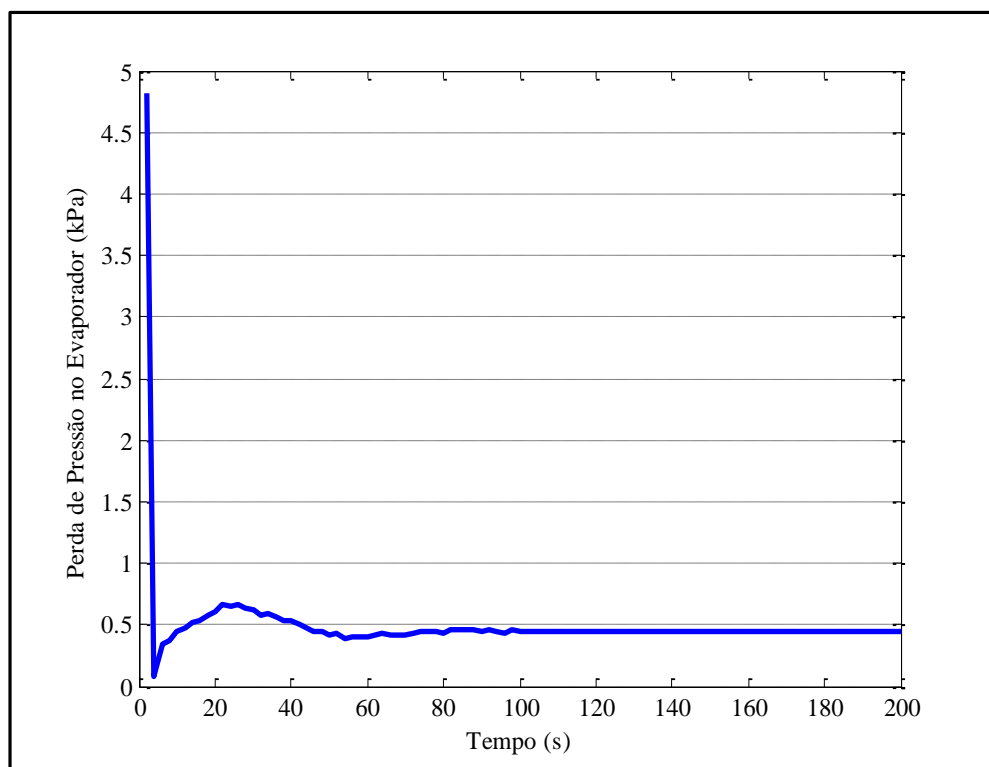


FIGURA 5.15 - Evolução temporal da perda de pressão no evaporador.

Através dos dados obtidos com o modelo, não são observadas consideráveis variações na perda de pressão a partir dos 100 s. A perda de pressão teórica média a partir desse tempo ficou em torno de 0,48 kPa.

Devida à baixa perda de pressão prevista pelo modelo não foi possível compará-la com os resultados experimentais por causa da elevada incerteza que se tem para o transmissor de pressão; uma vez que para as medições aferidas a incerteza foi da ordem de 50 kPa demonstrando que o aparelho utilizado é inadequado. Outro fator importante nessa análise refere-se ao ponto de onde são coletadas as medidas. As medidas são obtidas a uma distância de aproximadamente 1,0 metro do ponto final do evaporador e a 1,0 metro do ponto de início do evaporador. Em decorrência dessas características, não foi possível obter uma informação adequada para a análise da perda de pressão no evaporador solar e, tampouco, determinar se o modelo prevê com confiabilidade a perda de pressão.

5.2.2 Estudo comparativo do comportamento transiente e permanente obtido na simulação com os dados experimentais – Validação do Modelo

Com o objetivo de verificar se o modelo prevê, com boa confiabilidade, o comportamento dinâmico da bomba de calor, realizou-se um estudo comparativo entre os resultados teóricos e os dados experimentais. O procedimento experimental foi realizado conforme a metodologia descrita no Capítulo 4 no dia 25/04/2013. Os dados obtidos no experimento foram utilizados como dados de entrada do modelo para realizar uma nova simulação.

A TAB. 5.4 a seguir fornece os dados retirados do experimento, que foram utilizados como dados de entrada do modelo.

TABELA 5.4

Dados experimentais utilizados como dados de entrada do modelo

Pressão de saída do resfriador de gás (kPa)	7520
Temperatura de saída do resfriador de gás (°C)	61,40
Pressão de saída do compressor (kPa)	7520
Temperatura de saída do compressor (°C)	30,60

As FIG. 5.16, 5.17 e 5.18 apresentam, respectivamente, o comportamento do grau de superaquecimento, a temperatura do fluido na entrada e saída do evaporador obtidos através do modelo e comparados com os dados experimentais.

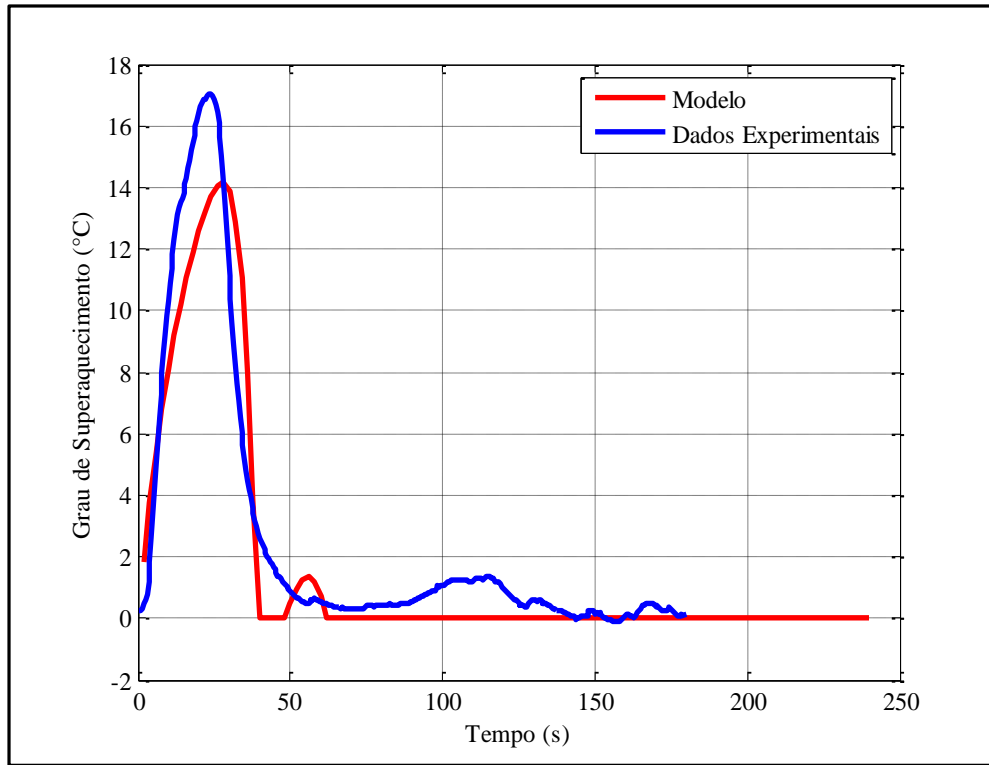


FIGURA 5.16 - Evolução temporal do grau de superaquecimento obtidos através do uso do modelo e experimentalmente – Dia 25/04/2013 – 10:42 a 10:46 horas

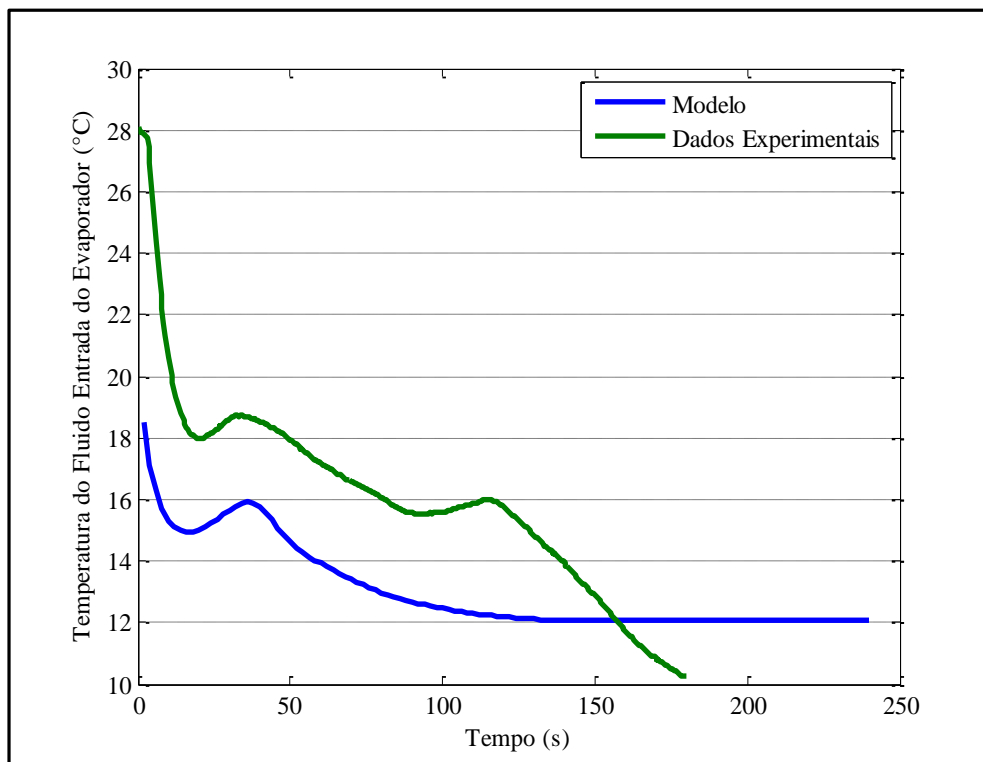


FIGURA 5.17 - Evolução da temperatura do fluido na entrada do evaporador solar obtidos através do uso do modelo e experimentalmente – Dia 25/04/2013 – 10:42 a 10:46 horas

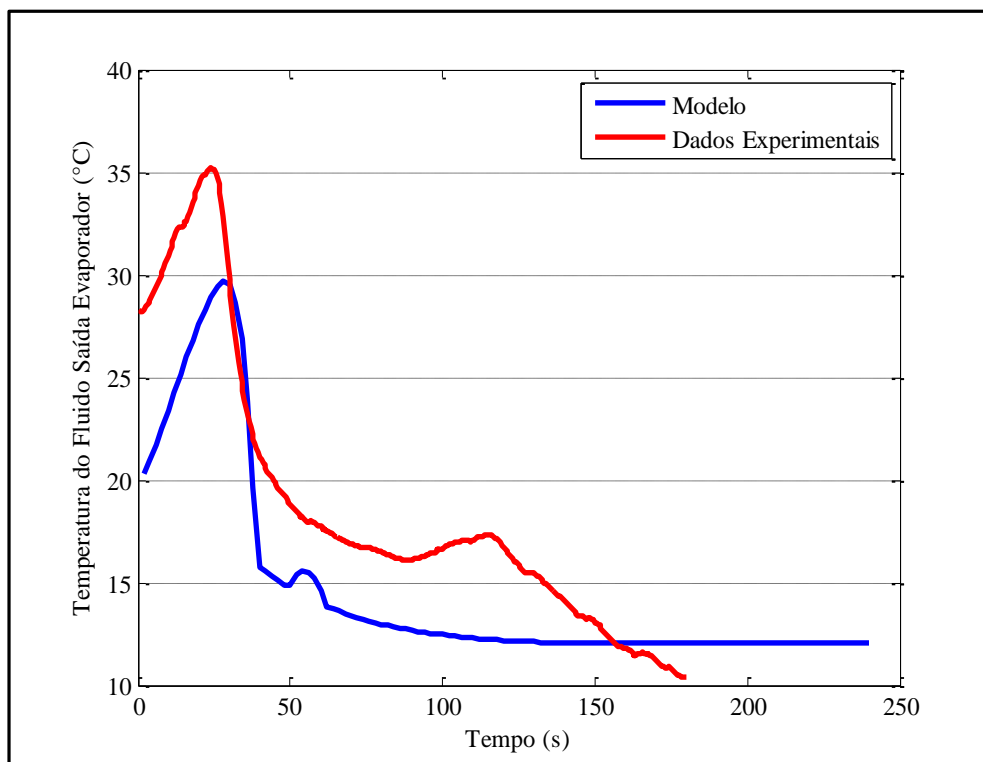


FIGURA 5.18 - Evolução da temperatura do fluido na saída do evaporador solar obtidos através do uso do modelo e experimentalmente – Dia 25/04/2013 – 10:42 a 10:46 horas

As diferenças entre os resultados obtidos através do modelo e do dispositivo experimental podem ser atribuídas aos seguintes fatores: admite-se como condição inicial no evaporador uma determinada massa de líquido e vapor para iniciar o modelo, essa condição de partida da máquina interfere na dinâmica do evaporador e, principalmente, no valor obtido para o grau de superaquecimento. Já que é impossível estimar com precisão as condições internas do evaporador para a condição inicial de partida, quanto maiores forem as diferenças entre a estimativa da condição inicial e a condição real do evaporador maiores serão as diferenças obtidas. Outro fator importante, como condição inicial do modelo, é que o evaporador inicia na partida da máquina com o fluido a uma temperatura de 2°C abaixo da temperatura ambiente sendo essa condição diferente da condição inicial da partida do evaporador medida nos testes que foi de 28°C para o fluido e de 22°C para a temperatura ambiente.

A FIG. 5.19 apresenta o coeficiente convectivo interno no evaporador em função do título considerando os valores obtidos pelo modelo para o tempo de 240 s em regime permanente.

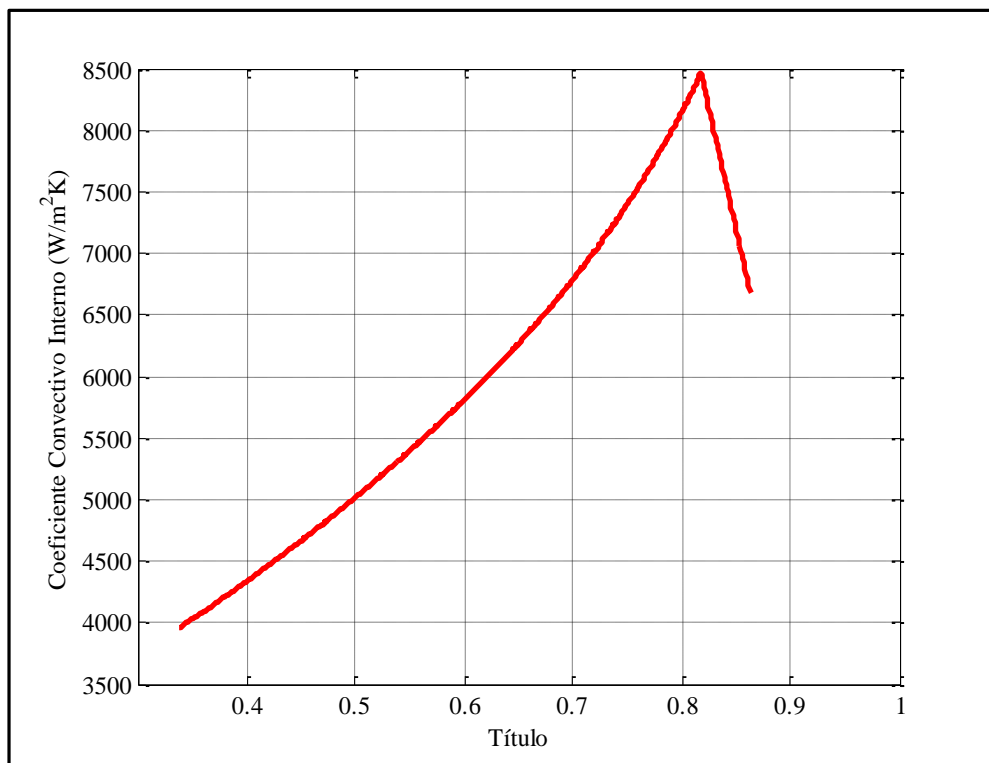


FIGURA 5.19 - Evolução do coeficiente convectivo interno no evaporador solar em regime permanente, tempo 240 s obtidos através do modelo – Dia 25/04/2013 – 10:42 a 10:46 horas.

A FIG. 5.20 apresenta a caracterização do padrão de escoamento no evaporador solar, considerando o regime permanente, tempo de 240 s obtido através do modelo no dia 25/04/2013 – 10:42 a 10:46 horas.

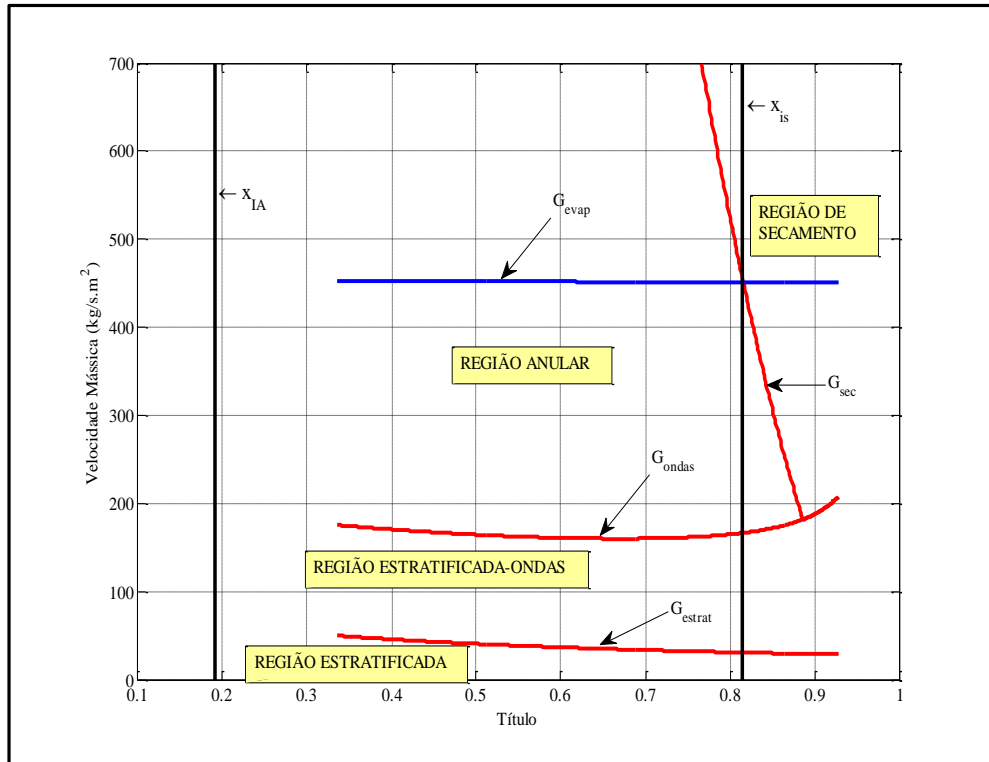


FIGURA 5.20 - Caracterização do padrão de escoamento no evaporador solar em regime permanente, tempo 240 s obtidos através do modelo – Dia 25/04/2013 – 10:42 a 10:46 horas.

Uma análise da FIG. 5.20 permite inferir que o escoamento no evaporador ocorre no regime anular com título na entrada correspondendo a 0,33 e início de secagem da parede ocorrendo com título igual a 0,81. Este título corresponde ao início do escoamento da região denominada de secamento da parede (*dryout*). Também é possível observar, na FIG. 5.19, o início da região de secamento representada pela descontinuidade na posição correspondente ao título de 0,81 e caracterizada pela redução do coeficiente convectivo interno.

5.3 Análise do rendimento do evaporador solar

A análise do rendimento constitui-se como uma importante ferramenta na análise do comportamento do evaporador. A FIG. 5.21 representa a evolução temporal do rendimento do

evaporador demonstrando que o mesmo apresenta um rendimento de 0,69 em regime permanente para o dia 25/04/2013 para a base horária considerada.

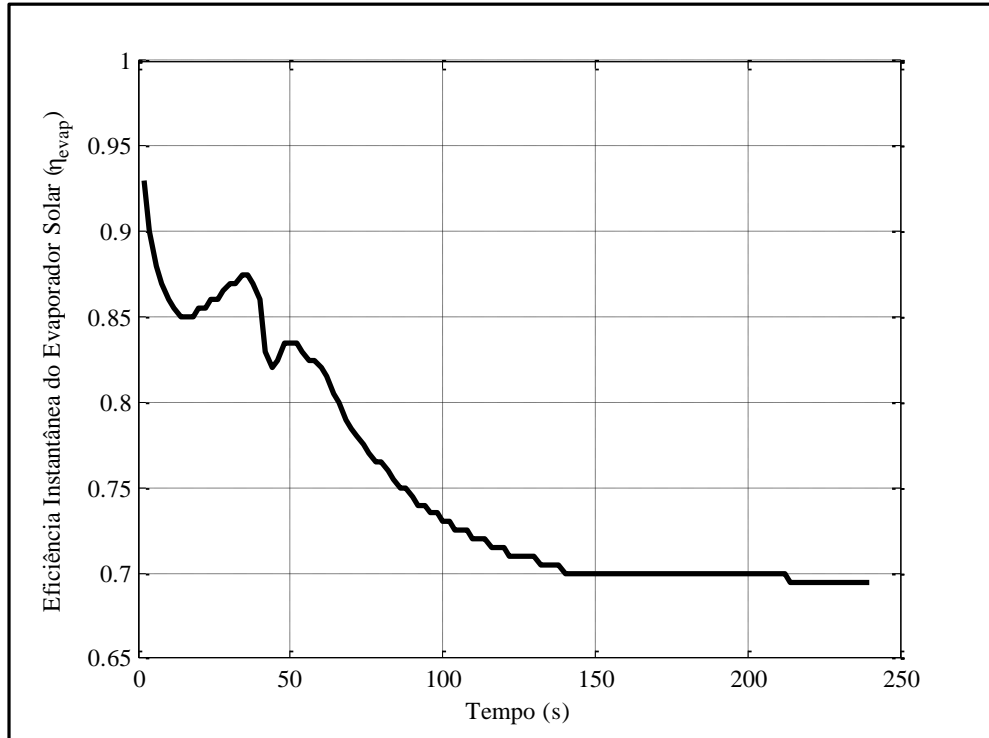


FIGURA 5.21 - Evolução temporal do rendimento do evaporador solar – Data 25/04/2013 – 10:42 a 10:46 horas.

5.4 Análise das incertezas das medições

É importante salientar que toda a metodologia utilizada para a estimação da incerteza de medição parte da premissa de que os dados analisados foram obtidos com o sistema operando em regime permanente. Nas TAB. 5.5, 5.6 e 5.7 são apresentados os resultados da medição direta das temperaturas, da pressão do resfriador de gás (P_{re}), da pressão de evaporação (P_{ev}) e suas respectivas incertezas, conforme metodologia apresentada no capítulo 3, coletadas em regime permanente e temperatura de evaporação de 0°C.

TABELA 5.5

Resultado base e incerteza de medição para as temperaturas obtidas em regime permanente para temperatura de evaporação de 0°C dia 29/04/2013

Temperatura	Resultado Base (°C)	Incerteza de Medição (°C)
T ₁	11,48	0,95
T ₂	15,40	1,25
T ₃	60,02	0,99
T ₄	29,97	0,92
T ₅	41,10	0,95
T ₆	20,43	1,43

Legenda:

T₁ = Temperatura fluido entrada do evaporador solar T₂ = Temperatura fluido saída evaporador solar
 T₃ = Temperatura fluido saída compressor T₄ = Temperatura saída resfriador de gás
 T₅ = Temperatura água saída resfriador T₆ = Temperatura ambiente

TABELA 5.6

Resultado base e incerteza de medição para as pressões obtidas em regime permanente para temperatura de evaporação de 0°C dia 29/04/2013

Pressão	Resultado Base (bar)	Incerteza de Medição (bar)
P _{resf}	75,20	0,50
P _{evap}	46,5	0,50

Com relação às incertezas de medição calculadas, é possível verificar algumas importantes características observadas para o experimento em análise. As maiores incertezas referem-se principalmente à influência exercida pelo meio ambiente sobre os termopares. No que diz respeito à temperatura ambiente, as incertezas mais elevadas ocorrem devido ao fato que o termopar está instalado junto à bomba de calor e, nesse caso, o termopar está sujeito a variações significativas em relação, por exemplo, a condições de ventos e variações de radiação solar. Em relação às temperaturas de entrada e saída do fluido no evaporador, é possível observar que o

evaporador-solar é bastante sensível às variações climáticas e isso decorre principalmente do fato de que o CO_2 apresenta como uma das suas características termodinâmicas mais importantes a baixa tensão superficial. A baixa tensão superficial provoca mudanças significativas no processo de evaporação provocando variações no comportamento dinâmico do evaporador.

5.5 Conclusão

Nesse capítulo, foram apresentados os resultados obtidos para caracterizar o comportamento dinâmico do conjunto evaporador solar-válvula de expansão. Inicialmente, o comportamento dinâmico foi caracterizado através do uso do modelo sendo analisados os diversos parâmetros que influenciaram o comportamento transiente da bomba de calor. Posteriormente, realizou-se um estudo comparativo entre os dados obtidos experimentalmente e o dados obtidos através do modelo. Uma análise sobre as diferenças obtidas foi feita e observou-se que o modelo apresenta boa concordância com os dados experimentais. Posteriormente, analisou-se o rendimento do evaporador-solar. Finalmente, uma análise sobre a incerteza das medições no processo de medição das temperaturas e pressões foi realizada.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÃO

Neste trabalho, desenvolveu-se um modelo matemático e um estudo experimental para simular o comportamento dinâmico de um evaporador solar com válvula de expansão manual do tipo agulha para uma bomba de calor operando com CO₂ em modo transcrito para aquecimento de água residencial.

Com base na análise do comportamento dinâmico do conjunto evaporador solar-válvula de expansão obtido através de simulação do modelo e dispositivo experimental, informações relevantes foram observadas, sendo aqui citadas as mais importantes:

- a) O sistema de aquisição da pressão instalado não é adequado para quantificar as pequenas variações de pressão obtidas através do modelo devido à elevada incerteza do instrumento de medida;
- b) Com base nos resultados experimentais, observou-se que a válvula de expansão do tipo agulha, quando ajustada para uma determinada condição de operação, pode levar à diminuição do grau de superaquecimento devido a variações nas condições climáticas e da radiação solar, promovendo assim uma condição de risco para o compressor com a possibilidade de aspiração de líquido;
- c) As diferenças obtidas entre os valores experimental e teórico no regime transiente devem-se ao fato da condição inicial fornecida ao modelo, uma vez que essa condição é apenas estimada podendo estar distante da condição real do fluido no momento de partida do evaporador;
- d) O modelo desenvolvido apresenta-se como uma ferramenta bastante útil para analisar o comportamento em regime transiente e permanente podendo simular diversas condições de operação da bomba de calor como: variações em condições atmosféricas e de radiação solar.

Espera-se que o trabalho aqui apresentado tenha condições de servir como ponto de partida para o desenvolvimento de novos trabalhos em que os seguintes itens, entre outros, poderão ser abordados:

- a) Desenvolvimento de um modelo completo da bomba de calor com a inclusão do modelo do resfriador de gás;
- b) Análise da viabilidade técnica e econômica para implementação de bombas de calor que operem com evaporadores solares em relação aos tradicionais sistemas de aquecimento solar ou como apoio a esses sistemas;
- c) Instalação de uma válvula de expansão eletrônica para o fluido CO₂ com o objetivo de garantir um grau de superaquecimento adequado e respostas mais rápidas decorrentes da variação das condições ambientais e principalmente devido às variações na radiação solar;
- d) Análise da viabilidade técnica e econômica para a instalação de um dispositivo para acionar a válvula de agulha de forma eletrônica para controlar o grau de superaquecimento;
- e) Realização de estudos sobre técnicas de controle e sintonia de controladores aplicados ao controle do grau de superaquecimento devido à grande sensibilidade às variações climáticas e à radiação solar, que ocorrem no evaporador solar;
- f) Instalação de transdutores de pressão que sejam capazes de medir e analisar as pequenas variações de perda de pressão que foram determinadas pelo modelo e não puderam ser analisadas nesse trabalho devido à elevada incerteza do manômetro de pressão e da característica da medida realizada;
- g) Estudo sobre o comportamento do evaporador solar operando com diferentes ângulos de inclinação; esse estudo permitirá determinar o ângulo de inclinação ótimo, por exemplo, em função da média anual ou para favorecer a demanda de água quente no inverno.

É importante ressaltar que os objetivos propostos nesse trabalho foram alcançados de maneira bastante satisfatória e que há um número elevado de trabalhos a serem realizados com CO₂, principalmente em aplicações para aquecimento de água para uso residencial.

REFERÊNCIAS

- ATLAS Solarimétrico do Brasil. Recife: Editora Universitária da UFPE, 2000.
- AVAD, M. M. *Two-Phase Flow*. In: KAZI, S. N. An Overview of Heat Transfer Phenomena. INTECHOPEN, 2012. Chapter 11, p. 251-340.
- AXAOPOULOS, P. *et al.* Experimental comparison of a solar-assisted heat pump vs a conventional thermosyphon solar system. *International Journal of Energy Research*, v. 22, p. 1107-1120, 1998.
- BALDASSIN JR., R. *et al.* A viabilidade econômica da aplicação de bombas de calor no aquecimento de piscinas. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE REFRIGERAÇÃO, AR CONDICIONADO, VENTILAÇÃO, AQUECIMENTO E TRATAMENTO DO AR, 10, São Paulo, 2007. p. 311-323.
- BERGMAN, Theodore L., *et al.* *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, 2011. 1076 p.
- BHATTACHARYYA, Souvik; AGRAWAL, Neera J. Optimized transcritical CO₂ heat pumps: Performance comparison of capillary tubes against expansion valves. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, p. 388-395, 2008.
- BROERSEN, P. M. T.; VAN DER JAGT, M. F. G. Hunting of evaporators controlled by a thermostatic expansion valve. *ASME Transactions*, v. 102, p. 130-135, 1980.
- CAREY, V. P. *Liquid-vapor phase change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment*. Taylor & Francis, 1992. 645 p.
- CAVALLINI, A.; ZILIO, Claudio. Carbon dioxide as a natural refrigerant. *International Journal of Low Carbon Technologies*, v. 2, number 3, p. 225-249, 2007.
- CECCHINATO, Luca *et al.* Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: A comparison with the traditional solution. *International Journal of Refrigeration*, v. 28, p. 1250-1258, 2005.
- CHATA, F. B. Gorozabel *et al.* Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants. *Energy Conversion and Management*, v. 46, p. 2614-2624, 2005.
- CHENG, Lixin *et al.* New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 49, p. 4082-4094, 2006.
- CHENG, Lixin *et al.* New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part I – A two-phase flow pattern map and flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 51, p. 111-124, 2008.

CHOW, T. T., PEI, G., FONG, K. F., LIN, Z., CHAN, A. L. S., HE, M. Modeling and application of direct-expansion solar-assisted heat pump for water heating in subtropical Hong Kong. *Applied Energy*, v. 87, p. 643-649, 2010.

COLLIER, John. G., THOME, John R. *Convective boiling and Condensation*. 3rd ed. New York: Oxford University Press, 1994. 644 p.

DANFOSS. *Transcritical Refrigeration Systems with Carbon Dioxide (CO₂)*: How to design and operate a small-capacity (<10 kW) transcritical CO₂ system. Denmark: [s.n], 2008.

DENÍCULI, Wilson. *Teoria dos erros*. Viçosa: Imprensa Universitária, 1989.

DUFFIE, John A.; BECKMAN, William A. *Solar engineering of thermal processes*. 3rd ed.: Wiley, p. 928, 2006.

FARIA, Ralney Nogueira. *Avaliação do comportamento de uma máquina frigorífica com controle do grau de superaquecimento por válvulas termostática e eletrônica*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2004.

FERREIRA, D. G. *O uso do solo e os padrões de vento: O caso da cidade de Belo Horizonte, MG*. (Dissertação de Mestrado) – Escola de Arquitetura, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2009.

FOX, R. W., MCDONALD, A. T., PRITCHARD, P. J. *Introduction to fluid mechanics*. v.5, New York Edition, 2010.

GANGULI, Arijit, PATEL, A.G., MAHESHWARE, N.K, PANDIT, A.B. Theoretical modeling of condensation of steam outside different vertical geometries (tube, flat plates) in the presence of noncondensable gases like air and helium. *Nuclear Engineering and Design*, v.238, p. 2328-2340, 2008.

GONÇALVES JR., Armando Albertazzi. *Metrologia*. Florianópolis: LABMETRO, 2002. 158 p.

HUHTINIEMI, I.K., CORRADINI, M. L. Condensation in the presence of noncondensable gases. *Nuclear Engineering and Design*, v.141, p. 429-446, 1993.

INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. 5 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002. 698 p.

ISLAM, M. Raisul *et al.* Performance study on solar assisted heat pump water heater using CO₂ in a transcritical cycle. In: *International conference on renewable energies and power quality*, 2012.

KALOGIROU, Soteris. *Solar energy engineering: processes and systems*. 1st ed. Burlington: Elsevier, 2009. 760 p.

KIM, MAN-HOE *et al.* Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 30, p. 119-174, 2004.

KOURY, R.N.N. *Modelagem numérica de uma máquina frigorífica de compressão de vapor*. 112 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1998.

- KOURY, R.N.N., MACHADO, L., ISMAIL, K.A.R., Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, v. 24, p. 192-200, 2001.
- KOURY, R.N.N., FARIA, R.N., NUNES, R. O., ISMAIL, K.A.R., MACHADO, L. Dynamic model and experimental study of an air-water heat pump for residential use. *International Journal of Refrigeration*, v. 36, p. 674-688, 2013.
- KUANG, Y. H., SUMATHY, K., WANG, R.Z. Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system. *International Journal of Energy Research*, v. 27, p. 531-548, 2003.
- KUMAR, R., UMANAND, L. Estimation of global radiation using clearness index model for sizing photovoltaic system. *Renewable Energy*, v. 30, p. 2221-2233, 2005.
- LI, Y. W. *et al.* Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater. *Energy*, v. 32, p. 1361-1374, 2007.
- MACHADO, Luiz. *Modele de simulation et etude experimentale d'un evaporateur de machine frigorifique en regime transitoire*. 160 f. Tese (Doutorado em Engenharia Térmica e Energética) - L'Institute National des Sciences Appliquees de Lyon, Lyon, 1996..
- MAIA, A. A. T. *Metodologia de desenvolvimento de um algoritmo para o controle simultâneo da carga térmica e do grau de superaquecimento de um sistema de refrigeração*. (Tese de Doutorado) - Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2005.
- MAIA, G. F. F. *Modelagem Matemática e Estudo Experimental de uma Bomba de Calor Ar-Água de Baixo Custo para Uso Residencial*. (Tese de Doutorado) - Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2007.
- MARTIN, K., RIEBERER, R. Expansion devices for CO₂ – results of measurements and simulation model. In: *International congress of refrigeration*, 2007.
- MASTRULLO, R. *et al.* Carbon dioxide local heat transfer coefficients during flow boiling in a horizontal circular smooth tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 52, p. 4184-4194, 2009.
- MASTRULLO, R. *et al.* Carbon dioxide heat transfer coefficients and pressure drops during flow boiling: Assessment of predictive methods. *International Journal of Refrigeration*, v. 33, p. 1068-1085, 2010.
- MINETTO, Sílvia. Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water. *International Journal of Refrigeration*, v. 34, p. 742-751, 2011.
- MORI, H. *et al.* Dryout quality and post dryout heat transfer coefficient in horizontal evaporator tubes. In: *Proceedings of 3rd European Thermal Sciences Conference*, p. 839-844, 2000.
- MUNEER, T. *Solar radiation and daylight models*. Second Edition, Oxford. Elsevier, p. 390, 2004.
- NEKSA, Petter *et al.* CO₂ heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. *International Journal of Refrigeration*, v. 21, p. 172-179, 1998.

NEKSA, Petter. CO₂ heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*, v. 25, p. 421-427, 2002.

NOTTON, G. *et al.* Modelling of a double-glass photovoltaic module using finite differences. *Applied Thermal Engineering*, v. 25, p. 2854-2877, 2005.

NUNES, R. O. *Modelo Transiente Para Um Evaporador Estático De Uma Bomba De Calor Ar-Água*. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2010.

OH, Hoo-Kyu *et al.* Flow boiling heat transfer characteristics of carbon dioxide in a horizontal tube. *Applied Thermal Engineering*, v. 28, p. 1022-1030, 2008.

OZISIK, M. N. *Heat transfer, a basic approach*. New York, MacGraw-Hill, 780p, 1985.

PALYVOS, J.A. A survey of wind convection coefficient correlations for building envelope energy systems modeling. *Applied Thermal Engineering*, v. 28, p. 801-808, 2008.

PARK, Chasik *et al.* Mass flow characteristics and empirical modeling of R-22 and R410A flowing through electronic expansion valves. *International Journal Heat Mass Transfer*, v. 30, p. 1401-1407, 2007.

ROUHANI, Z.; AXELSSON, E. Calculation of volume void fraction in a subcooled and quality region. *International Journal Heat Mass Transfer*, v. 17, p. 383-393, 1970.

SARKAR, Jahar. Transcritical CO₂ heat pump simulation model and validation for simultaneous cooling and heating. *International Journal of Mathematical Physical and Engineering Sciences* 3:4, p. 199-204, 2009.

SARKAR, Jahar *et al.* Performance of a transcritical CO₂ heat pump for simultaneous water cooling and heating. *International Journal of Engineering and Applied Sciences* 6: 1, p. 57-63, 2010.

SARTORI, Ernani. Convection coefficient equations for forced air flow over flat surfaces. *Solar Energy*, v. 80, p. 1063-1071, 2006.

SAWANT, Nitin N. *et al.* A study of in-tube evaporation heat transfer of carbon dioxide. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION, Washington, p. 1-8, paper code ICR0038, preprints, 2003.

SCHMIDT, Frede. Optimal control of electronic expansion valves in modern low charge evaporator systems requires fast reacting expansion valves and new controller design. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF REFRIGERATION IIR/IIF, 20th, Sydney, p. 1-8, paper code 394, preprints, 1999.

SHANG, De-yi. *Free Convection Film Flows and Heat Transfer*. Netherlands. Springer-Verlag, p. 407, 2006.

SHANG, De-yi; ZHONG, Liang-Cai. Extensive study on laminar free film condensation from vapor-gas mixture. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 51, p. 4300-4314, 2008.

SHANG, De-yi. *Theory of Heat Transfer with Forced Convection Film Flows*. New York. Springer-Verlag, p. 344, 2011.

SPAN, R.; WAGNER, W. A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, v. 25, p.1509-1596, 1996.

THOME, John R., EL HAJAL, Jean. Flow boiling heat transfer to carbon dioxide: general prediction method. *International Journal of Refrigeration*, v. 27, p. 294-301, 2004.

THOME, John R., RIBATSKI, Gherhardt. State-of-art of two phase and flow boiling heat transfer and pressure drop of CO₂ in macro and micro-channels. *International Journal of Refrigeration*, v. 28, p. 1149-1168, 2005.

WHITE, S.D. *et al.* Modelling the performance of a transcritical CO₂ heat pump for high temperature heating. *International Journal of Refrigeration*, v. 25, p. 479-486, 2002.

YAMAGUCHI, Seiichi *et al.* Development and validation of static simulation model for CO₂ heat pump. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 54, p. 1896-1906, 2011.

YANG, Jun Lan *et al.* Modeling and simulating the transcritical CO₂ heat pump system. *Energy*, v. 35, p. 4812-4818, 2010.

YOKOYAMA, Ryohei *et al.* Influence of ambient temperatures on performance of a CO₂ heat pump water heating system. *Energy*, v. 32, p. 388-398, 2007.

YOKOYAMA, Ryohei *et al.* Performance analysis of a CO₂ heat pump water heating system under a daily change in a standardized demand. *Energy*, v. 35, p. 718-728, 2010.

YOON, Seok Ho *et al.* Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development. *International Journal of Refrigeration*, v. 27, p. 111-119, 2004.

YUN, Rin *et al.* Boiling heat transfer and dryout phenomenon of CO₂ in a horizontal smooth tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 46, p. 2353-2361, 2003.

APÊNDICE A

Coeficientes ajustados pelas Séries de Fourier para todos os meses do ano e índices estatísticos da qualidade dos ajustes obtidos

Mês	a0	a1	a2	a3	a4	a5	a6	a7	a8
Janeiro	0,442	0,03148	-0,0189	-0,009912	0,002704	-0,01074	0,007523	0,003563	0,00889
Fevereiro	0,4919	-0,006332	0,005186	-0,01586	0,005225	0,007985	0,008225	0,00439	0,01454
Março	0,489	-0,01068	-0,000808	-0,00217	0,007192	-0,006206	-0,00495	0,003014	0,00293
Abril	0,513	0,03144	0,04326	0,0012	-0,05751	0,004523	0,04391	0,01376	-0,01339
Mai	0,5731	0,0008332	0,01903	-0,01591	0,006193	-0,0144	0,004968	-0,00817	0,01268
Junho	0,6133	0,007106	0,01136	-0,006099	-0,02599	-0,008736	0,01163	0,007912	0,02117
Julho	0,474	0,08631	0,002626	-0,1051	0,1144	-0,09437	0,01212	0,02066	-0,01238
Agosto	0,5993	-0,05273	-0,04378	0,00575	0,02024	-0,02165	-0,0019	-0,00587	0,01839
Setembro	0,6903	-0,2797	0,179	-0,09312	-0,02317	0,05527	-0,07588	0,07523	-0,0522
Outubro	0,5103	0,0118	0,008998	0,01332	-0,01226	0,004086	-0,01418	0,008468	0,01042
Novembro	0,0000174	-2,802E-05	1,329E-05	-0,00001154	-0,000328	0,000252	-8980	1561	-89,78
Dezembro	-0,6285	-1,336	0,2365	1,183	1,045	0,2937	-0,1785	-0,2106	-0,06502

Mês	b₁	b₂	b₃	b₄	b₅	b₆	b₇	b₈	w
Janeiro	0,01059	-0,01144	-0,003181	0,002756	0,00226	-0,002522	0,01211	0,002312	11,29
Fevereiro	-0,001256	-0,002099	0,02349	-0,007692	-0,00464	0,02109	-0,00221	0,000382	13
Março	0,03241	0,02603	-0,004186	0,01494	0,0001859	0,007557	0,003741	0,006873	12,01
Abril	-0,05544	-0,007228	0,03308	-0,007605	-0,03262	0,01398	0,02805	-0,01316	10,61
Mai	-0,004409	-0,005195	0,002249	0,01387	-0,007269	0,000298	0,005479	0,01378	15,72
Junho	0,003436	0,02118	0,02186	-0,02118	-0,04485	-0,006164	-0,00372	-0,003745	11,17
Julho	0,139	-0,1645	0,1047	-0,0174	-0,04231	0,05307	-0,042	0,01889	9,753
Agosto	0,002018	0,006142	0,02842	0,0209	-0,03088	-0,01893	0,0159	-0,02282	11,31
Setembro	0,09308	-0,174	0,279	-0,1692	0,1385	-0,07265	0,031	-0,002146	10,06
Outubro	-0,01825	0,01608	0,009611	0,02217	-0,02488	0,01013	-0,00786	0,001292	10,6
Novembro	-1,512E-05	2,035E-05	-1,525E-05	0,000706	-0,000179	802,2	751,8	-138,9	4,72
Dezembro	1,532	1,783	0,8082	-0,2686	-0,6168	-0,395	-0,06005	0,04425	8,633

Mês	SSE	R²	RMSE
Janeiro	0,00254	0,8472	0,01397
Fevereiro	0,00338	0,8811	0,01838
Março	0,01291	0,7336	0,03152
Abril	0,00779	0,7566	0,02549
Mai	0,0025	0,8373	0,01388
Junho	0,01116	0,6858	0,0305
Julho	0,0043	0,8952	0,01819
Agosto	0,04213	0,9034	0,05693
Setembro	0,02291	0,9424	0,04369
Outubro	0,04944	0,7533	0,06167
Novembro	0,05321	0,8175	0,06659
Dezembro	0,05994	0,8455	0,0679

Legenda:

SSE: Soma dos quadrados devido ao erro de predição

R²: Coeficiente de determinação

RMSE: Erro médio quadrático

