



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

**MODELO TRANSIENTE PARA UM EVAPORADOR
ESTÁTICO DE UMA BOMBA DE CALOR AR-ÁGUA**

RAPHAEL NUNES DE OLIVEIRA

Belo Horizonte, 18 de janeiro de 2010.

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

Raphael Nunes de Oliveira

MODELO TRANSIENTE PARA UM EVAPORADOR ESTÁTICO
DE UMA BOMBA DE CALOR AR-ÁGUA

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

Área de concentração: Calor e Fluidos

Orientador: Prof. Ricardo Nicolau Nassar Koury

Universidade Federal de Minas Gerais

Co-orientador: Prof. Luiz Machado

Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte
Escola de Engenharia da UFMG
2010



Universidade Federal de Minas Gerais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha - 31.270-901 - Belo Horizonte – MG

Tel.: +55 31 3499-5145 - Fax.: +55 31 3443-3783

www.demec.ufmg.br - E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

MODELO TRANSIENTE PARA UM ESTÁTICO
EVAPORADOR DE UMA BOMBA DE CALOR AR-ÁGUA

RAPHAEL NUNES DE OLIVEIRA

Dissertação defendida e aprovada em 18 de janeiro de 2010, pela Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de Calor e Fluidos.

Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury - UFMG – Orientador

Prof. Dr. Antonio Maia - UFMG – Examinador

Prof. Dr. Gustavo Maia – FIAT - Examinador

Prof. Dr. Luiz Machado - UFMG – Examinador

*Ao meu papa Valter,
O verdadeiro campeão*

AGRADECIMENTOS:

A todos aqueles que direta ou indiretamente, colaboraram na preparação deste trabalho e em particular:

Ao professor Ricardo Nicolau Nassar Koury, professor do Departamento de Engenharia Mecânica, pela paciência e orientação.

Ao professor Luiz Machado, professor do Departamento de Engenharia Mecânica, pelos conhecimentos transmitidos.

Ao professor Antônio Maia, pela disposição em ajudar.

Ao CNPq pelo apoio financeiro

A todos meus familiares, principalmente meu pai, Valter José Emilio de Oliveira (papa), minha mãe, Márcia Batista Nunes de Oliveira (mama), minha irmã Luana Nunes de Oliveira (naninha), pelo carinho e compreensão nos bons e maus momentos.

A meus amigos de apartamento, Gabriel Fonseca (pyqui), Helvécio Fagnoli (veção), e Adriano Mariz (apunhaê) por proporcionarem laser nos momentos de maior stress.

Aos meus primos Diego Souza (billy) e Lucas Lima (hannibal) pelas memoráveis partidas de dota.

A minha tia Geralda (tiá) e meu avô Dermeval (vô), estarão sempre comigo.

À todos
Meus sinceros agradecimentos

“Nenhum homem realmente produtivo pensa como se estivesse escrevendo uma dissertação”

Albert Einstein

SUMÁRIO

NOMENCLATURA	8	
LISTA DE FIGURAS	11	
LISTA DE GRÁFICOS	12	
LISTA DE TABELAS	14	
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	15	
RESUMO	16	
1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Energia no mundo	17
1.2	Energia no Brasil	19
1.3	Objetivo	23
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	Bomba de calor	24
2.2	Evaporador estático	29
2.3	Pesquisas em bomba de calor	30
2.4	Pesquisas com evaporador estático	32
3	MODELO MATEMÁTICO	34
3.1	Modelo da bomba de calor	34
3.2	Modelo do dispositivo de expansão	36
3.3	Modelo do compressor	37
3.4	Modelo do evaporador estático	38
3.4.1	Hipóteses do modelo do evaporador estático	39
3.4.2	Variáveis de entrada e saída do modelo	40
3.4.3	Equações do modelo	40
3.4.3.1	Equações do fluido frigorífico	41
3.4.3.2	Equações do balanço de energia das paredes	41
3.4.3.3	Equações da aleta	42
3.4.3.4	Equações da troca de calor externa	43
3.4.4	Metodologia de simulação	46
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	48
4.1	Evaporador estático	48
4.1	Testes de malhas espacial e temporal	51

4.1.1	Teste de malha espacial	51
4.1.2	Teste de malha temporal	54
4.2	Simulações da massa inicial	56
4.3	Simulações da temperatura ambiente	59
4.4	Simulações da umidade relativa	63
4.5	Simulações da velocidade do vento	64
4.6	Simulações do comprimento da aleta	66
5	ANÁLISE E VALIDAÇÃO QUALITATIVA	69
5.1	Análise	69
5.2	Validação teórica	72
6	CONCLUSÃO	75
	ABSTRACT	77
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	78

NOMENCLATURA

Letras Latinas

A	Área [m ²]
Aa	Área de troca de calor da aleta [m ²]
Ac	Área de secção reta da aleta [m ²]
Ao	Área corrigida [m ²]
Ap	Área do perfil da aleta [m ²]
At	Área total da aleta [m ²]
Atot	Área total de troca de calor [m ²]
C _d	Coefficiente de descarga da placa de orifício [adimensional]
COP	Coefficiente de performance [adimensional]
cp	Calor específicos [J/kg-K]
D	Diâmetro [m]
dz	Comprimento do volume de controle [m]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
G	Velocidade mássica [kg/s-m ²]
h	Entalpia [J/kg]
H	Coefficiente convectivo [W/m ² -K]
k	Condutividade térmica [W/m-K]
L	Comprimento da aleta [m]
Lc	Comprimento corrigido da aleta [m]
<i>m</i>	Vasão mássica [kg/s]
n	Número de volume de controles [adimensional]
N	Rotação do compressor [Hz]
Nuf	Número de Nusselt da convecção forçada [adimensional]
Nul	Número de Nusselt da convecção natural [adimensional]
P	Pressão [kpa]
Pe	Perímetro da aleta [m]
Pr	Número de Prandtl [adimensional]
Q	Energia do ambiente [W]

Ra_1	Número de Rayleigh [adimensional]
Re	Número de Reynolds [adimensional]
S	Superfície [m ²]
t	Espessura da aleta [m]
T	Temperatura [°C]
u	Velocidade [m/s]
U	Coefficiente global de transferência de calor [W/m ² -K]
v	Volume específico [m ³ /kg]
V	Volume do compressor [m ³]
Z	Largura da aleta [m]

Letras Gregas

α	Difusividade térmica [m ² /s]
β	Coefficiente de expansão [K ⁻¹]
ε	Emissividade térmica [adimensional]
η_v	Rendimento volumétrico do compressor [adimensional]
η	Eficiência da aleta [adimensional]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
μ	Viscosidade dinâmica [N.s/m ²]
ω	Umidade relativa [g/m ³]
π	Constante matemática [adimensional]
θ	Inclinação do escoamento [rad]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann [W/m ² -K ⁴]

Subscrito

1	Entrada
2	Saída
a	Ar
ag	Água
cd	Condensador
comp	Compressor

ev	Evaporador
exp	Dispositivo de expansão
f	Fluido
p	Parede
i	Interno
e	Externo
cu	Cobre
amb	Ambiente
sup	Superfície
sat	Saturação
l	Líquido
v	Vapor
m	Média

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1	Representação esquemática do ciclo de compressão a vapor	24
FIGURA 2.2	Exemplos de compressores	25
FIGURA 2.3	Trocadores de calor	26
FIGURA 2.4	Exemplos de dispositivo de expansão	27
FIGURA 3.1	Fluxograma resumido do modelo da bomba de calor	35
FIGURA 3.2	Desenho esquemático do evaporador estático	39
FIGURA 3.3	Diagrama de blocos do modelo do evaporador	40
FIGURA 3.4	Desenho esquemático do evaporador e suas aletas	42
FIGURA 3.5	Fluxograma do modelo do evaporador	47
FIGURA 4.1	Evaporador estático e suas dimensões em milímetros	

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1.1	Produção de energia elétrica no Brasil, dados da Aneel (2003)	20
GRÁFICO 1.2	Consumo de energia elétrica nas residências, Sena Moreira (2001)	21
GRÁFICO 1.3	Curvas de carga do Subsistema Sudeste para agosto. Achão (2003)	22
GRÁFICO 2.1	Diagrama pressão versus entalpia.	28
GRÁFICO 4.1	Evolução da temperatura de evaporação	48
GRÁFICO 4.2	Evolução do grau de superaquecimento	49
GRÁFICO 4.3	Evolução da massa do evaporador	49
GRÁFICO 4.4	Evolução da vazão mássica de entrada do evaporador	50
GRÁFICO 4.5	Evolução da vazão mássica de saída do evaporador	50
GRÁFICO 4.6	Influência do número de volumes de controle na temperatura de evaporação	52
GRÁFICO 4.7	Influência do número de volumes de controle na vazão de entrada	52
GRÁFICO 4.8	Influência do número de volumes de controle na vazão de saída	53
GRÁFICO 4.9	Influência do intervalo de tempo na temperatura de evaporação	54
GRÁFICO 4.10	Influência do intervalo de tempo na vazão de entrada	55
GRÁFICO 4.11	Influência do intervalo de tempo na vazão de saída	55
GRÁFICO 4.12	Influência da massa inicial na temperatura de evaporação	57
GRÁFICO 4.13	Influência da massa inicial na vazão de entrada	57
GRÁFICO 4.14	Influência da massa inicial na vazão de saída	58
GRÁFICO 4.15	Evolução da quantidade de massa no evaporador para diferentes massas iniciais	59
GRÁFICO 4.16	Influência da temperatura ambiente na temperatura de evaporação	60
GRÁFICO 4.17	Influência da temperatura ambiente na vazão de entrada	61
GRÁFICO 4.18	Influência da temperatura ambiente na vazão de saída	61
GRÁFICO 4.19	Variação do COP com a temperatura ambiente	62
GRÁFICO 4.20	Temperatura de evaporação com diferentes umidades relativas	63
GRÁFICO 4.21	Grau de superaquecimento com diferentes umidades relativas	64
GRÁFICO 4.22	Temperatura de evaporação com diferentes velocidades do vento	65
GRÁFICO 4.23	Grau de superaquecimento com diferentes velocidades do vento	65
GRÁFICO 4.24	Relação entre o comprimento do tubo e o comprimento da aleta	67
GRÁFICO 4.25	Relação custo do evaporador e eficiência da aleta	68

GRÁFICO 5.1	Evolução da pressão de evaporação no tempo	70
GRÁFICO 5.2	Evolução das vazões de entrada e saída no tempo	70
GRÁFICO 5.3	Gráfico da evolução das vazões que mostra a alteração de massa de fluido no evaporador	71
GRÁFICO 5.4	Evolução da quantidade de massa de fluido dentro do evaporador	71
GRÁFICO 5.5	Curva de pressão de evaporação no tempo, Macarthur (1989)	72
GRÁFICO 5.6	Curva de pressão de evaporação no tempo, Toubert (1981)	73
GRÁFICO 5.7	Curva de pressão de evaporação no tempo, Chi (1982)	74

LISTA DE TABELAS

TABELA 1.1	Participação do chuveiro elétrico em diversas regiões	23
------------	-------------------------------------------------------	----

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

FSP	Folha de São Paulo
Aneel	Agência Nacional de Energia Elétrica
EM	Estado de Minas
BDC	Bomba de Calor
Embraco	Empresa Brasileira de Compressores
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais

RESUMO

O aumento da demanda de energia elétrica no Brasil, aliada ao grande consumo no horário de pico, tem incentivado o estudo de sistemas de aquecimento de água que substituam o chuveiro elétrico, tais como aquecedores a gás, coletores solares e bombas de calor. Desses equipamentos, o coletor solar é o mais viável, apresentando a melhor relação custo benefício, tendo em vista que o Brasil é um país tropical. Uma bomba de calor pode ser usada como apoio aos coletores solares em locais onde as condições climáticas e/ou a falta de área disponível de coleta solar limitem o uso do sistema. Uma forma de aperfeiçoar essa bomba seria a substituição do seu evaporador convencional (a ar com ventilação forçada) por um evaporador estático (convecção natural). Esse evaporador é constituído de uma placa metálica com canais conformados, dentro dos quais é fixada a serpentina por onde o fluido refrigerante da bomba de calor escoar. O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo matemático em regime transiente para simular a operação de um evaporador estático de uma bomba de calor ar-água. Por meio do modelo, foram realizadas várias simulações, que permitiram testar parâmetros geométricos do sistema (diâmetro do tubo, área da placa, etc), materiais para os tubos e a placa e diferentes condições climáticas. Esses testes computacionais indicaram que o modelo representa uma excelente ferramenta para projetar evaporadores estáticos.

Palavras Chave: *Bomba de Calor, Evaporador Estático, Modelo Matemático*

1 INTRODUÇÃO

1.1- Energia no mundo

A história da energia está associada à modernização das sociedades, à possibilidade de comunicação entre comunidades geograficamente separadas, à intensidade da circulação de pessoas e mercadorias, a novos modos de organizar o espaço privado e o espaço público, à impregnação da tecnologia no cotidiano e ao despertar da consciência ecológica e social. O carvão, a eletricidade, o petróleo, as energias renováveis, a energia nuclear e outros recursos energéticos transformaram os equilíbrios das nações, das empresas e das famílias.

Desde o início de sua história a humanidade se mostra altamente dependente das diversas fontes de energia. Já na pré-história, o homem se via obrigado a programar o seu estilo de vida com o ciclo solar, tendo que migrar para regiões mais quentes durante o inverno para garantir a sua existência. Sem dúvida foi nesse momento da história que se deu a descoberta mais importante de todas, o domínio do fogo. No início o homem esperava um raio incendiar uma vegetação e quando isso ocorria, ele incendiava madeiras e tentava prolongar o máximo possível a chama acesa. Mais tarde o homem pré-histórico descobre como fazer fogo, com o atrito de pedras e madeiras, onde as fagulhas incendiavam a palha seca, começou então o domínio do homem sobre a produção de energia em seu benefício, como cozer os alimentos, aquecer as noites frias, iluminar e afastar os animais e outros grupos inimigos à noite. A queima da madeira como fonte de energia melhorou significativamente a vida das pessoas daquele momento histórico.

No decorrer do tempo a energia advinda da queima da madeira ganhou cada vez mais importância. O homem dessa vez passou a utilizá-la para fundir metais e criar ferramentas cada vez mais sofisticadas. A queima do óleo também passou a ser uma importante técnica para iluminação à noite.

Posteriormente o homem começou a utilizar o fogo na fabricação e aperfeiçoamento de armas e ferramentas e no enrijecimento de peças cerâmicas. Um momento importante da história da energia é quando se passa a domesticar animais para usufruir sua energia nos trabalhos pesados como o transporte de cargas e de pessoas.

Outra fonte de energia importante, a dos ventos, conhecida também como energia eólica, teve um papel de destaque no desenvolvimento. A partir do domínio dessa, os navegadores europeus puderam fazer grandes descobertas, aventurando-se nas suas caravelas movidas pela força dos ventos para navegarem pelos mares, descobrindo e colonizando novos continentes. O homem também utilizou essa fonte de energia como força motriz para moinhos, possibilitando assim a transformação de produtos primários, este pode ser considerado um dos primeiros processos industriais desenvolvidos pelo homem.

Porém o grande marco da utilização da energia pelo homem teve lugar durante o século XVIII, com a invenção da Máquina a Vapor, que deu início à era da Revolução Industrial na Europa, marcando definitivamente o uso e a importância da energia nos tempos modernos. As invenções da locomotiva e dos teares mecânicos foram umas das primeiras aplicações para o uso da energia das máquinas a vapor, em seguida vieram muitas outras como os navios movidos a vapor que contribuíram significativamente para o desenvolvimento do comércio mundial.

À medida que a sociedade evoluía, novas técnicas de geração e utilização de energia foram sendo desenvolvidas. Isso foi criando gradativamente certa dependência. Em tempos atuais seria praticamente impossível imaginar o desenvolvimento sócio-econômico de uma nação em que a energia elétrica não fosse oferecida de forma ampla e satisfatória para a população e, principalmente, para a indústria.

Esse aumento na dependência de energia veio acompanhado de um grande aumento no consumo da mesma, principalmente nos últimos anos. De acordo com dados da FSP (2003), a energia necessária para abastecer o mundo teve um aumento de 922% durante o século passado. No início do século XX a energia total consumida no planeta era a equivalente a 911 milhões de toneladas de óleo, no final deste século esse número chegou à incrível marca de 9310 milhões de toneladas. Ainda considerando o crescimento populacional nesse período, temos um aumento do consumo per capita de energia de 260%.

Esses números não refletem a realidade de grande parte da população. Dois bilhões de pessoas no planeta ainda vivem sem ter acesso à energia elétrica. Somente na China este número chega a 100 milhões. Os 5% mais ricos do mundo consomem 58% da energia disponível enquanto os 50% mais pobres consomem menos de 4%, também dados da FSP (2003).

Já é bastante comum a publicação de trabalhos sobre mudanças climáticas, aquecimento global e acúmulo de gases na atmosfera. O gás carbônico, por exemplo, teve um aumento de 30% na atmosfera desde a revolução industrial. É cada vez maior a preocupação quanto ao consumo exagerado de energia e seu impacto ambiental. Apesar desse assunto ser tão recorrente, o mundo encontra-se atrasado no que diz respeito às normas legais que comecem a modificar o modo como o ser humano utiliza fontes de energia e, dessa maneira, modifica o clima do mundo. A construção dessas normas legais esbarra no modo como a economia mundial está estruturada, baseada em combustíveis como o petróleo, cuja exploração e utilização envolvem diversos fatores políticos.

É vital para a manutenção do avanço econômico e até a sobrevivência de gerações futuras uma maior diversificação da matriz energética mundial, que hoje conta com o petróleo (34,3%), carvão mineral (25,1%), gás natural (20,9%), energias renováveis (10,6%), nuclear (6,5%), hidráulica (2,2%) e outras (0,4%). Essa diversificação seria feita dando prioridade a energias limpas, renováveis e de baixo impacto ambiental. Apesar de não existir um acordo internacional eficiente que controle a produção e a utilização da energia, é crescente a preocupação mundial em torno desse problema e já se vê uma tendência de alguns países em buscarem maneiras mais responsáveis de produção e utilização da energia.

1.2-Energia no Brasil

O abastecimento de energia elétrica no Brasil tem algumas particularidades. Diferentemente da maior parte do mundo, aqui a maior parte da energia elétrica produzida vem das usinas hidrelétricas. Por um lado isso pode ser visto como uma vantagem, pois as hidrelétricas são inegavelmente menos poluentes que as fontes térmicas e mais seguras que as nucleares. Porém estas podem apresentar grande impacto ambiental como o alagamento das áreas vizinhas, aumento no nível dos rios, em algumas vezes pode mudar o curso do rio represado, podendo prejudicar a fauna e a flora da região.

Outro ponto é a exagerada dependência da matriz energética brasileira das hidrelétricas, como mostra o GRA 1.1. Tal dependência pode gerar problemas como o colapso energético de 2001.

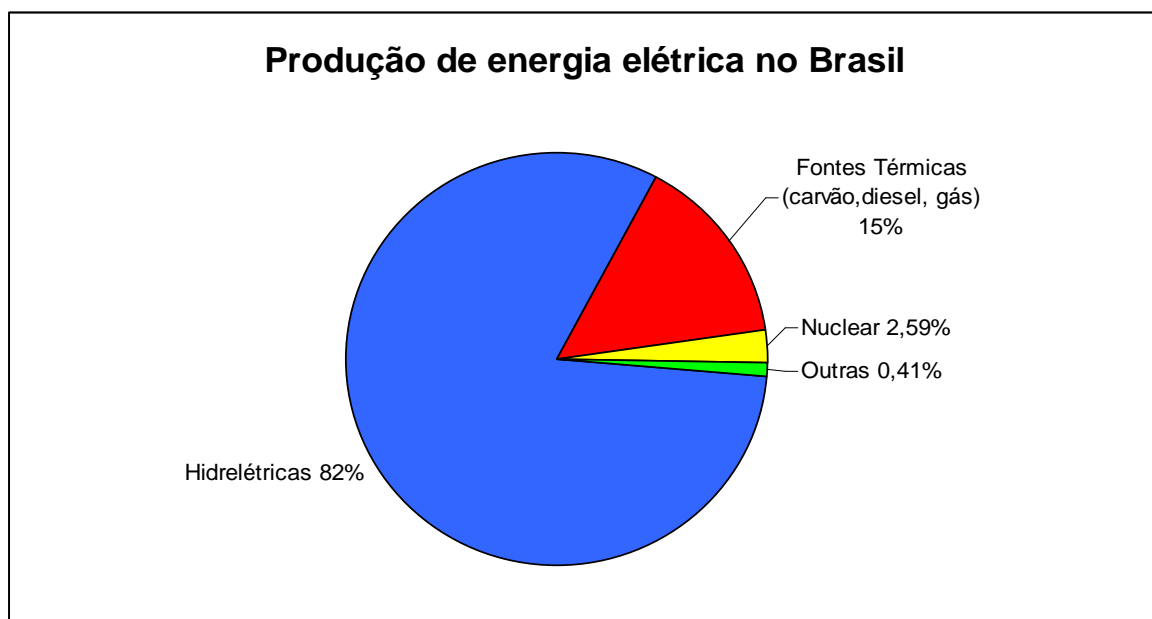


GRÁFICO 1.1. - Produção de energia elétrica no Brasil, dados da Aneel (2003).

No final do governo Fernando Henrique Cardoso houve uma crise, sem precedentes, que afetou a distribuição de energia elétrica no país. O colapso energético de 2001, também conhecido como “o apagão”, felizmente contou com o apoio popular que aderiu a um racionamento voluntário e o apoio de indústrias e comércios que investiram em tecnologias mais eficientes, o que evitou que o governo tivesse que fazer cortes de energia à população.

Essa crise se deveu, principalmente, a uma falta de planejamento do governo federal e a ausência de investimento na geração de energia. Devido a esse descaso, bastou um breve período com certa escassez de chuva para que o nível de água nos reservatórios das hidrelétricas ficasse comprometido. Esse episódio mostrou a fragilidade do sistema de abastecimento de energia no Brasil, especialistas fazem projeções de que o crescimento populacional e o aumento de produção das indústrias culminarão em um novo “apagão”. Segundo estimativas apresentadas no EM (2008), a demanda nacional de energia elétrica seria cerca de 1,2% maior que a oferta já em 2010. Nesse ano, a produção seria de 58,2 GW médios, ante uma necessidade de 59,4 GW. Esses dados foram apresentados antes da crise financeira iniciada em outubro de 2008, a desaceleração econômica retardaria essa previsão de déficit energético, porém os números ainda são preocupantes.

Uma solução para o problema seria ampliar e diversificar a geração de energia elétrica no país, diminuindo gradativamente a dependência de usinas hidrelétricas. Mas outro caminho interessante seria diminuir o consumo, isso pode ser feito com campanhas contra o

desperdício e investindo-se no desenvolvimento de tecnologias que visam a melhor utilização da energia elétrica.

Fazendo-se uma análise quanto ao consumo de energia elétrica em residências percebe-se que grande parte do consumo se deve ao aquecimento de água. O GRA 1.2 mostra bem isso.

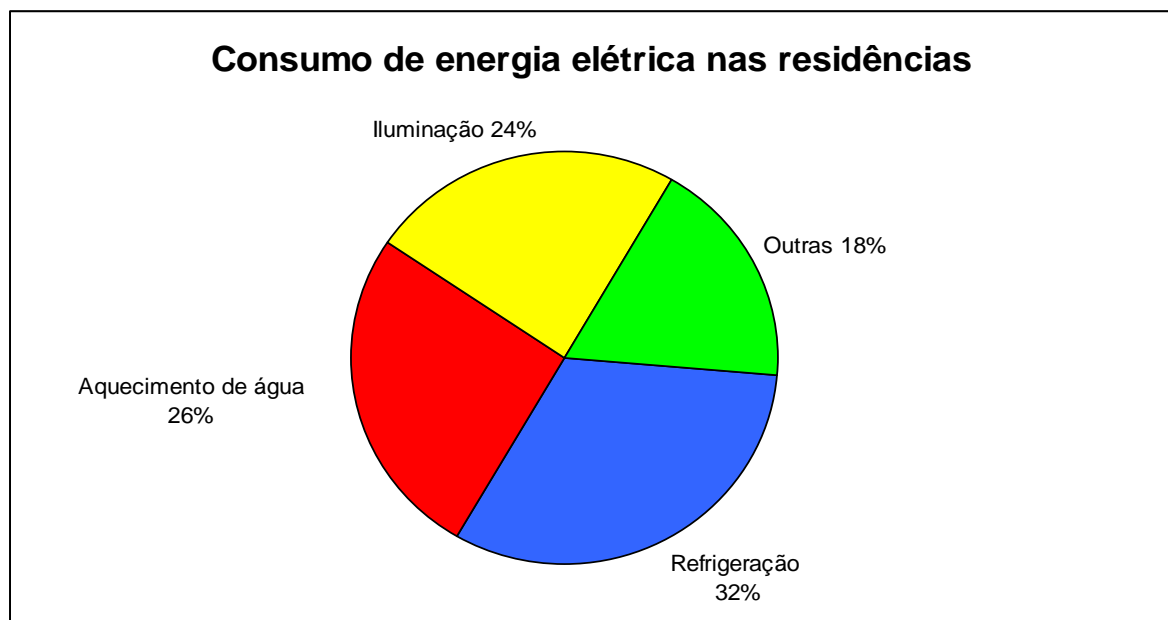


GRÁFICO 1.2. - Consumo de energia elétrica nas residências, Sena Moreira (2001).

Outro fator importante a ser considerado é que o aquecimento de água para uso residencial é feito, principalmente, em uma determinada hora do dia. Em geral, o consumo de energia para esse fim é realizado no início da noite em todo país, o que coincide com o início da iluminação pública e residencial. Esse período do dia é conhecido como o horário de pico. Segundo Achão (2003), mesmo com diminuição no consumo diário médio no período pós-acionamento, percebe-se que no horário de pico o padrão se manteve semelhante ao encontrado no período anterior e até mesmo durante o racionamento, o GRA 1.3 mostra bem isso.

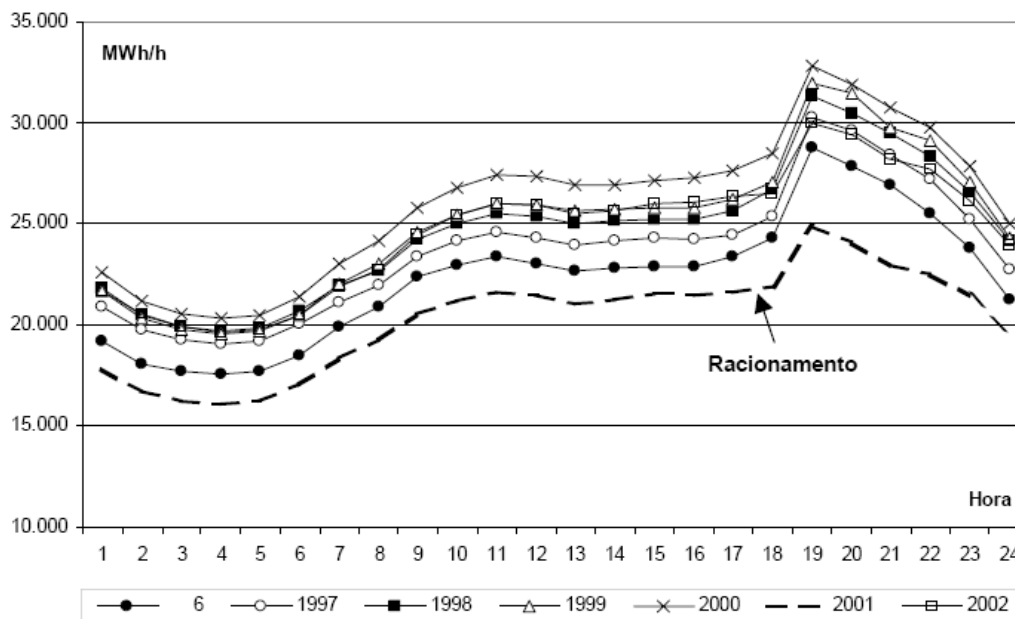


GRÁFICO 1.3. - Curvas de carga do Subsistema Sudeste para agosto. Achão (2003)

Devido ao fato de o chuveiro elétrico apresentar o menor custo de aquisição, além de facilidade de instalação e manutenção, ele é bastante difundido no Brasil, sobretudo na região do sudeste. A TAB 1.1 mostra a participação do chuveiro elétrico em diversas regiões do país.

TABELA 1.1
Participação do chuveiro elétrico em diversas regiões

Concessionária	Região	Número de chuveiros por residência
Light	Rio de Janeiro	0,61
Eletropaulo	São Paulo	1,09
Cemig	Belo Horizonte	0,98
CEB	Brasília	1,46
CELG	Goiânia	1,11
Celpa	Belém	0,01
Celpe	Recife	0,2
Celce	Fortaleza	0,03
Coelba	Salvador	0,34
Copel	Curitiba	1,01
CEEE	Porto Alegre	0,92

FONTE: Silva (2007)

Dessa forma, muito se tem feito no sentido de diminuir o gasto de energia para essa finalidade, já que o aquecimento de água por resistência elétrica, método que é utilizado quase que exclusivamente no Brasil, é considerado uma tecnologia ultrapassada. Uma das alternativas para o aquecimento de água para uso residencial é a utilização de uma Bomba de Calor.

1.3 - Objetivo

O objetivo desse trabalho é o desenvolvimento de um modelo matemático para um evaporador estático de uma bomba de calor ar-água para uso residencial operando em regime transiente. O modelo permitiu a simulação de algumas situações de operação, através das quais se podem testar diferentes parâmetros geométricos e condições climáticas do sistema. As conclusões extraídas desse estudo serão usadas como base na futura fabricação de uma bomba de calor com evaporador estático.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste trabalho se desenvolveu um modelo matemático para um evaporador estático de uma bomba de calor ar-água para uso residencial. Antes de se iniciar os cálculos foi feita uma pesquisa sobre o ciclo de compressão a vapor e a sua aplicabilidade à bomba de calor além de uma pesquisa sobre os modelos desenvolvidos por outros autores.

2.1- Bomba de calor

A bomba de calor (BDC) é um sistema para aquecimento de ar ou água que utiliza o ciclo de compressão a vapor. Na Europa esse sistema é bastante difundido tanto para aquecimento de água para banho, quanto para aquecimento de ambientes. Tal alternativa é considerada muito eficiente, principalmente se comparada àquelas que utilizam o efeito joule.

A seguir, na FIG. 2.1, tem-se um esquema de um ciclo de compressão a vapor. Este ciclo tanto pode ser usado para bomba de calor como para refrigeração.

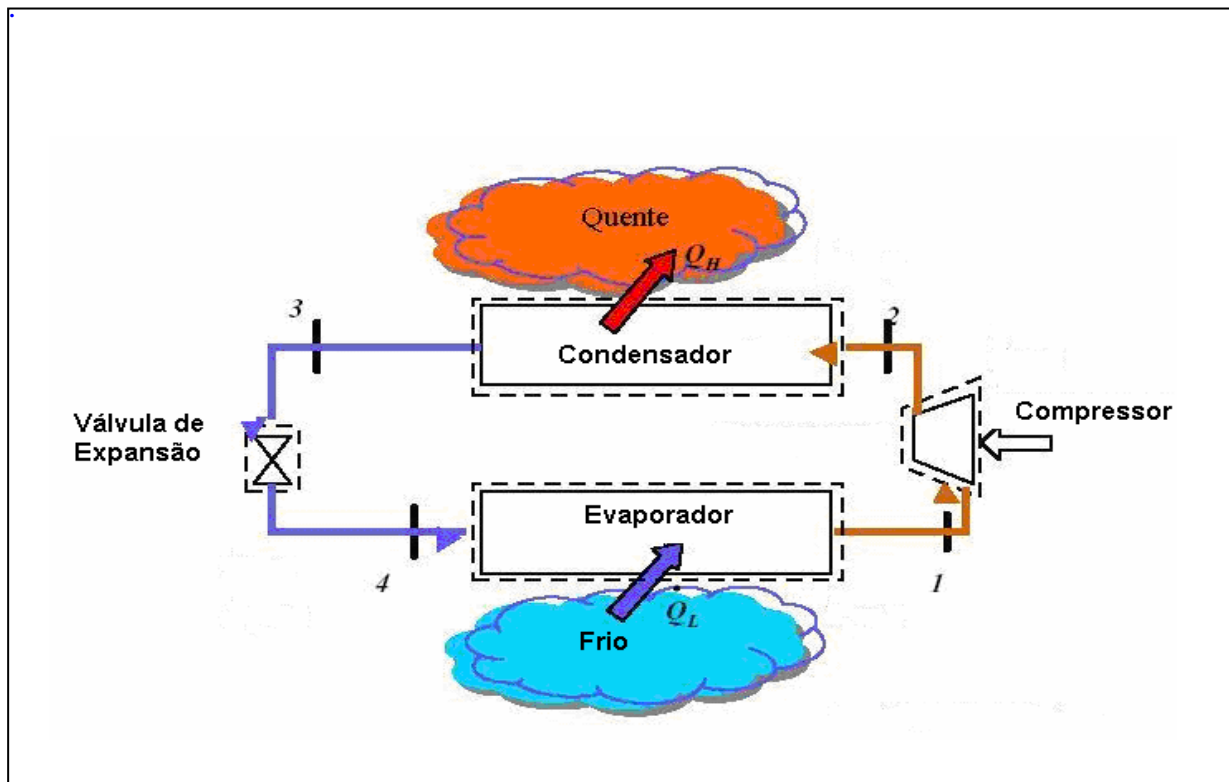


FIGURA 2.1 - Representação esquemática do ciclo de compressão a vapor. Nunes (2007)

Partindo do ponto 1, tem-se o fluido de trabalho a uma baixa pressão e em estado de vapor superaquecido, daí ele segue para o compressor. Passando pelo compressor, o fluido irá ser comprimido, seu estado ainda permanecerá como vapor superaquecido, porém a uma maior temperatura e pressão. O compressor é um componente vital para a BDC, pois é ele que irá consumir toda a energia que o ciclo necessita, compressores ruins e de baixo rendimento resultam em bombas de calor pouco eficientes. Na FIG 2.2 temos alguns exemplos de compressores, como o compressor centrífugo (1), o alternativo hermético vista em corte (2), e vista geral (3), o alternativo aberto (4) e o compressor do tipo parafuso (5).



FIGURA 2.2 - Exemplos de compressores

Passada a compressão, ponto 2, agora a uma alta pressão e alta temperatura o fluido refrigerante, ainda em estado de vapor superaquecido, segue para o condensador, onde ele rejeita calor até se tornar líquido comprimido. O condensador é nada mais nada menos que um trocador de calor. Segue a FIG 2.3 que mostra alguns trocadores de calor que podem ser usados como condensadores.



FIGURA 2.3 - Trocadores de calor

Feita a troca de calor no condensador, ponto 3, o fluido passa por uma expansão, deixando de ser líquido comprimido e se tornando mistura líquido e vapor essa transformação é acompanhada de uma queda brusca de pressão e temperatura. Dentre os dispositivos que fazem essa expansão temos a válvula termostática (1), tubo capilar (2) e a placa de orifício (3), isso é exemplificado na FIG 2.4.



FIGURA 2.4 - Exemplos de dispositivo de expansão

O fluido passa então pelo evaporador onde recebe calor de uma fonte fria. A função do evaporador é a mesma do condensador (trocar calor). Dessa vez o fluido de trabalho recebe e não rejeita calor, deixando então seu estado bifásico e se torna vapor superaquecido novamente, retorno ao ponto 1. Segue para o compressor completando assim o ciclo. A troca de calor no evaporador pode ser por convecção natural ou forçada, o que irá influir no gasto de energia total da bomba de calor, bem como no seu rendimento, entretanto isso será mais bem discutido posteriormente.

A seguir o GRA 2.1 traduz o esquema do ciclo de compressão a vapor no diagrama pressão por entalpia. Analisando a mesma em conjunto com a FIG 2.1, pode-se perceber a correspondência entre os pontos indicados no diagrama. É possível confirmar as regiões de alta e baixa pressão e a fase do fluido em cada momento do ciclo.

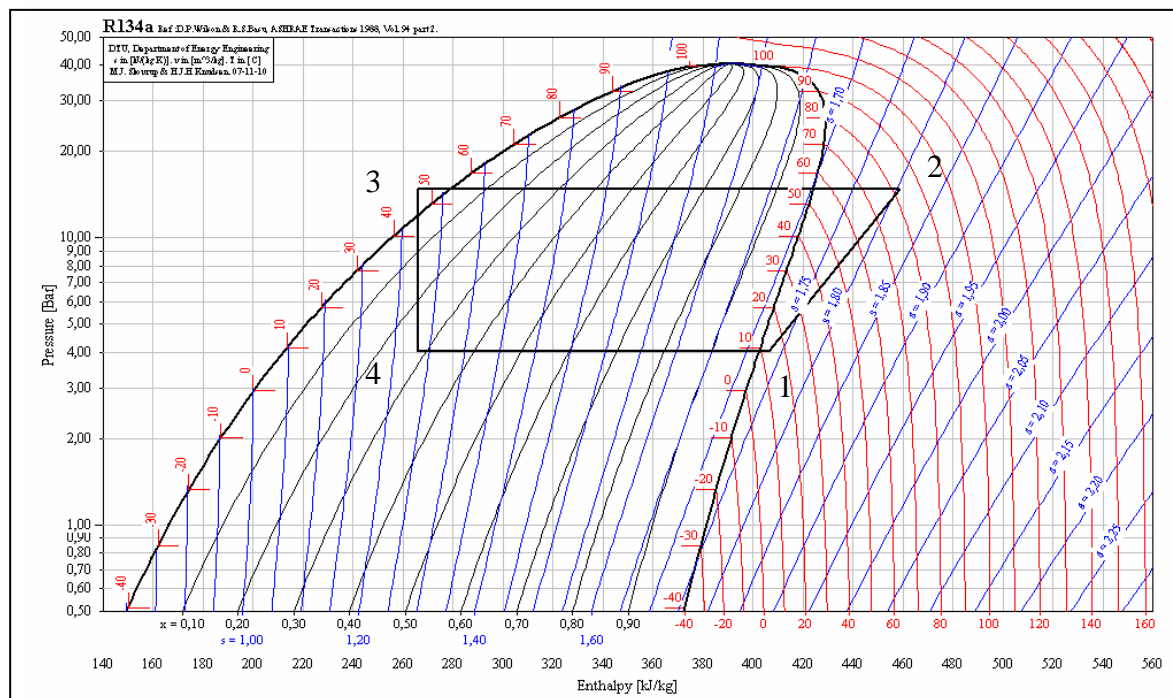


GRÁFICO 2.1 - Diagrama pressão versus entalpia.

Na refrigeração a troca de calor no evaporador é feita pelo fluido secundário que é resfriado e posteriormente resfria o ambiente que se pretende refrigerar. Na bomba de calor o que se objetiva é a energia obtida através da troca de calor com o condensador. O fluido utilizado na troca de calor tanto pode ser a água, no caso de aquecimento da mesma para uso doméstico, tanto quanto o ar, para o uso em climatização em regiões de clima frio.

Em uma bomba de calor convencional, o fluido de trabalho é bombeado através de um compressor que consome uma energia elétrica por certa menor que a energia recolhida do ambiente. Assim, por exemplo, uma bomba de calor, operando com um compressor que consome Q_c de energia, poderia recolher Q_l de energia presente no ambiente. A soma dessas energias, Q_h , seria utilizada para aquecer água do reservatório térmico. Essa água poderia ser utilizada em qualquer hora do dia, enquanto que a sua produção poderia ser feita no período da madrugada, a fim de deslocar o consumo de energia elétrica do período de “pico”, de 18 às 21 horas. No caso de regiões de clima frio, a produção de água quente poderia ser feita no período mais quente do dia, a fim de aproveitar melhor o calor disponível no ambiente.

Como salientado anteriormente, a bomba de calor consome uma parcela de energia elétrica, fato esse que não ocorre com o coletor solar, por exemplo. Um país tropical como o Brasil tem grande potencial para o aquecimento de água por coletores solares. Por isso o uso dos

mesmos em residências e em hotéis está se tornando uma realidade. Porém é preciso considerar que existem períodos de chuva ou de pouca insolação, nestes a água é aquecida por meio de um resistor elétrico imerso no reservatório de água. Em hotéis o problema ainda é maior, a área disponível nos telhados para a coleta de energia solar é, em geral, insuficiente em face à grande demanda de água quente. Nesses casos, o aquecimento da água através do resistor elétrico ocorre mesmo em períodos de insolação.

Uma alternativa ao sistema auxiliar de aquecimento por resistência elétrica em coletores solares seria a instalação de uma bomba de calor que funcionaria em paralelo com o coletor. A bomba de calor tem um rendimento melhor que o sistema de resistores, pois ela aproveita energia térmica disponível no meio ambiente.

2.2 - Evaporador estático

O evaporador é a componente da BDC responsável por fazer a troca de calor do fluido frigorífico com o fluido secundário. O ar é mais comumente usado como fluido secundário para bombas de calor para uso residencial.

Em evaporadores convencionais se utiliza um ou mais ventiladores para forçar a passagem do ar através do banco de tubos. A troca de calor durante a passagem do fluido pelo evaporador deve ser satisfatória, caso contrário o fluido pode não completar a evaporação e seguir, ainda em estado bifásico, para o evaporador. A possível ocorrência de líquido no fluido que sai do evaporador, certamente danificaria o compressor.

De uma maneira muito simplificada, pode-se expressar a troca de calor no evaporador (Q_i) através da EQUAÇÃO (2.1).

$$Q_i = US\Delta T \quad (2.1)$$

A função do(s) ventilador(es) é aumentar o coeficiente global de troca de calor (U). O evaporador estático, nada mais é, que um projeto que concebe um evaporador cuja superfície de troca de calor (S) é tão grande a ponto de compensar uma deficiência no coeficiente de troca de calor ocasionada pela ausência do(s) ventilador(es).

Um evaporador, que dispensa o uso de ventilador, diminui o ruído emitido durante o seu funcionamento e a energia elétrica consumida.

2.3- Pesquisas em bomba de calor

O aquecimento de água ou ar para uso residencial via bomba de calor é um conceito bastante difundido na Europa e nos Estados Unidos. A maior parte dos estudos relacionados a esse equipamento se encontra na Europa, sobretudo na França. A seguir apresenta-se uma revisão bibliográfica de alguns estudos a respeito de bomba de calor, são trabalhos de graduação, dissertações de mestrado, teses de doutorado e artigos publicados em congressos e revistas.

Touber (1981), Chi(1982) e Marcathur (1989) apresentam ótimos trabalhos semelhantes em que modelam e estudam um ciclo frigorífico em regime transiente e comparam os seus resultados experimentais com os resultados teóricos. Este trabalhos apesar de não tratarem de especificamente de bomba de calor ou de evaporadores estático eles serão bem úteis na compreensão das tendências das curvas de pressão de evaporação no tempo.

Em 1996, Machado apresentou um estudo sobre a modelagem matemática de um evaporador de uma máquina frigorífica. Este modelo permitiu o estudo do comportamento do evaporador tanto em regime permanente como em regime transiente. Apesar de este trabalho não envolver diretamente a bomba de calor, a metodologia de Machado no que tange ao modelo matemático estabilizado a partir das leis de conservação de massa, energia e quantidade de movimento, mostrou ser bastante útil para bomba de calor.

Um artifício que é cada vez mais utilizado em máquinas de compressão a vapor é o ajuste da capacidade de refrigeração ou de aquecimento por meio do controle da rotação do compressor e da abertura da válvula de expansão, este artifício visa um melhor rendimento da máquina frigorífica. Seguindo essa linha, Maia (2005) desenvolveu um algoritmo para o controle simultâneo da carga térmica e do grau de superaquecimento de um sistema de refrigeração. Neste trabalho, ele visava descrever a dinâmica de equipamentos de refrigeração e que tal descrição pudesse ser utilizada em projetos de controladores. Este trabalho tem uma metodologia bastante semelhante a de Machado (1996), metodologia esta que também tem grande aplicação para evaporadores de bomba de calor.

Em 2006, Nunes apresentou um artigo que descrevia seu trabalho de desenvolvimento de uma bomba de calor ar-água para uso residencial compacta. Tal bomba de calor foi desenvolvida e, atualmente, está operando no laboratório de refrigeração e bomba de calor da Universidade

Federal de Minas Gerais. Essa bomba de calor operava com um evaporador convencional, e com o desenvolvimento do evaporador estático ela opera com ambos os em paralelos. Nunes (2006) mostrou em seu trabalho a metodologia empregada para a escolha e dimensionamento das diferentes componentes da bomba de calor.

Maia (2007) apresenta um trabalho cujo objetivo principal era estudar, teórica e experimentalmente, o comportamento em regime transiente de uma bomba de calor por compressão a vapor para aquecimento de água residencial. O protótipo da bomba de calor utilizada nesse trabalho é a mesma apresentada por Nunes (2006). Modelos matemáticos para o evaporador e o condensador foram desenvolvidos, aplicando-se as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia assim como Maia (2005) e Machado (1996). Foram modeladas as quatro principais componentes da bomba de calor (condensador, dispositivo de expansão, evaporador e compressor). O acoplamento entre os modelos destes quatro componentes permitiu a determinação dos perfis espaciais e temporais de temperatura, pressão e vazão, bem como a distribuição de massa nos trocadores de calor durante o processo de aquecimento da água. O modelo do sistema foi validado através da comparação com resultados experimentais no protótipo de testes já mencionado. Medições de temperatura, pressões, vazão e energia consumida permitiram a avaliação dos perfis temporais de temperaturas e do coeficiente de desempenho da bomba de calor durante o processo de aquecimento da água.

Silva (2007), mostra em seu trabalho a viabilidade econômica da fabricação de uma bomba de calor para o uso residencial como apoio a sistemas de aquecimento por energia solar. Neste trabalho ele reforça a idéia de que a substituição do resistor elétrico usado como apoio para coletores solares por uma bomba de calor é perfeitamente viável. Ele também apresenta um estudo interessante da degradação do rendimento da bomba de calor durante o seu funcionamento devido ao aumento da pressão de condensação.

Em seqüência a Silva (2007), Reis (2009) apresentou um estudo da viabilidade financeira do uso de uma bomba de calor como alternativa de apoio aos coletores solares para aquecimento de água. Neste artigo, ele acrescenta um levantamento do índice solarimétrico das principais regiões brasileiras, realizando um estudo sobre a viabilidade financeira da substituição do sistema resistivo por um sistema combinado com o uso de coletor solar e uma bomba de calor

de baixo custo. Esse trabalho se mostrou muito importante e inovador, pois trouxe dados mais concretos sobre a viabilidade do uso de bomba de calor como apoio a coletores solares para diferentes regiões do país.

2.4- Pesquisas com evaporador estático

Estudos que envolvem bombas de calor operando com evaporador estático são mais difíceis de serem encontrados na literatura. A seguir se faz um breve resumo do que se tem encontrado a respeito.

Gobbé (1983) apresenta um estudo sobre os principais modos de transferência de calor a que está submetido um evaporador estático durante a expansão do fluido frigorífico, no caso específico desse trabalho se utilizou o R12. Neste trabalho são destacados como sendo os principais modos a convecção natural ou mista, a condensação de ar úmido e a radiação infravermelha. Neste trabalho foram feitas diversas simulações de condições atmosféricas e geometria do evaporador. Os resultados numéricos foram reproduzidos experimentalmente com o objetivo de validar as hipóteses de cálculo impostas para os diferentes modelos matemáticos.

Seguindo essa mesma linha Alloula realizou em 1986 um trabalho para modelar o funcionamento de uma bomba de calor operando com evaporador estático. A bomba de calor funcionava com R12 como fluido frigorífico. Nesse trabalho objetivou-se criar um modelo para fazer o dimensionamento do evaporador levando-se em conta diversos parâmetros meteorológicos.

Em 1988, Pereira Neto também fez um modelamento matemático de uma bomba de calor operando com evaporador estático. Em um primeiro momento fez um modelo matemático do evaporador estático que foi comparado com resultados obtidos experimentalmente através de um protótipo montado por ele mesmo. Em seguida foram feitas diversas simulações do funcionamento da bomba de calor e um estudo detalhado do desempenho da mesma foi desenvolvido a partir da análise de parâmetros importantes como o grau de superaquecimento do fluido refrigerante, que no caso era o R12, rotação do compressor, rendimento do compressor e radiação solar incidente. Foi feita também a comparação entre os resultados da

simulação do sistema com os obtidos experimentalmente onde se verificou a validade do modelo.

Também fazendo um trabalho com uma bomba de calor com evaporador estático operando com R12, Barcellos (1989, 1990) apresentou um estudo de secagem de grãos. Foi desenvolvido um modelo do sistema completo onde cada componente foi analisada separadamente. Seguindo a tendência de Gobbé (1983) foram analisados diversos tipos de troca de calor a que está sujeito o evaporador estático.

Sena Moreira em 2001 desenvolveu um estudo detalhado de um banco de ensaios experimentais de sistemas de refrigeração e aquecimento ar-ar, para que se pudesse projetar um evaporador estático compatível com suas características. Durante esse trabalho também se realizou testes comparativos do desempenho de sistemas operando com evaporador estático e operando com evaporador convencional. De acordo com seus estudos foi mostrado que o sistema pode operar com o evaporador estático, pois este é capaz de suprir a demanda de energia requerida pela bomba de calor e ainda foi mostrado que a utilização desse equipamento alternativo traz um ganho no coeficiente de performance da bomba de calor. Este estudo confirma que o uso do evaporador estático diminui o consumo de energia elétrica da bomba de calor, o que já era esperado devido a dispensa do ventilador que faz a convecção forçada e aumento da temperatura de evaporação que diminui o trabalho de compressão.

Utsch Penna (2003) mostra apresenta o desenvolvimento de um modelo numérico para simular o comportamento em regime permanente de um sistema de bomba de calor, onde a expansão do fluido refrigerante é feita em um evaporador estático. Simulou-se o funcionamento do sistema para análise da influência do comprimento do evaporador, radiação solar incidente e umidade relativa, sobre o seu desempenho. De acordo com o autor, os resultados das simulações apresentaram uma boa concordância, quando comparados com os valores obtidos de maneira experimental.

3 MODELO MATEMÁTICO

3.1-Modelo da bomba de calor

A bomba de calor é composta por quatro componentes principais, o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador. O modelo matemático objetiva, através de um sistema de equações que será apresentado posteriormente, caracterizar o funcionamento da bomba de calor em regime transiente. Tal sistema de equações será resolvido para cada instante de tempo.

Na FIG 3.1 tem-se uma representação resumida do modelo da bomba de calor. Este trabalho trata do modelo matemático do evaporador estático de uma bomba de calor, por isso procurou-se elaborar um fluxograma bem simplificado a fim de que o leitor tenha uma idéia melhor do funcionamento do modelo da bomba de calor como um todo.

O modelo da bomba de calor carece de três estimativas iniciais: A pressão de evaporação, a pressão de condensação e o grau de superaquecimento do evaporador. O modelo matemático do compressor irá então calcular a vazão mássica do fluido que é imposta por ele mesmo e a entalpia de saída. Com a pressão de condensação estimada, a vazão e a entalpia de entrada do condensador calculadas pelo modelo do compressor pode-se então se iniciar o modelo do condensador, este modelo irá permitir que se conheça todas as grandezas pertinentes ao longo do condensador (temperatura, pressão, entalpia, vazão, volume específico, massa específica, título do fluido, temperatura da parede e etc). Calculado o último volume de controle do condensador aciona-se o modelo do dispositivo de expansão, esse fornecerá a vazão mássica que será comparada à vazão calculada pelo modelo do condensador, se esses valores não coincidirem a pressão de condensação é novamente estimada e as equações são recalculadas.

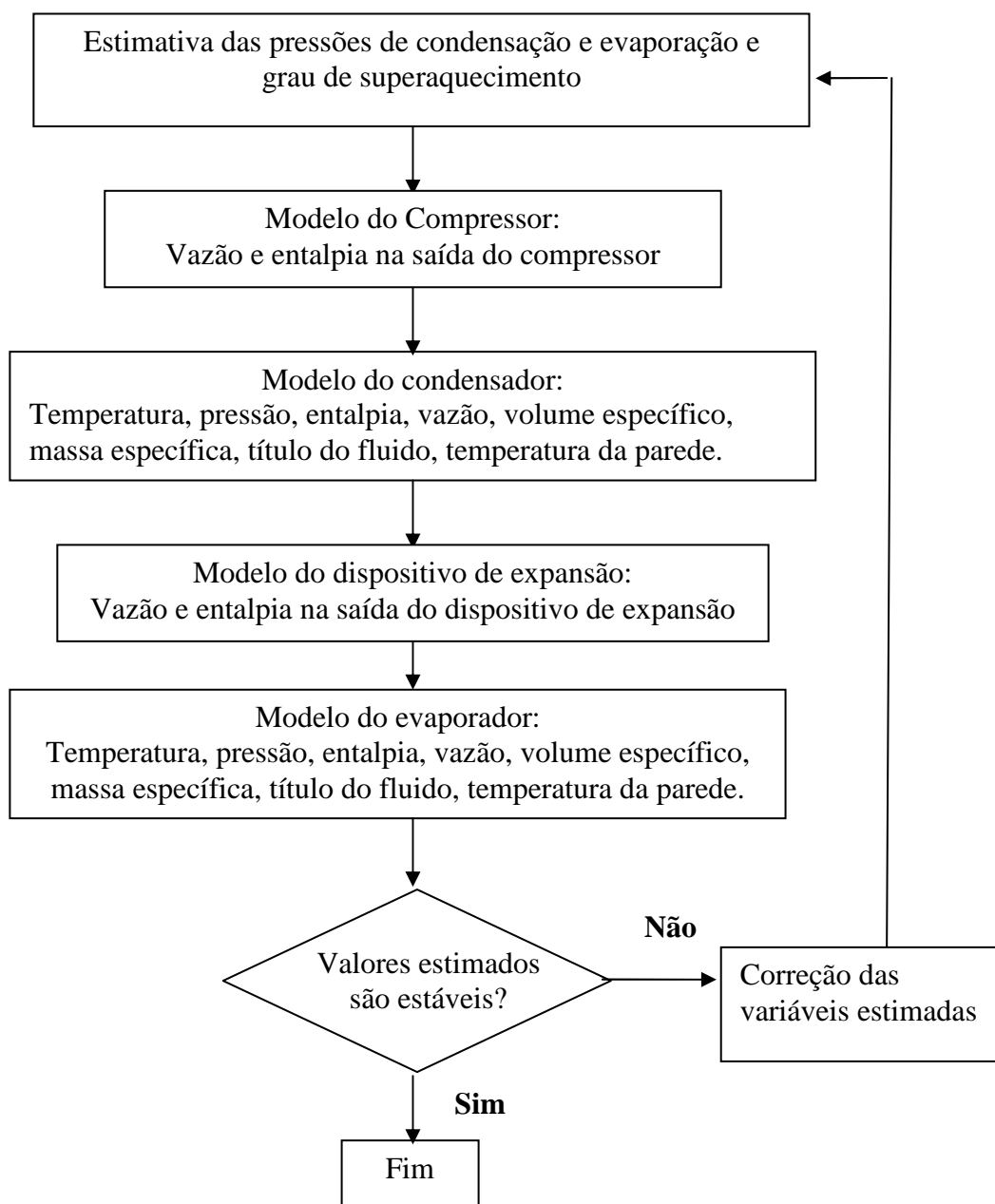


FIGURA 3.1 - Fluxograma resumido do modelo da bomba de calor

Convergiu o valor da vazão mássica se segue para o evaporador. O esquema de funcionamento do modelo do evaporador é análogo ao do condensador. Com a pressão estimada, a vazão e a entalpia fornecidas pelo modelo do dispositivo de expansão, o processo

se inicia, encontrada a vazão do último volume de controle esta é comparada à vazão de entrada do compressor, novamente caso esses valores não coincidam a pressão de evaporação é novamente estimada e as equações são recalculadas.

3.2- Modelo do dispositivo de expansão

Apesar de o presente trabalho tratar especificamente da modelagem matemática do evaporador estático, se fez necessário a elaboração do modelo do dispositivo de expansão. Como já dito anteriormente, o modelo do evaporador necessita dos valores da vazão de entrada do evaporador (\dot{m}_{exp}) e da entalpia de entrada do evaporador (h_1) esses valores devem ser fornecidos pelo modelo do dispositivo de expansão.

Após contemplar a possibilidade de se usar tubo capilar e válvula termostática, optou-se pela placa de orifício como dispositivo de expansão. Essa opção foi feita devido, principalmente, ao baixo custo e a facilidade na fabricação desse dispositivo.

Antes de iniciar os cálculos referentes à placa de orifício levantou-se algumas hipóteses para o modelo. A primeira hipótese é a de que o escoamento é unidimensional no interior do tudo, além disso o processo de expansão é adiabático e o fluido refrigerante é puro, sem contaminação pelo óleo do compressor.

Este modelo possui como variáveis de entrada a pressão de condensação (P_{cd}) a pressão de evaporação (P_{ev}) e o volume específico do fluido na entrada da expansão (v_{exp}).

Em uma bomba de calor a pressão de condensação deve variar durante todo o seu funcionamento para que a água possa aquecer. Dessa forma fixou-se uma pressão final que fosse satisfatória para que a água chegasse a 45°C e foi traçada uma função onde a pressão de condensação varia da pressão ambiente até a pressão final. A temperatura de entrada da válvula de expansão (T_{vexp1}) era resultado da função que predizia a temperatura de condensação e um dessuperaquecimento de 5°C. A pressão de evaporação é um dado que como já dito anteriormente deverá ser estimado.

A EQUAÇÃO (3.1) rege o modelo da placa de orifício.

$$\dot{m}_{\text{exp}} = C_D \sqrt{\left(\frac{P_{cd} - P_{ev}}{v_{\text{exp}}} \right)} \quad (3.1)$$

Onde C_D é o coeficiente de descarga que corresponde a aproximadamente uma área do orifício que foi fixada em 0,5 mm².

3.3- Modelo do compressor

Também se faz necessário o modelo do compressor para que se possa estabelecer a vazão de saída do evaporador estático. O compressor escolhido para a bomba de calor será o do tipo hermético da marca Embraco e modelo FFI12HBX, com 11,14 cilindradas e uma rotação de 3500 rpm. As variáveis de saída do modelo do compressor são a entalpia do fluido na saída, como é proposta deste trabalho apenas o modelamento matemático do evaporador estático então, a única variável de saída importante será a vazão mássica de entrada do compressor (\dot{m}_{comp}).

A exemplo do modelamento da placa de orifício, antes de iniciar os cálculos referentes ao compressor, enumerou-se algumas hipóteses. O processo de compressão adiabático é irreversível, as perdas de pressão nas válvulas de aspiração e descarga são desprezíveis, a vazão mássica é constante durante a compressão, o fluido refrigerante é puro, sem contaminação pelo óleo do compressor.

Em Maia (2005) tem-se a seguinte equação para o cálculo da vazão mássica do compressor:

$$\dot{m}_{\text{comp}} = \frac{NV\eta_v}{v_{\text{comp1}}} \quad (3.2)$$

Onde a N é a rotação, V é o volume do compressor, v_{comp1} o volume específico do fluido e η_v é o rendimento volumétrico do compressor. Este último foi calculado com base na EQUAÇÃO (3.3) que foi apresentada em Maia (2007).

$$\eta_v = 0,757 - 1,244 \times 10^{-7} P_{cd} + 7,791 \times 10^{-7} P_{ev} - 5,047 \times 10^{-15} P_{cd}^2 - 1,185 \times 10^{-12} P_{ev}^2 + 2,089 \times 10^{-13} P_{cd} P_{ev} \quad (3.3)$$

Esta equação foi desenvolvida através de regressões múltiplas para este compressor especificamente. Caso mude-se o compressor seria necessária uma nova pesquisa bibliográfica para tentar se estimar o rendimento volumétrico.

3.4- Modelo do evaporador estático

Neste momento será feita uma abordagem detalhada do modelo do evaporador estático, que é o foco principal deste trabalho. Foi definido no projeto do evaporador estático que este teria seus tubos dispostos na vertical e o tubo seria de cobre com 6,35 mm de diâmetro interno e 9,52 de diâmetro externo, o comprimento vertical do tubo é de 1,2m e a aleta é do tipo plana com área de seção reta uniforme. A FIG 3.2 mostra o esquema do evaporador estático modelado.

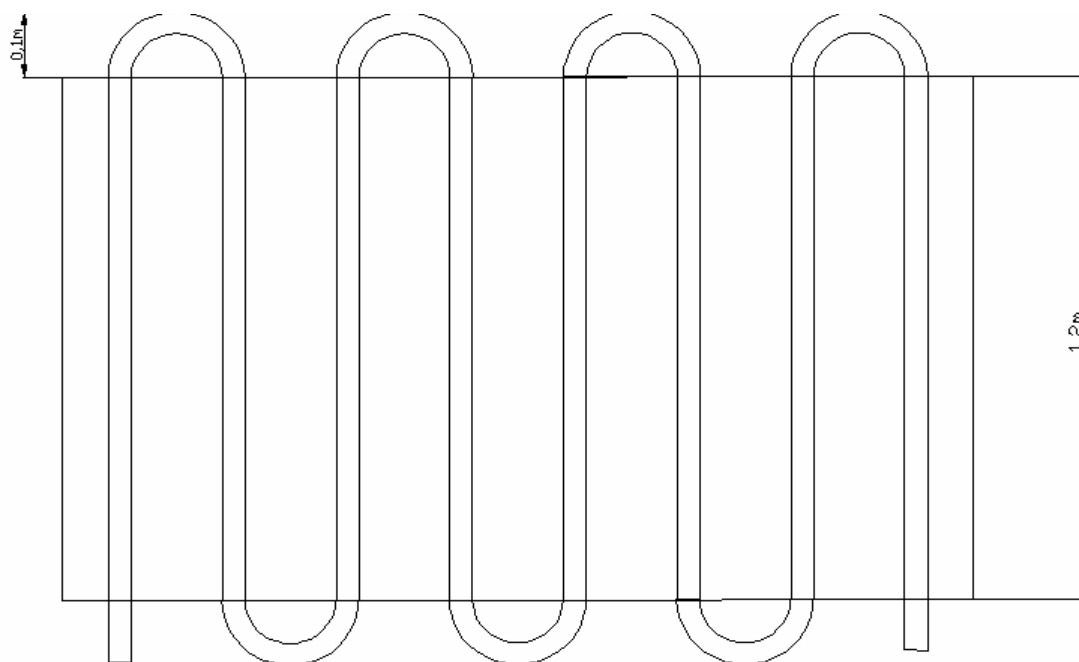


FIGURA 3.2- Desenho esquemático do evaporador estático

Os demais parâmetros geométricos serão definidos com base em simulações do próprio modelo.

3.4.1-Hipóteses do modelo do evaporador estático

Para a elaboração do modelo do evaporador estático foram levantadas algumas hipóteses. A primeira hipótese é de que as grandezas relativas ao fluido refrigerante são uniformemente distribuídas em cada seção transversal do tubo, além disso o escoamento do fluido refrigerante foi considerado unidimensional, as perdas de pressão e térmica nas curvas de retorno do evaporador foram desprezadas, o fluido refrigerante foi considerado puro, sem contaminação pelo óleo do compressor, a aleta funciona como se estivesse perfeitamente fixada ao tubo, não havendo resistência de contato e a temperatura das paredes do laboratório foi aproximada como sendo a temperatura ambiente.

3.4.2-Variáveis de entrada e saída do modelo

No modelamento do evaporador estático são fornecidas as condições iniciais e de contorno. Essas são as variáveis do sistema de equações diferenciais que serão usadas para modelar o sistema. Tais variáveis são as vazões mássica à entrada e à saída do evaporador estático, a entalpia na saída da placa de orifício e a temperatura e umidade relativa do ar ambiente.

Uma vez fornecidas as variáveis de entrada ao sistema de equações o modelo, através das equações da energia, continuidade e quantidade de movimento, é possíveis traçar os perfis espaciais de temperatura do fluido, a vazão mássica e todas as grandezas decorrentes dessas. A FIG 3.3 ilustra bem isso.

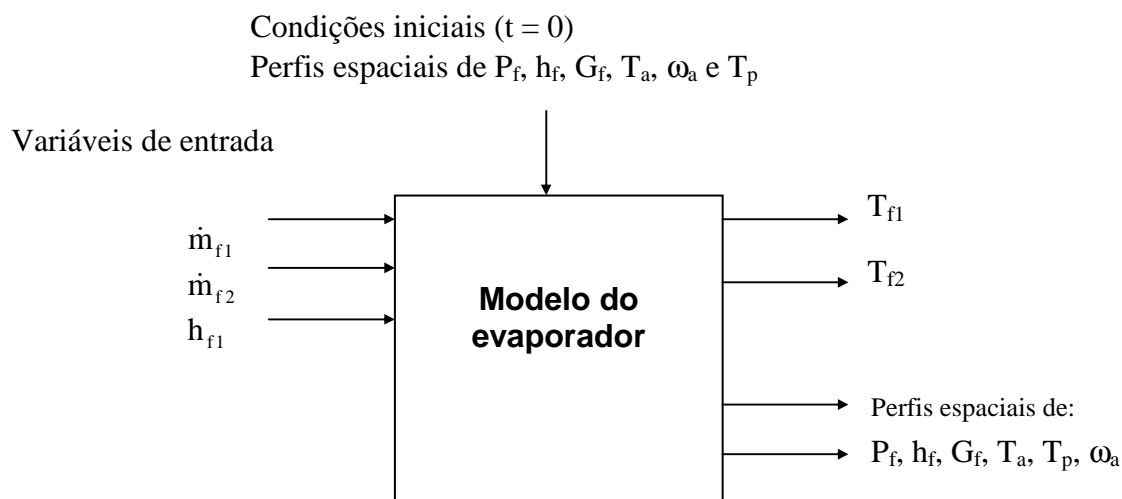


FIGURA 3.3 - Diagrama de blocos do modelo do evaporador

3.4.3-Equações do modelo

O modelo matemático é estabelecido através da aplicação do balanço de energia do ar ambiente com o evaporador estático, do balanço de energia das paredes do tubo do evaporador estático, e das equações de balanço de massa, de energia e de quantidade de movimento para o fluido.

3.4.3.1-Equações do fluido frigorífico

A seguir são apresentadas as três equações que regem o escoamento do fluido frigorífico. A EQUAÇÃO (3.4) mostra a equação da continuidade, a EQUAÇÃO (3.5) a equação da quantidade de movimento e a EQUAÇÃO (3.6) a da energia.

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial G_f}{\partial z} = 0 \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left\{ P_f + G_f^2 \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] \right\} = - \frac{\partial G_f}{\partial t} - \left(\frac{dP}{dz} \right)_f - g \rho_f \text{sen}(\theta) \quad (3.5)$$

$$A_i \frac{\partial}{\partial t} [\rho_f (h_f - P_f v_f)] = H_i p_f (T_p - T_f) - A_i \frac{\partial}{\partial z} (G_f h_f) \quad (3.6)$$

Em que A_i representa a área da secção transversal interna do tubo, G_f a velocidade mássica do fluido, h_f a entalpia do fluido, T_p a temperatura da parede do tubo, T_f a temperatura do fluido, P_f a pressão do fluido, x o título do fluido, v_l o volume específico líquido, v_v o volume específico de vapor, ρ_f a massa específica do fluido, α representa a fração de vazio, H_i o coeficiente convectivo interno, g a aceleração da gravidade e θ a inclinação do escoamento do fluido frigorífico. As respectivas demonstrações matemáticas dessas equações podem ser encontradas em Machado (1995).

3.4.3.2-Equações do balanço de energia das paredes

A EQUAÇÃO (3.7) mostra o balanço de energia feito na parede do tubo. A quantidade de energia armazenada na parede será igual a energia recebida pelo ambiente menos a retirada pelo fluido. Nessa equação tem-se ρ_p como a massa específica do tubo, A_e a área externa do tubo, c_{pp} o calor específico do tubo e T_{amb} a temperatura ambiente.

$$\rho_p A_e c_{pp} \frac{\partial T_p}{\partial t} = U A_o (T_{amb} - T_p) - H_i A_i (T_p - T_f) \quad (3.7)$$

A grandeza U é o coeficiente global externo de troca de calor e A_o é a área de troca de calor externa modificada pela aleta. Ambos serão mais bem explicados a seguir.

3.4.3.3- Equações da aleta

Como já dito anteriormente a aleta do evaporador é do tipo plana com área de seção reta uniforme. A FIG 3.4 traz um desenho esquemático da aleta mostrando também as grandezas que serão usadas no cálculo.

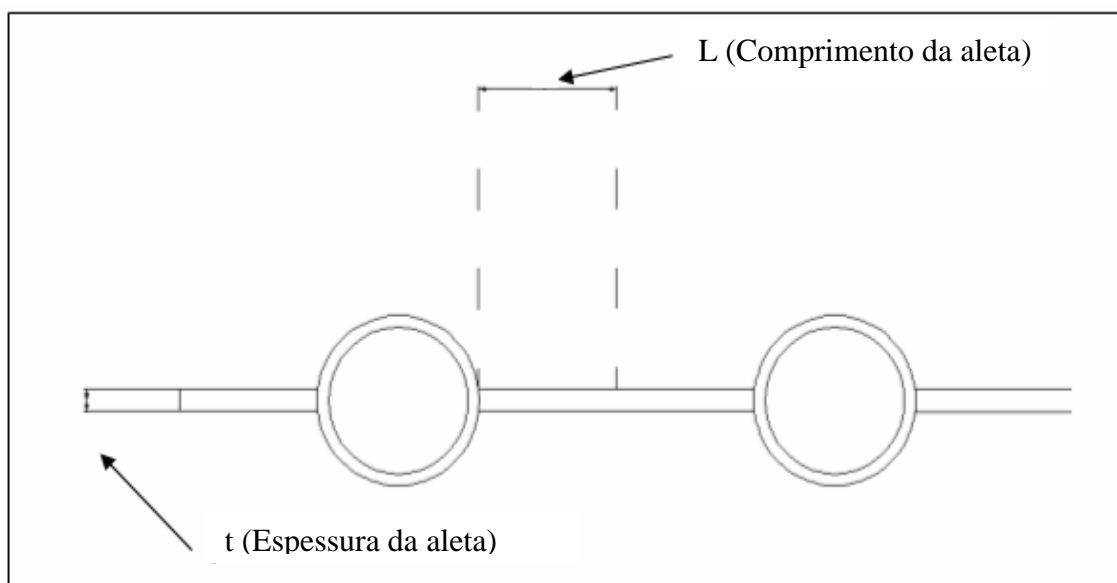


FIGURA 3.4 – Desenho esquemático do evaporador e suas aletas

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

$$L_c = L + 0,5t \quad (3.8)$$

$$A_a = 2ZL_c \quad (3.9)$$

$$A_c = Zt \quad (3.10)$$

$$A_i = 2A_a + (\pi D_e z - 2tz) \quad (3.11)$$

$$A_p = tL \quad (3.12)$$

$$P = 2Z + 2t \quad (3.13)$$

$$m = \sqrt{\frac{h_e P}{A_c k_{cu}}} \quad (3.14)$$

Após calculado essa série de parâmetros acima é possível calcular a eficiência da aleta (η) conforme a EQUAÇÃO (3.15).

$$\eta = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} \quad (3.15)$$

De posse da eficiência é possível então calcular a área de troca de calor externa modificada da aleta. Essa área entrará nos cálculos do balanço da parede como sendo a área de troca de calor externa. A relação entre a área externa e a área de troca de calor externa modificada é dada pela EQUAÇÃO (3.16).

$$A_o = 2\eta A_a + (A_i - 2A_a) \quad (3.16)$$

3.4.3.4-Equações da troca de calor externa

Um dos pontos cruciais deste trabalho é o cálculo do coeficiente externo de troca de calor. Estabeleceu-se que existem três aportes de energia envolvidos a radiação, convecção natural e condensação.

A radiação é a energia térmica emitida por toda a matéria que se encontra em uma temperatura não nula. A equação que fornece a energia absorvida pelo evaporador estático pela radiação é mostrada na EQUAÇÃO (3.17).

$$q_{rad} = 2A_{tot}\sigma\mathcal{E}(T_{amb} - T_{pm}) \quad (3.17)$$

A área total da placa (A_{tot}) foi multiplicada por dois, pois ela possui dois lados que absorvem energia. A constante de Stefan-Boltzmann (σ) é de $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{-K}^4$. \mathcal{E} é a emissividade. O cálculo do calor da radiação foi feito para a placa inteira, não para cada volume de controle, então se utilizou para isso a temperatura da placa média, T_{pm} . Rearranjando a EQUAÇÃO (3.17) para que o calor se torne uma proporção direta das diferenças das temperaturas chega-se na constante da EQUAÇÃO (3.18) que será chamada de coeficiente radiativo externo (H_{rad}).

$$H_{rad} = \mathcal{E}\sigma(T_{pm} + T_{amb})(T_{pm}^2 + T_{amb}^2) \quad (3.18)$$

O segundo aporte de energia é a convecção natural. O coeficiente convectivo externo (H_{conv}) será calculado seguindo a metodologia descrita em Incropera (2002) para convecção natural em placas planas verticais. A EQUAÇÃO (3.19) traz o cálculo do número de Rayleigh (Ra_l).

$$Ra_l = \frac{g\beta(T_{amb} - T_{pm})h_p^3}{\alpha_{ar} \nu_{ar}} \quad (3.19)$$

Onde β é o coeficiente de expansão. Como já dito antes h_p é a altura da placa, α_{ar} é a difusividade térmica do ar e ν_{ar} é a viscosidade cinemática do ar. A seguir a EQUAÇÃO (3.20) traz o cálculo do número de Nusselt para convecção natural (Nu_l).

$$Nu_l = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra_l^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr_{ar})^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.20)$$

Onde Pr_{ar} é o número de Prandtl do ar. Apesar de inicialmente se pensar em um evaporador estático operando em um espaço fechado, também se pensa em fazer simulações com o evaporador atuando em ambiente aberto. Nesse caso o evaporador sofreria a ação de brisas o

que tornaria a convecção forçada, por Holman (1983) têm-se as equações a seguir que descrevem o Nusselt para convecção forçada cruzada (Nu_f).

$$Re_{ar} = \frac{v_{ar} h_p}{\nu_{ar}} \quad (3.21)$$

Onde Re_{ar} é o Reynolds do ar, v_{ar} é a velocidade do ar .

$$Nu_f = C Re_{ar}^n Pr_{ar}^{1/3} \quad (3.22)$$

Os valores de C e n são constantes que variam com a geometria do trocador de calor. De posse do Nusselt, ora calculado por convecção livre, ora calculado por convecção forçada pode-se pela EQUAÇÃO (3.23) calcular o coeficiente convectivo externo.

$$H_{conv} = \frac{Nu_{ar} k}{h_p} \quad (3.23)$$

Agora se inicia o cálculo do último aporte de energia, o aporte da condensação, quando a temperatura cai a uma temperatura inferior à temperatura de orvalho, ocorre a condensação do vapor d'água contido no ar atmosférico. Esse processo faz com que haja uma transferência de calor entre a placa e o ambiente. Em alguns casos esse aporte de energia pode ser bastante relevante. Em Incropera (2005) é apresentada uma metodologia para o cálculo do aporte de condensação para uma placa plana imersa em vapor saturado, com base em Gobbé (1983) foi feita uma adaptação dessas fórmulas de modo que se possa calcular o aporte de energia para placas imersas em misturas de vapor d'água e ar seco. A seguir será descrita a metodologia para tal cálculo, lembrando que de acordo com Gobbé (1983) as propriedades solicitadas nas fórmulas devem ser calculadas para a água saturada na temperatura de orvalho.

Um termo é adicionado ao calor latente para incluir neste os efeitos da advecção térmica. Em lugar do calor latente h_{lv} , Rosenow recomenda h'_{lv} conforme mostra a EQUAÇÃO (3.22).

$$h'_{lv} = h_{lv} + 0,68c_{p,l}(T_{sat} - T_{mp}) \quad (3.22)$$

Onde c_{pl} é o calor específico da água líquida saturada e T_{sat} é a temperatura de orvalho. Continuando os cálculos, já é possível calcular o coeficiente referente à condensação, conforme mostra a EQUAÇÃO (3.23).

$$H_{cond} = 0,943 \left[\frac{\rho_{la} g (\rho_{la} - \rho_{va}) h_{lv}^3 k_l^3}{\mu_{la} (T_{sat} - T_{sup}) h_p} \right]^{1/4} \quad (3.23)$$

Onde ρ_{la} é a massa específica da água líquida saturada, ρ_{va} é a massa específica do vapor saturado e μ_{la} é viscosidade dinâmica da água líquida saturada. De posse dos três aportes de energia, o somatório destes constitui o U.

3.4.4- Metodologia de simulação

Foram fornecidos ao modelo os dados de entrada, como mostra a FIG 3.3. Além disso, forneceram-se as condições iniciais das equações constituintes do modelo, como os perfis espaciais das propriedades termodinâmicas do fluido e o perfil de temperatura da parede do tubo. Os subseqüentes dados de saída também estão bem explicitados na FIG 3.3.

O sistema de equações já descrito foi montado no software Fortran. Este sistema é resolvido para cada instante de tempo, sendo que para cada tempo se arbitra o valor da pressão de evaporação. O modelo calcula todo o perfil espacial do evaporador chegando em fim ao último volume de controle. O modelo do compressor calcula a vazão mássica imposta por ele, essa vazão é comparada à vazão de saída do último volume de controle do evaporador. Caso o valor da vazão imposta pelo compressor não coincida com a vazão fornecida pelo modelo do evaporador uma nova pressão de evaporação é estimada, sendo essa corrigida pelo método de Newton Raphson. Tal processo é iterativo, sendo repetido até que o valor seja convergido. Vencida essa etapa, o modelo segue para o cálculo do balanço de energia externa, o sistema de equações que rege esse balanço objetiva encontrar a temperatura da parede do tubo, se a temperatura encontrada não coincidir com o perfil de temperatura da parede que foi arbitrado inicialmente todo o processo é reiniciado e os cálculos são repetidos até que essas temperaturas se estabilizem.

A seguir a FIG 3.5 mostra um fluxograma detalhado do modelo do evaporador estático.

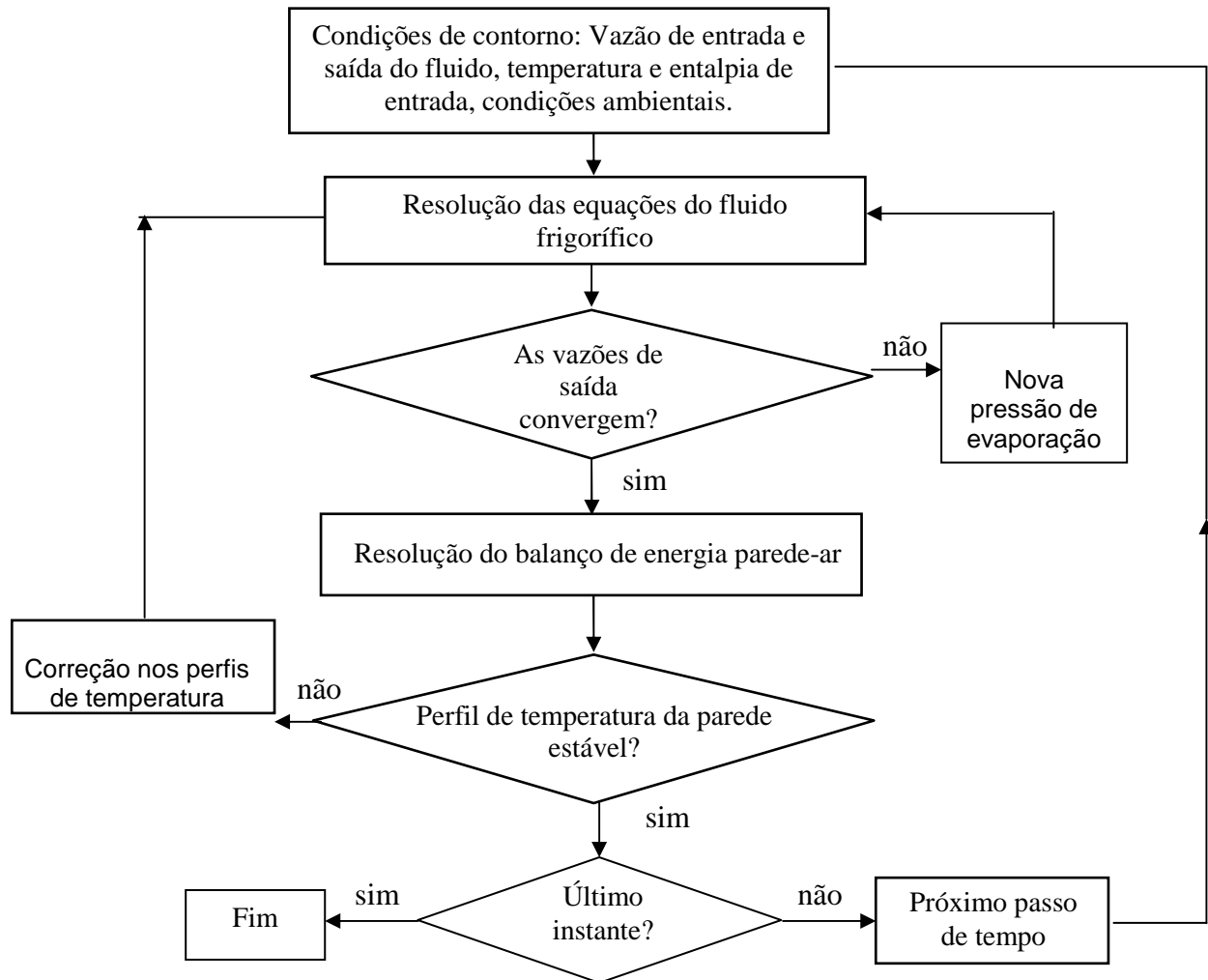


FIGURA 3.5. - Fluxograma do modelo do evaporador.

4- RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1-Evaporador estático

A raiz do modelo foi elaborada a partir de dados médios de umidade relativa (75%) pressão (103 kpa) e temperatura (25°C), as dimensões bases foram concebidas através do evaporador estático dimensionado em Nunes (2007). A seguir serão explicitados os resultados obtidos para o evaporador funcionando nessas condições.

O GRA 4.1 apresenta a evolução temporal da temperatura de evaporação, já a GRA 4.2 apresenta a evolução da grau de superaquecimento no tempo. A evolução da quantidade de massa no evaporador é mostrada na GRA 4.3. Para a análise da vazão foram elaborados o GRA 4.4 e o GRA 4.5 que apresentam a evolução da vazão mássica de entrada e a evolução da vazão mássica de saída, respectivamente.

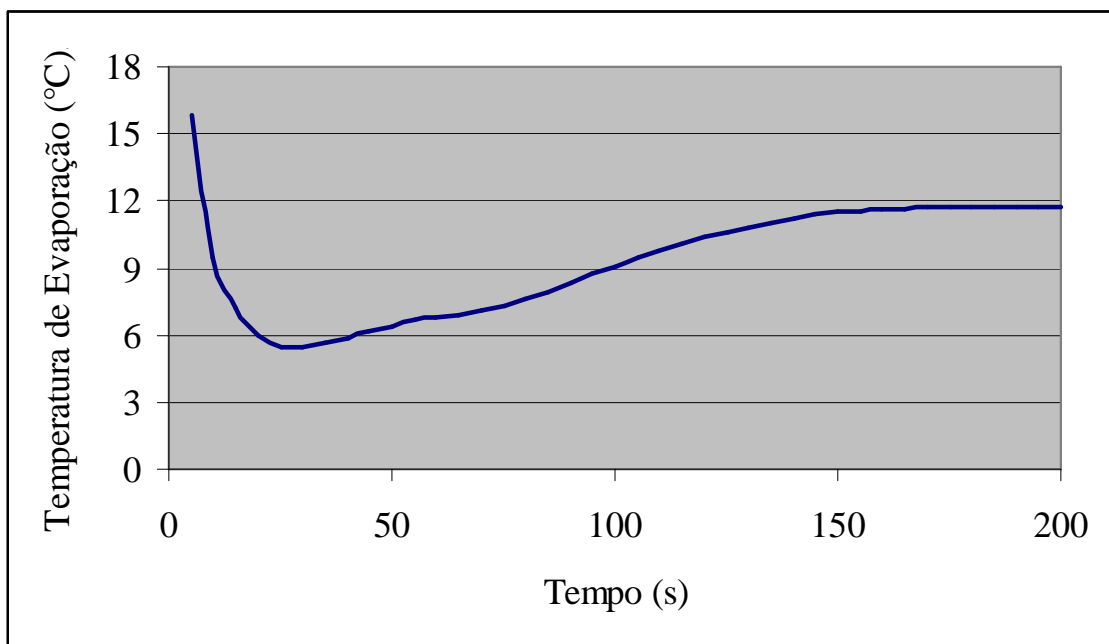


GRÁFICO 4.1. - Evolução da temperatura de evaporação

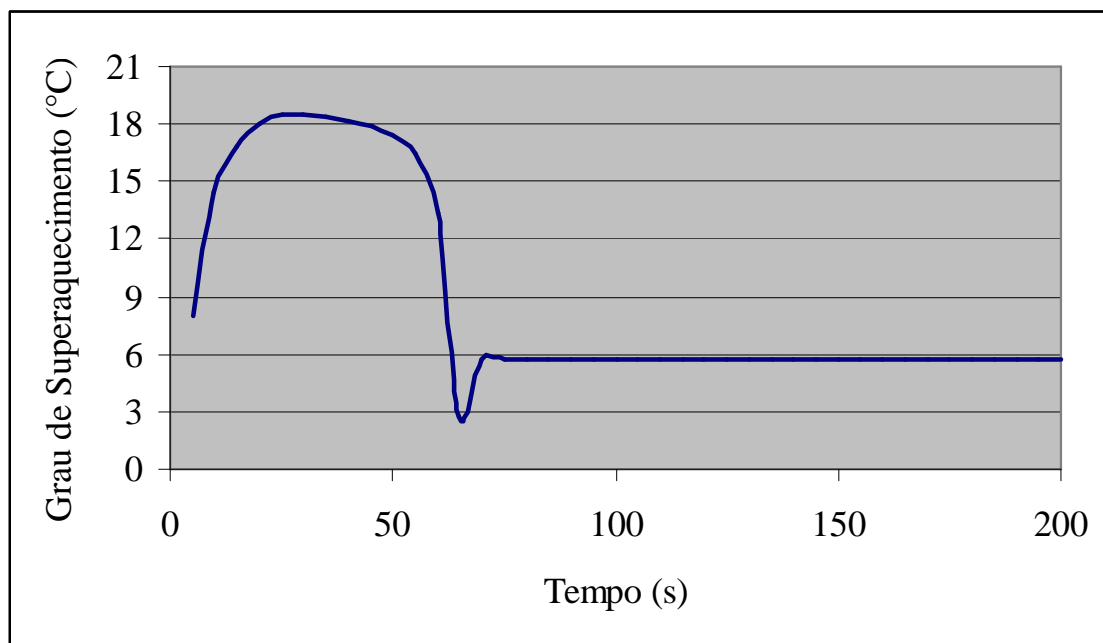


GRÁFICO 4.2. - Evolução do grau de superaquecimento

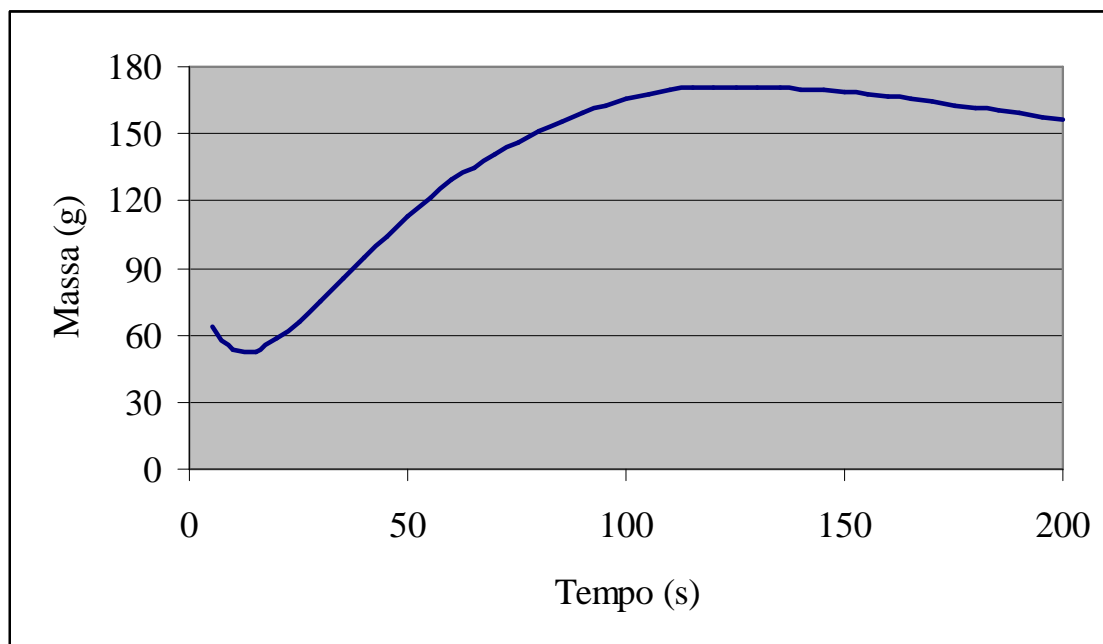


GRÁFICO 4.3. - Evolução da massa do evaporador

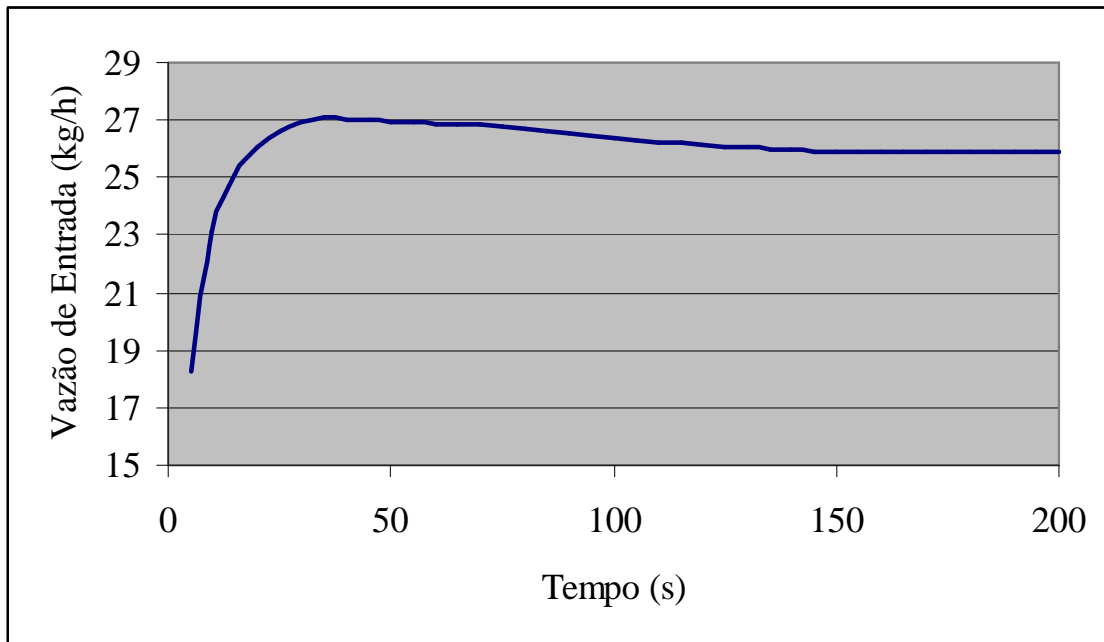


GRÁFICO 4.4. - Evolução da vazão mássica de entrada do evaporador

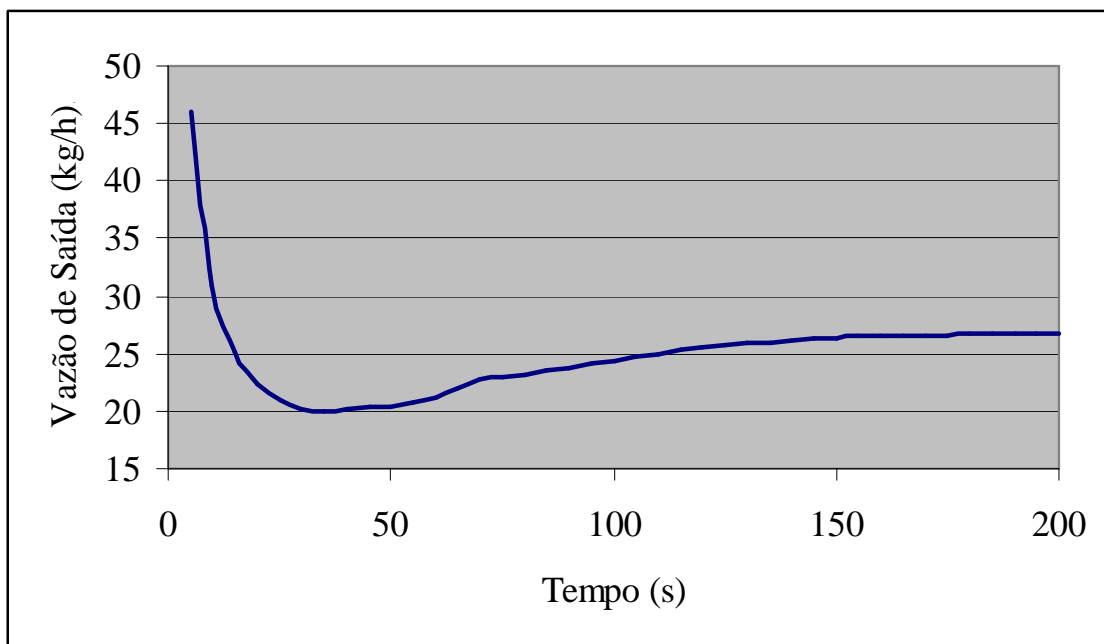


GRÁFICO 4.5. - Evolução da vazão mássica de saída do evaporador

Um estudo dos gráficos apresentados será feito posteriormente, quando além de uma análise das tendências mostradas, também será feita uma validação qualitativa dos mesmos a partir de resultados experimentais de outros autores.

As simulações realizadas incluem um teste de malha temporal e espacial, variação da temperatura ambiente, variação da umidade relativa do ar, variação da velocidade do vento, variação da massa inicial de fluido no evaporador e variação do comprimento da aleta.

4.1-Testes de malhas espacial e temporal

Este trabalho envolve uma solução numérica de um sistema de equações que ocorre em regime transiente, dessa forma uma análise do passo espacial e temporal se faz importante. Valores muito grandes ou muito pequenos podem conduzir o modelo a resultados errôneos ou simplesmente conduzi-lo a uma não convergência. Testes foram feitos simulando diferentes passos de tempo e espaço. Uma análise dos resultados a partir das diferentes malhas foi feita e assim se determinaram os valores mais apropriados para os passos de espaço e tempo.

4.1.1 Teste de malha espacial

Os GRA 4.6, GRA 4.7 e GRA 4.8 mostram a evolução temporal da temperatura de evaporação, vazão de entrada e vazão de saída com diferentes volumes de controle. Simulações foram feitas variando-se o comprimento de cada volume de controle (dz), o que conseqüentemente acabou por variar o número de volumes de controle (n) do modelo.

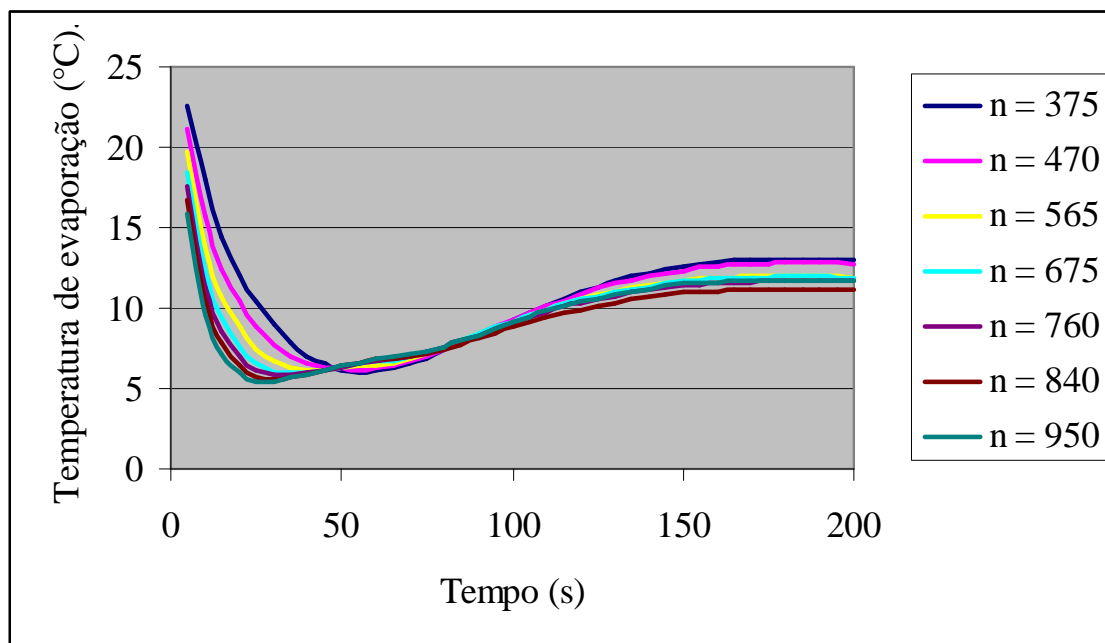


GRÁFICO 4.6. - Influência do número de volumes de controle na temperatura de evaporação

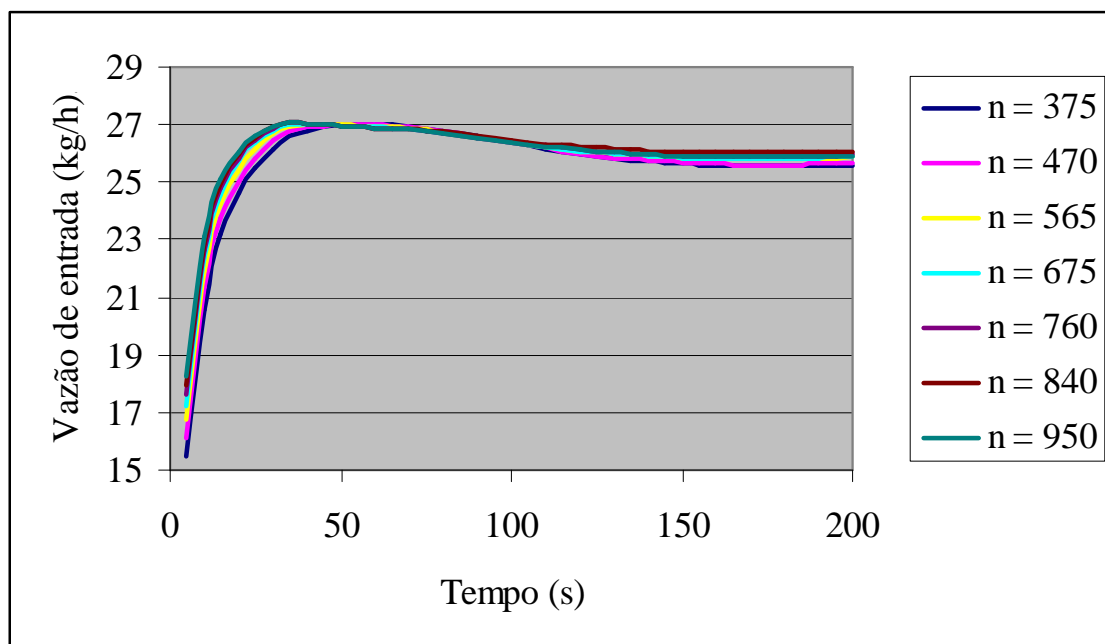


GRÁFICO 4.7. - Influência do número de volumes de controle na vazão de entrada

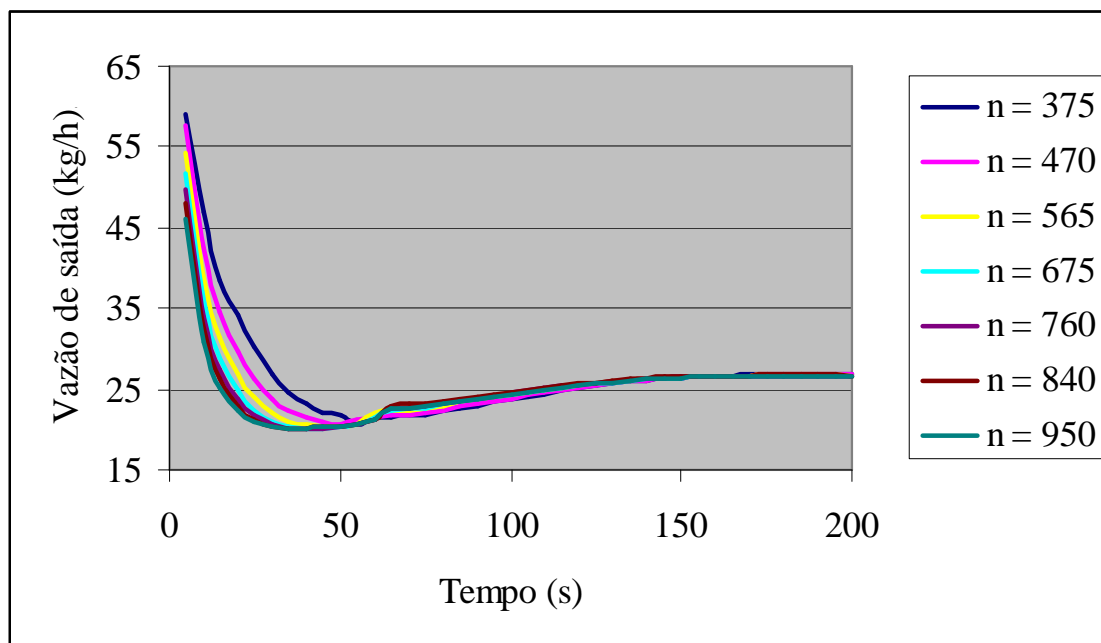


GRÁFICO 4.8. - Influência do número de volumes de controle na vazão de saída

Só foi possível fazer o modelo rodar com um número de volumes de controle maior que 375, a partir daí foi se refinando a malha gradativamente até um n igual a 950, transcendido esse valor o modelo também parou de rodar. Isso se deve ao fato de que quando Δz é muito grande temos uma perda de precisão nos cálculos o que acarreta uma instabilidade nas convergências, já quando Δz é muito pequeno o tempo de passagem do fluido é da mesma ordem de grandeza ou até menor que o passo de tempo do modelo.

No intervalo de 565 a 950, a temperatura de evaporação, a vazão de entrada e a vazão de saída se mostram extremamente estáveis, sobretudo para instantes maiores que 50 segundos. Dessa forma pode-se afirmar que qualquer valor para número de volume de controle que se adote ente 565 e 950 é válido para este modelo, optou-se então por adotar $n=950$, já que o acréscimo de tempo de processamento para as diferentes malhas é insignificante.

4.1.2 Teste de malha temporal

Testes semelhantes ao da malha espacial foram feitos para a malha temporal. Variou-se o passo de tempo (dt) em 2s; 3s; 4s; 5s; 6s; 7s; 8s; 9s; 10s. Para valores menores que 2s e maiores que 10s o modelo não atingiu a convergência.

No intervalo em que houve a convergência não se identifica grandes alterações na evolução da vazão de entrada e da vazão de saída, já na evolução temporal da temperatura de evaporação o teste feito com dt igual a 3s destoa dos demais como mostram o GRA 4.9, GRA 4.10 e o GRA 4.11.

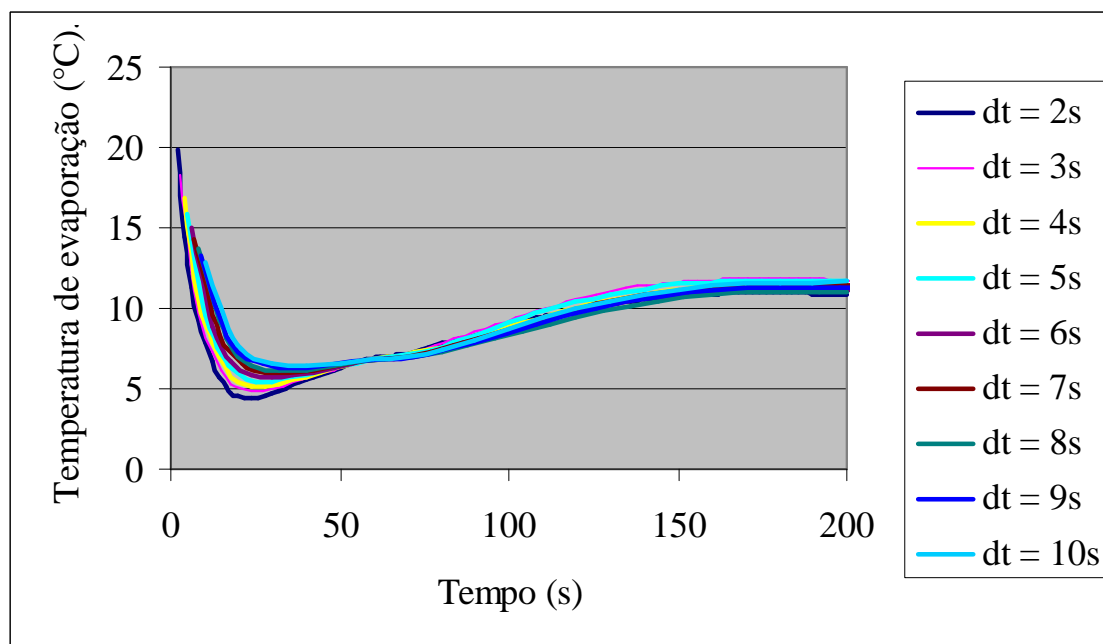


GRÁFICO 4.9. - Influência do intervalo de tempo na temperatura de evaporação

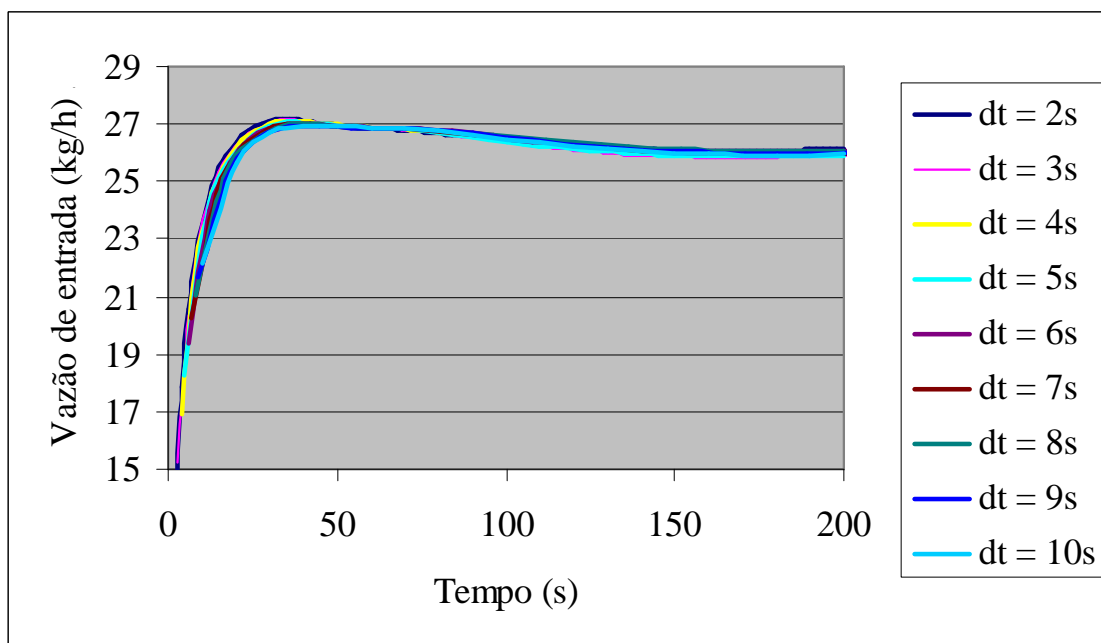


GRÁFICO 4.10. - - Influência do intervalo de tempo na vazão de entrada

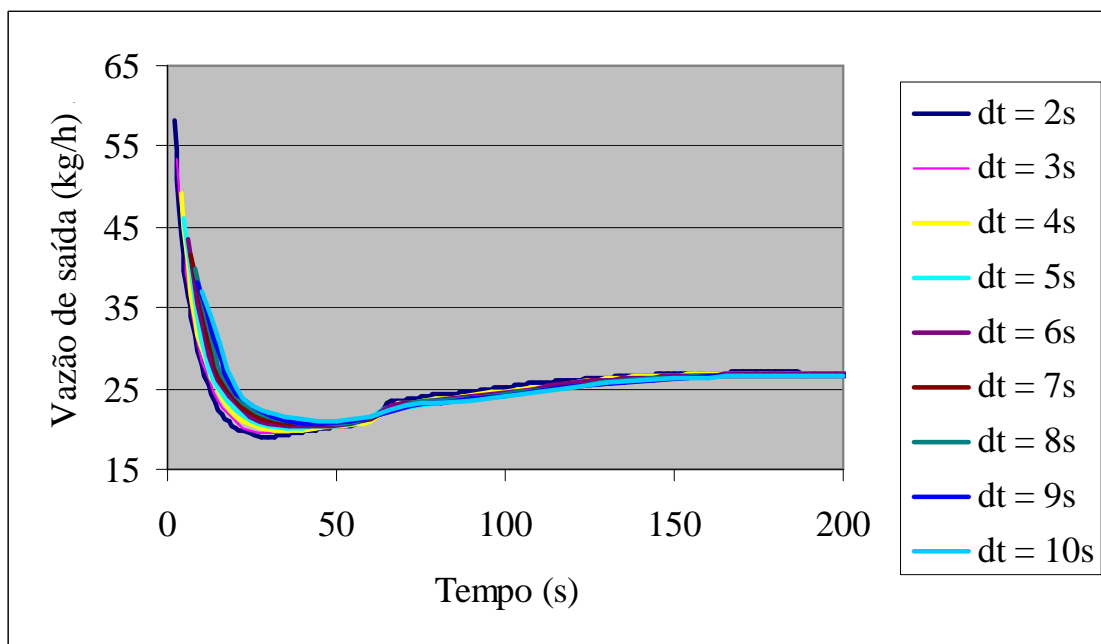


GRÁFICO 4.11. - - Influência do intervalo de tempo na vazão de saída

Como não foram verificadas grandes alterações. Optou-se, como a exemplo dos trabalhos de Maia (2005) e Maia (2007) em se utilizar o Δt igual a 5 s como base nas simulações deste trabalho.

4.2 – Simulações da massa inicial

Um dos valores de entrada do modelo é a massa inicial de fluido frigorífico no evaporador. Não foi possível determinar tal massa com exatidão, por isso para os testes do modelo foi estimado um valor para massa, baseado em Maia (2005). O que se espera do modelo é que depois de estimado tal valor, este se estabilize após alguns segundos e que a vazão de entrada e saída se igualem deixando o valor da massa constante.

A GRA 4.12 mostra a variação da temperatura de evaporação ao longo do tempo, para diferentes valores de massa inicial. Como era de se esperar, quanto menor o valor da massa inicial, menor a temperatura de evaporação na partida, isso se deve ao fato de que para valores de carga térmica igual, uma menor massa experimenta uma maior variação de temperatura. Porém ao longo do tempo a massa dentro do evaporador se estabiliza em decorrência das vazões de entrada e saída se igualarem como mostram o GRA 4.13 e o GRA 4.14. As temperaturas de evaporação tendem para um mesmo valor independente da massa inicial, assim como a massa de fluido no evaporador convergem para valores iguais, GRA 4.15.

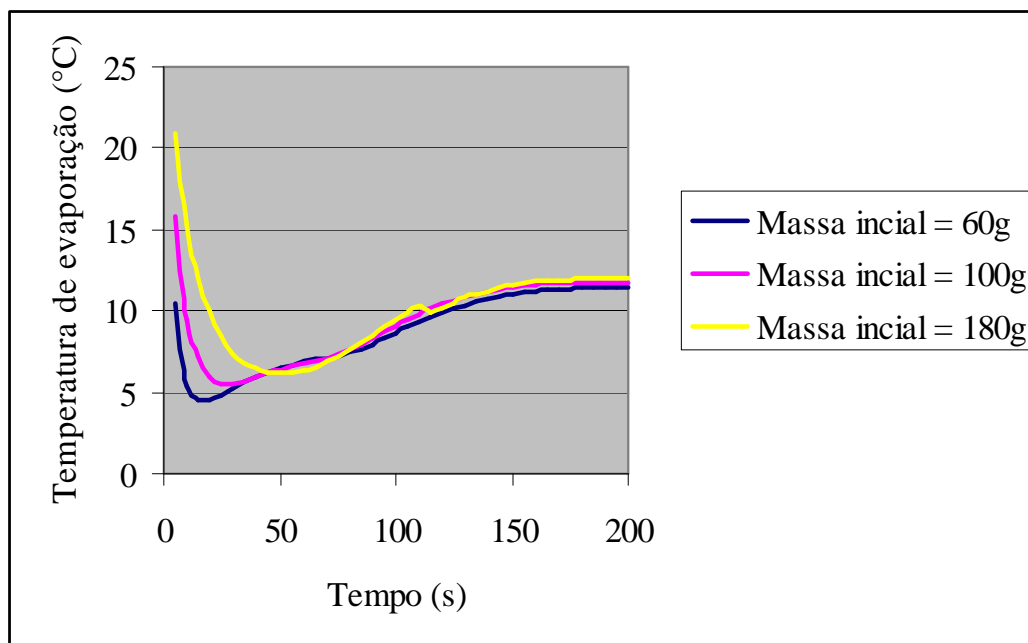


GRÁFICO 4.12. - Influência da massa inicial na temperatura de evaporação

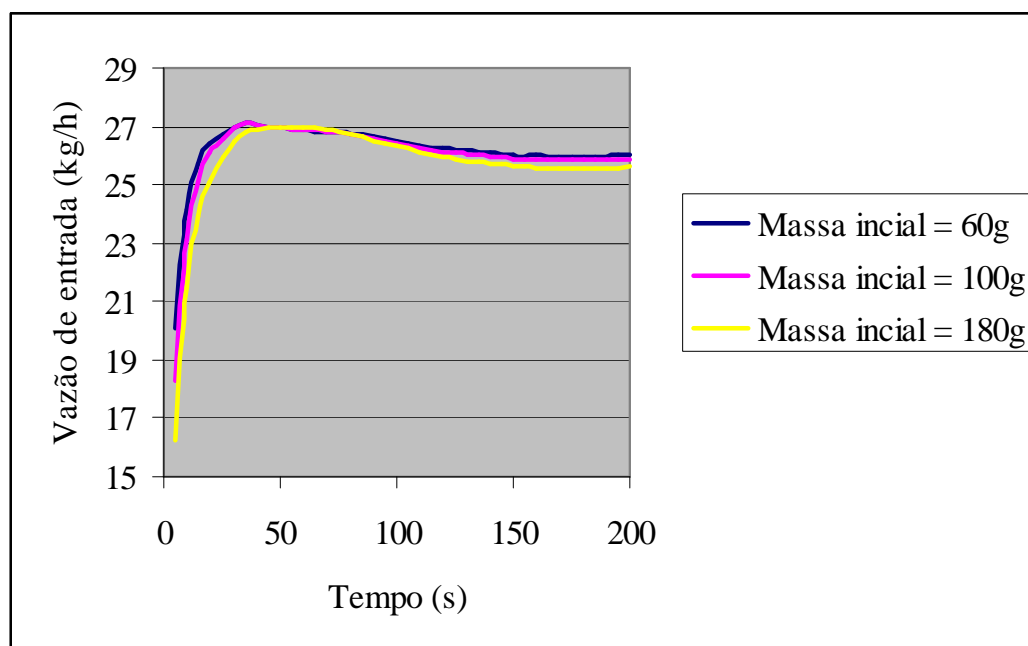


GRÁFICO 4.13. - Influência da massa inicial na vazão de entrada

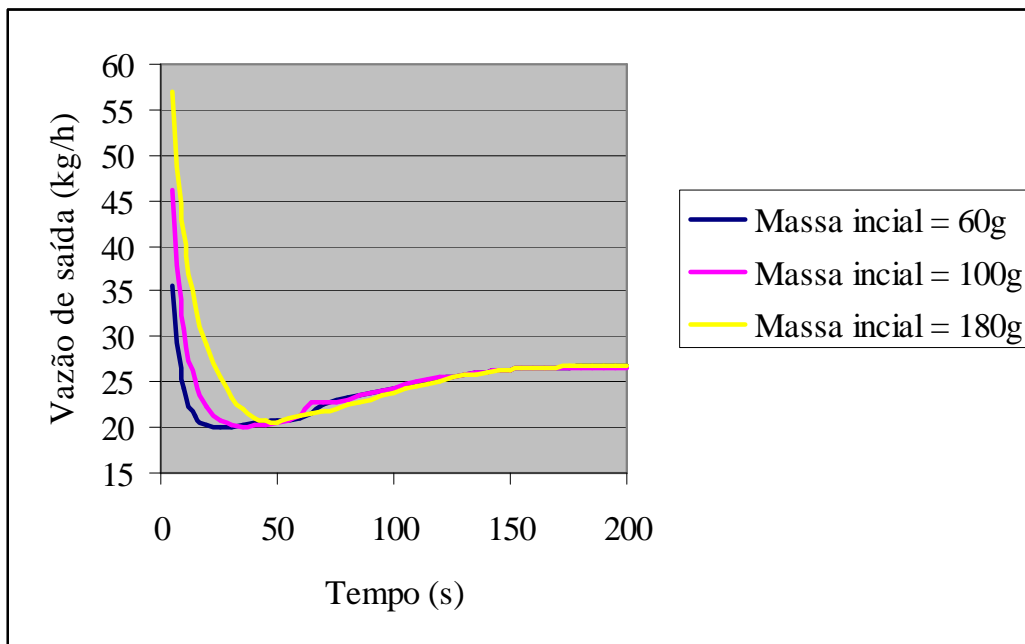


GRÁFICO 4.14. - Influência da massa inicial na vazão de saída

O GRA 4.15 mostra a evolução da massa de fluido refrigerante dentro do evaporador para diferentes massas iniciais. A massa converge para um valor que independe da estimativa inicial para a massa, como mostra o gráfico.

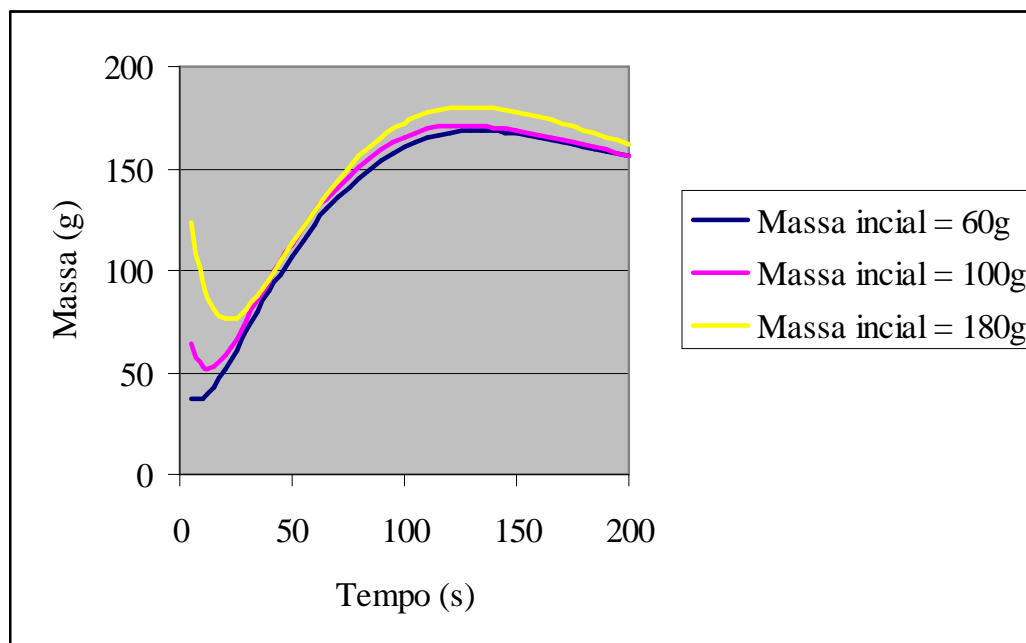


GRÁFICO 4.15. - Evolução da quantidade de massa no evaporador para diferentes massas iniciais

4.3 – Simulações da temperatura ambiente

Devido ao fato do evaporador estático ficar exposto ao ar ambiente este enfrentará ao longo do dia e do ano grandes variações de temperatura. Dessa forma, é importante que se conheça o comportamento do evaporador mediante as variações da temperatura ambiente.

Durante as simulações, variou-se a temperatura ambiente de 15°C a 35°C. As simulações procuraram prever uma possível tendência do evaporador em resposta ao aumento gradativo da temperatura de evaporação.

O GRA 4.16 mostra a evolução temporal da temperatura de evaporação em diferentes situações de temperatura ambiente.

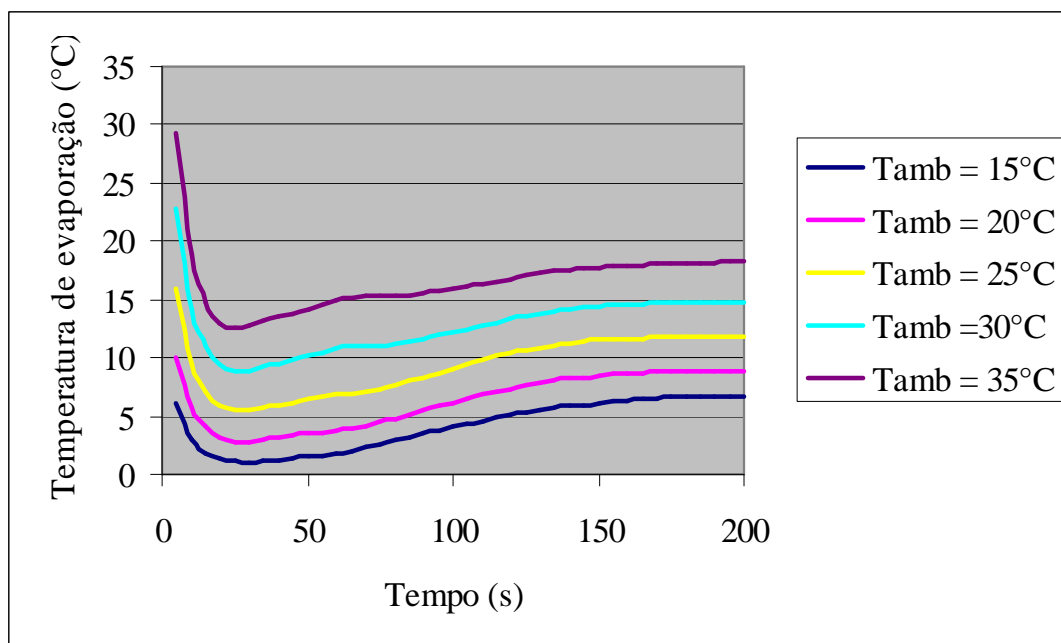


GRÁFICO 4.16. - Influência da temperatura ambiente na temperatura de evaporação

Como era de se esperar, o gráfico mostra um aumento da temperatura de evaporação com o aumento da temperatura ambiente. Durante a passagem do fluido frigorífico pelo evaporador este, recebe calor do ambiente, um ambiente com uma temperatura maior fornecerá uma carga térmica maior o que resulta em um aumento na temperatura de evaporação. Além disso, o fluido refrigerante já parte de uma temperatura mais alta em temperaturas ambientes mais elevadas.

A seguir, GRA 4.17 e GRA 4.18, mostram a resposta da vazão de entrada e da vazão de saída a um aumento gradativo da temperatura ambiente.

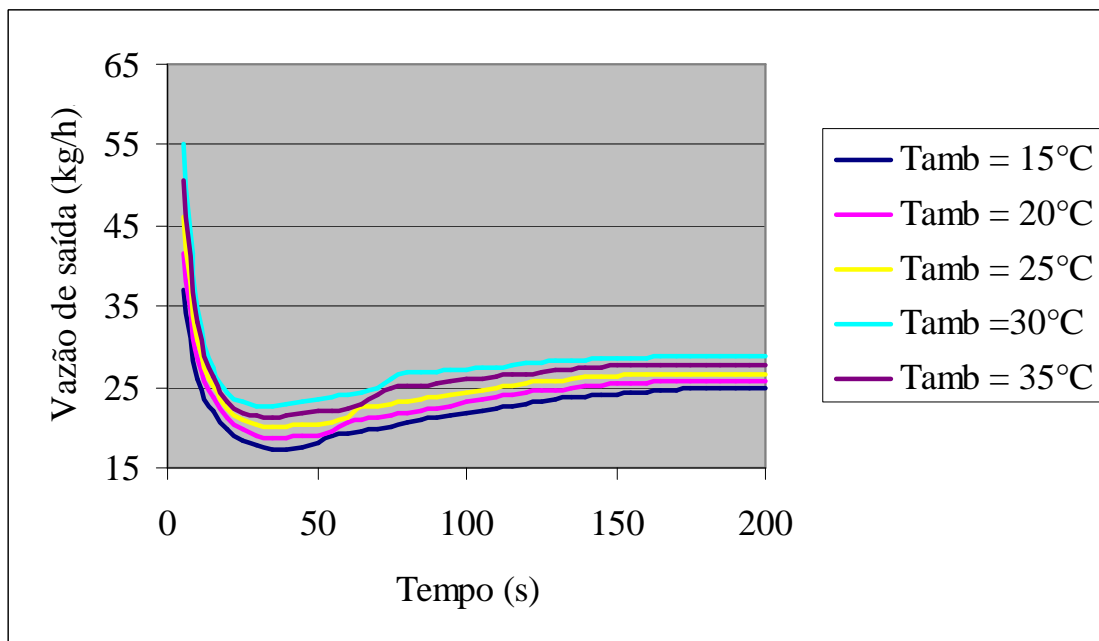


GRÁFICO 4.17. - Influência da temperatura ambiente na vazão de entrada

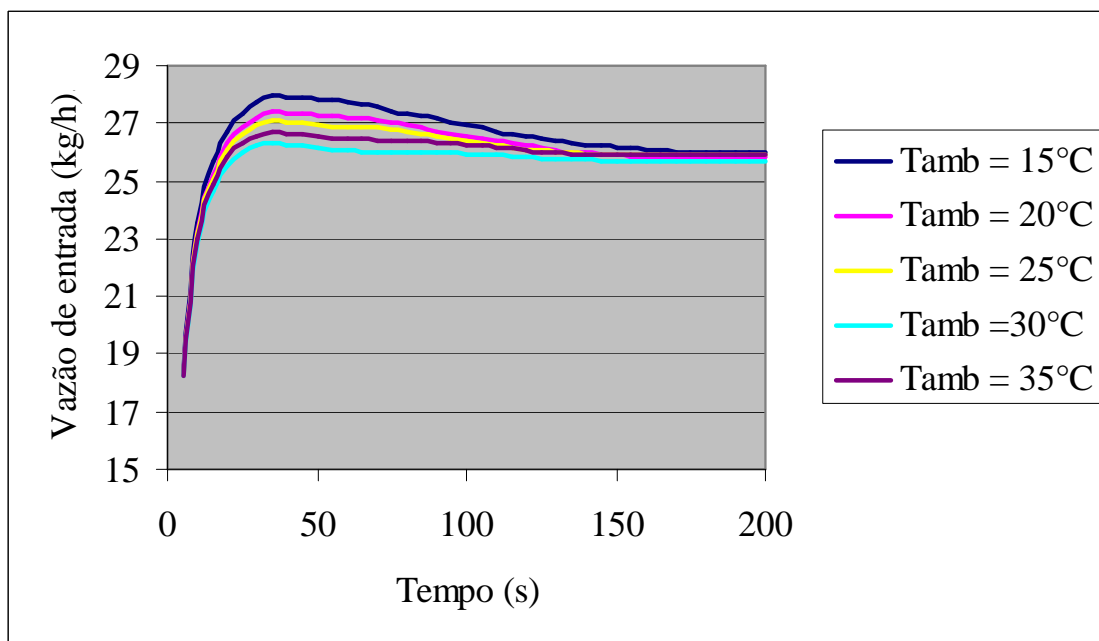


GRÁFICO 4.18. - Influência da temperatura ambiente na vazão de saída

Ao contrário do que ocorreu com a temperatura de evaporação, as vazões não apresentaram mudança significativas em decorrente da mudança da temperatura ambiente.

A partir dessas simulações, conclui-se que a temperatura ambiente terá influencia no desempenho da bomba de calor. Uma variação na temperatura de evaporação provocará mudanças no trabalho de compressão, assim fez-se o cálculo do COP (Coeficiente de Performance) para as diferentes temperaturas ambientes, como mostra o GRA 4.19.

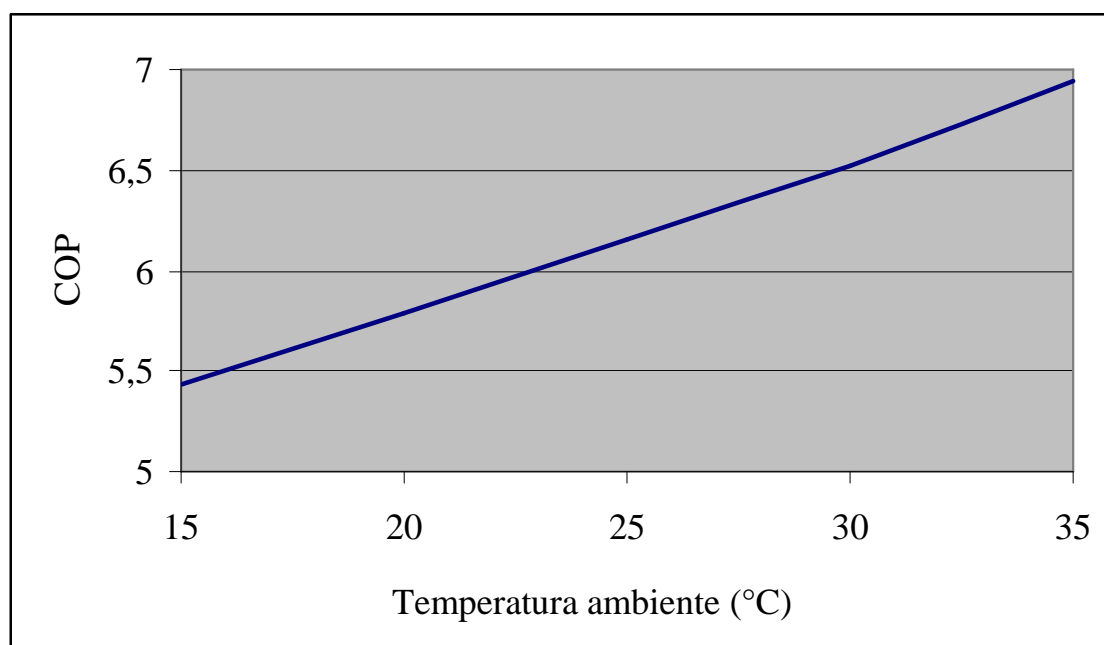


GRÁFICO 4.19. - Variação do COP com a temperatura ambiente

O cálculo do COP foi feito com a temperatura de evaporação já estabilizada. O gráfico confirma o que já era esperado. A alteração na temperatura ambiente tem papel significativo no rendimento da BDC. A curva mostra uma tendência que indica que um aumento na temperatura ambiente causa um aumento no COP da bomba de calor, o que já era de se esperar já que um aumento na temperatura ambiente acarreta em um maior coeficiente convectivo externo além do próprio fluido já partir de uma temperatura mais alta, diminuindo assim, o trabalho de compressão.

4.4 - Simulações da umidade relativa

Outra condição ambiente importante de ser observada é a umidade relativa. Devido ao aporte de energia da condensação, que influencia diretamente no coeficiente convectivo externo, a umidade relativa pode ter papel importante na operação do evaporador estático. Dessa forma simularam-se quatro situações, onde a umidade varia de 25% a 100%. O GRA 4.20 mostra os resultados para a temperatura de evaporação, enquanto o GRA 4.21 mostra essa influência no grau de superaquecimento.

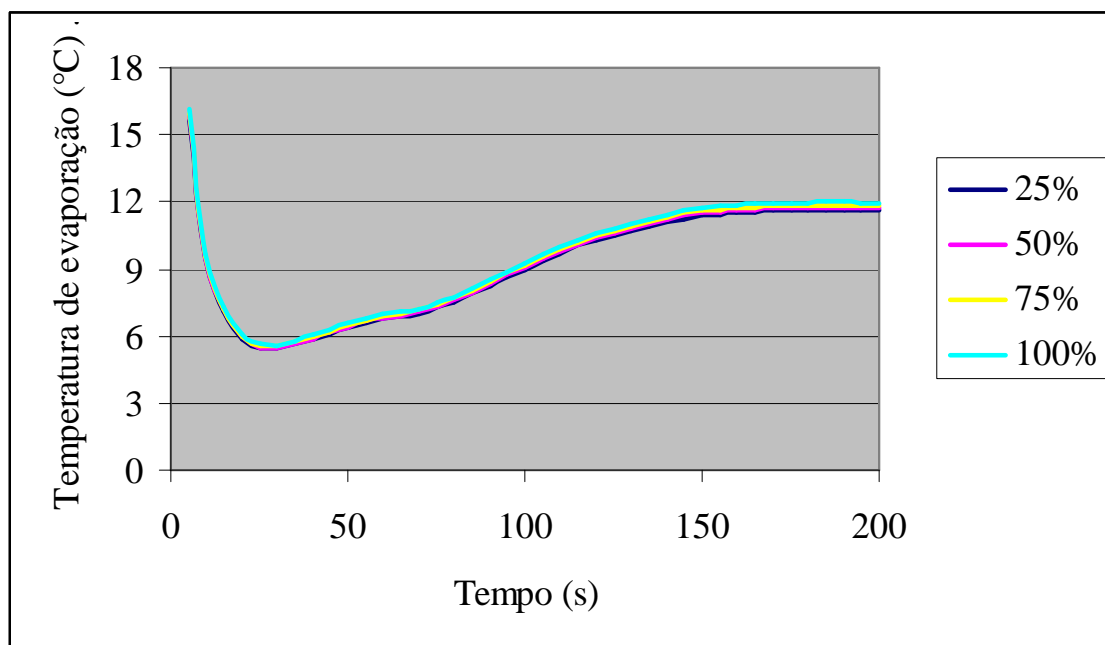


GRÁFICO 4.20. - Temperatura de evaporação com diferentes umidades relativas

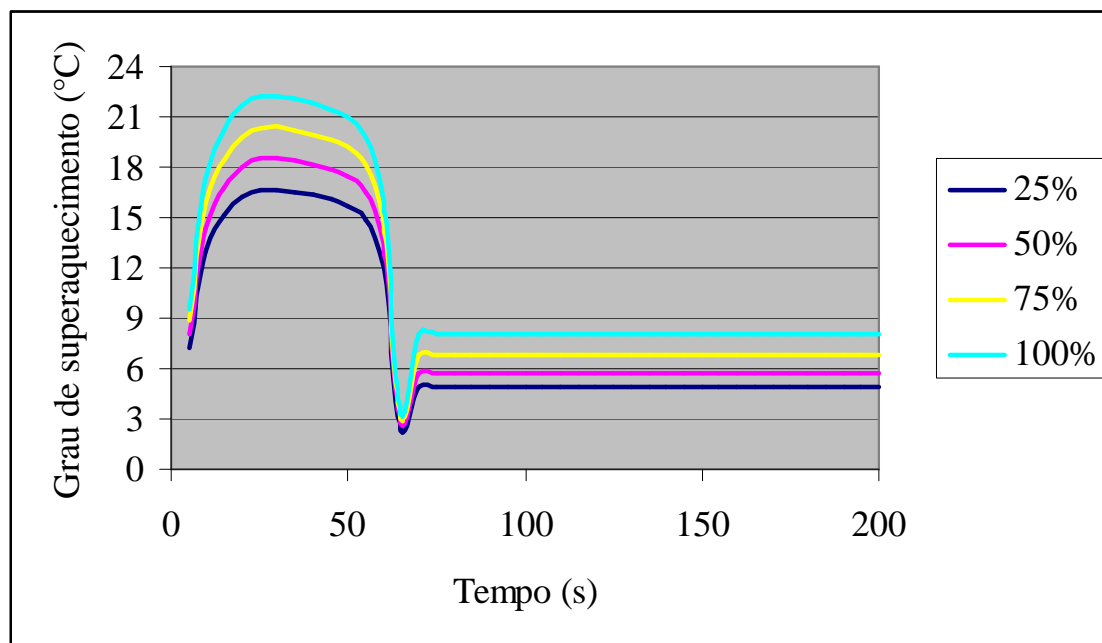


GRÁFICO 4.21. - Grau de superaquecimento com diferentes umidades relativas

Diferentemente das simulações da temperatura ambiente, a temperatura de evaporação se manteve praticamente inalterada para as várias umidades relativas. Conclui-se que a mudança no coeficiente convectivo externo ocasionada pela mudança na umidade relativa não foi o suficiente para alterar a temperatura de evaporação. Porém, o grau de superaquecimento teve um acréscimo com o aumento da umidade relativa, o que era previsível, já que o aumento da umidade relativa eleva o aporte de energia da condensação o que contribui com uma maior carga térmica para o evaporador. Porém apenas este aumento no grau de superaquecimento não foi o suficiente para proporcionar mudanças significativas no COP.

4.5 - Simulações da velocidade do vento

Considerando que existe a possibilidade do evaporador ser alocado na parte externa da residência, é preciso considerar que este estará sujeito a uma convecção forçada, devido à velocidade do vento. Assim, fez-se necessário uma simulação da velocidade do vento.

De acordo com Prudente (2006) a velocidade de vento média na região metropolitana de Belo Horizonte varia de 0 m/s a 6 m/s. Dessa forma foram plotados o GRA 4.22 e o GRA 4.23.

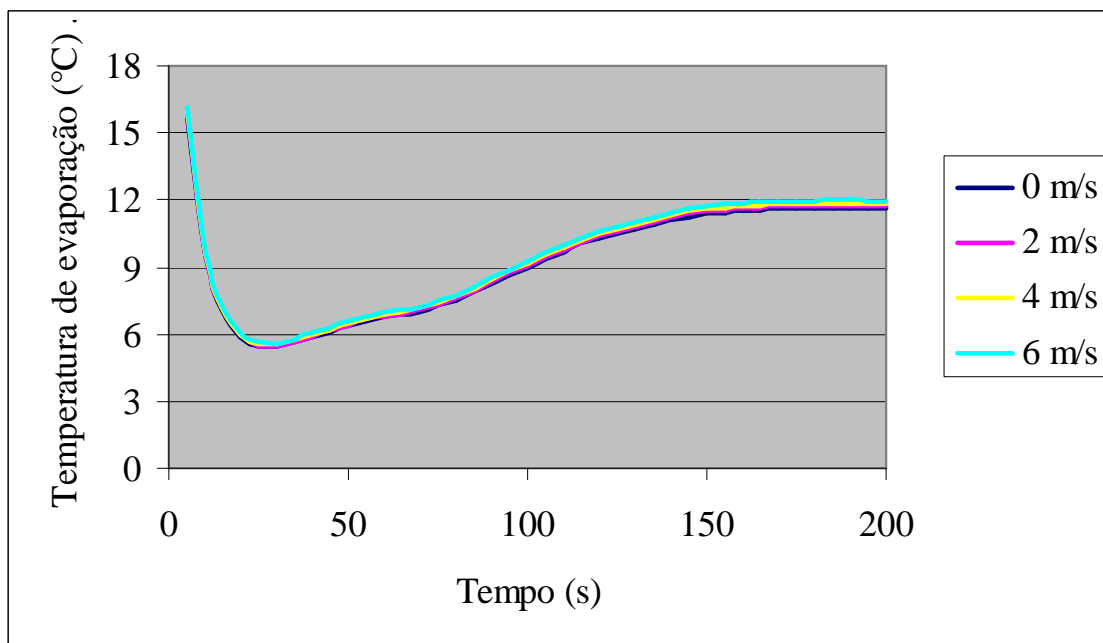


GRÁFICO 4.22. - Temperatura de evaporação com diferentes velocidades do vento

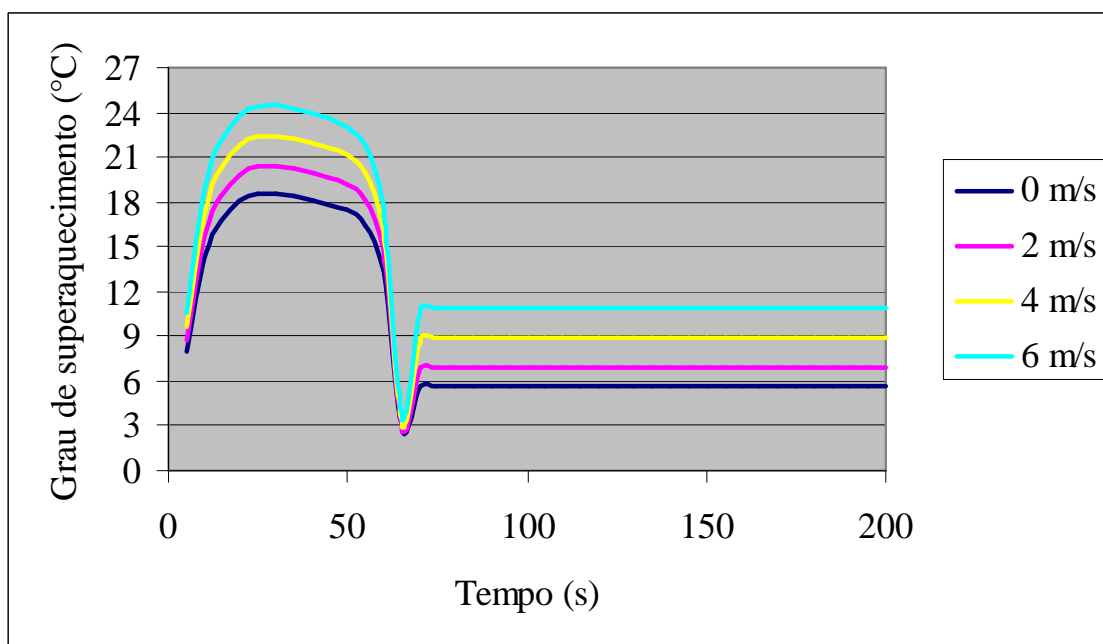


GRÁFICO 4.23. - Grau de superaquecimento com diferentes velocidades do vento

Os resultados foram semelhantes aos das simulações da umidade relativa. A mudança na velocidade do vento não influenciou na temperatura de evaporação, porém o aumento da carga térmica fez com que o grau de superaquecimento também aumentasse. Comportamento semelhante ao da mudança na umidade relativa.

4.6 - Simulações do comprimento da aleta

Um dos objetivos desse trabalho é conhecer o funcionamento detalhado do evaporador estático e a partir disso ser capaz de dimensioná-lo. O evaporador do modelo base consiste em uma aleta plana de cobre com 1 mm de espessura por onde passa um tubo circular com 6,35 mm de diâmetro, a FIG 4.1 ilustra suas dimensões.

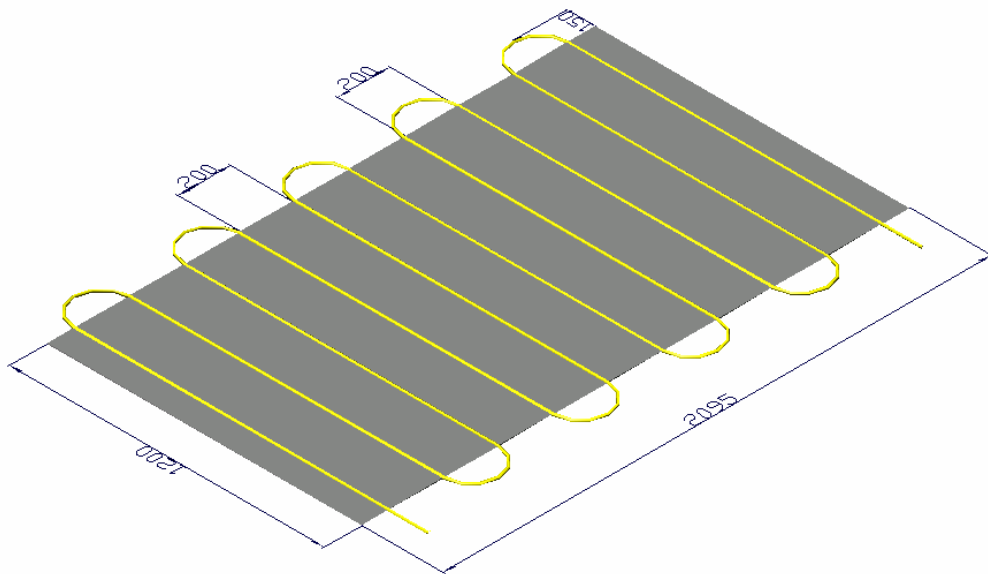


FIGURA 4.1. - Evaporador estático e suas dimensões em milímetros

Através de simulações no modelo matemático procurou-se alterar as dimensões da aleta e do comprimento do tubo de modo à sempre se manter a mesma carga térmica. Essas

simulações visaram criar diversos tipos de configurações para o evaporador com cargas térmicas iguais, dessa forma pode-se verificar qual a opção mais economicamente viável para o mesmo.

A GRA 4.24 ilustra a relação encontrada para o comprimento do tubo e o comprimento da aleta para que o evaporador se mantenha com a mesma carga térmica.

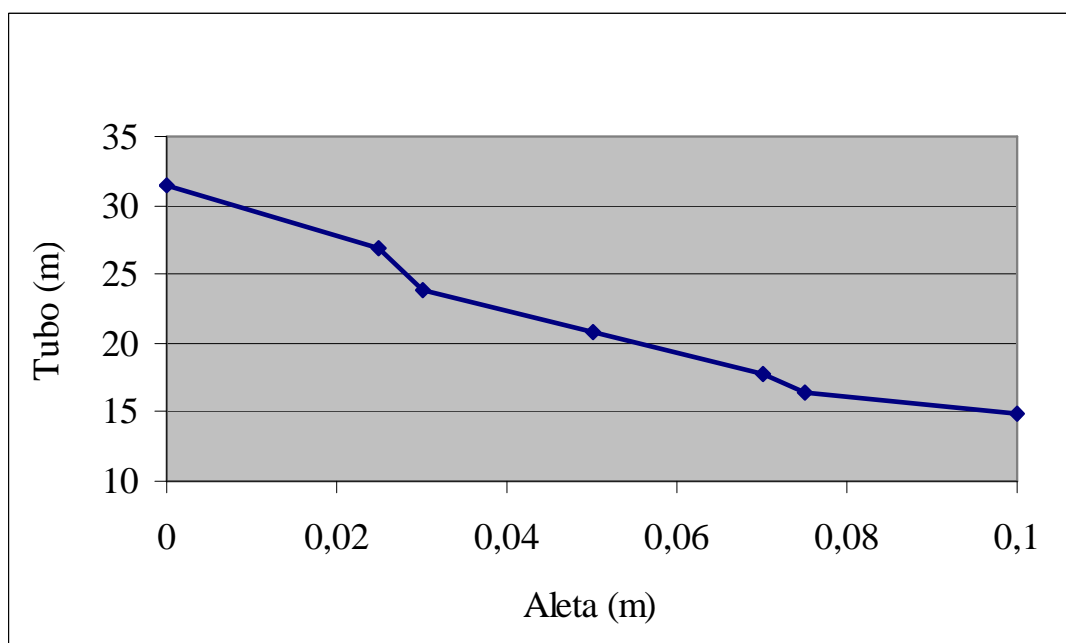


GRÁFICO 4.24. - Relação entre o comprimento do tubo e o comprimento da aleta

Utilizando essa relação pode-se fazer o cálculo do custo do evaporador para diferentes configurações. O tubo de cobre foi cotado em de R\$ 6,70 por metro de tubo. Já a placa de cobre em R\$ 38,30 por quilograma de placa. A massa de fluido ficou em R\$ 35,00 / kg. Para cotar esses produtos foi feita uma pesquisa em diversas casas do ramo. Os valores do custo de fabricação não foram levados em consideração no cálculo, pois se julga que o processo seria o mesmo independente do comprimento do tubo ou da placa.

A relação entre o preço e a eficiência da aleta é mostrada no GRA 4.25.

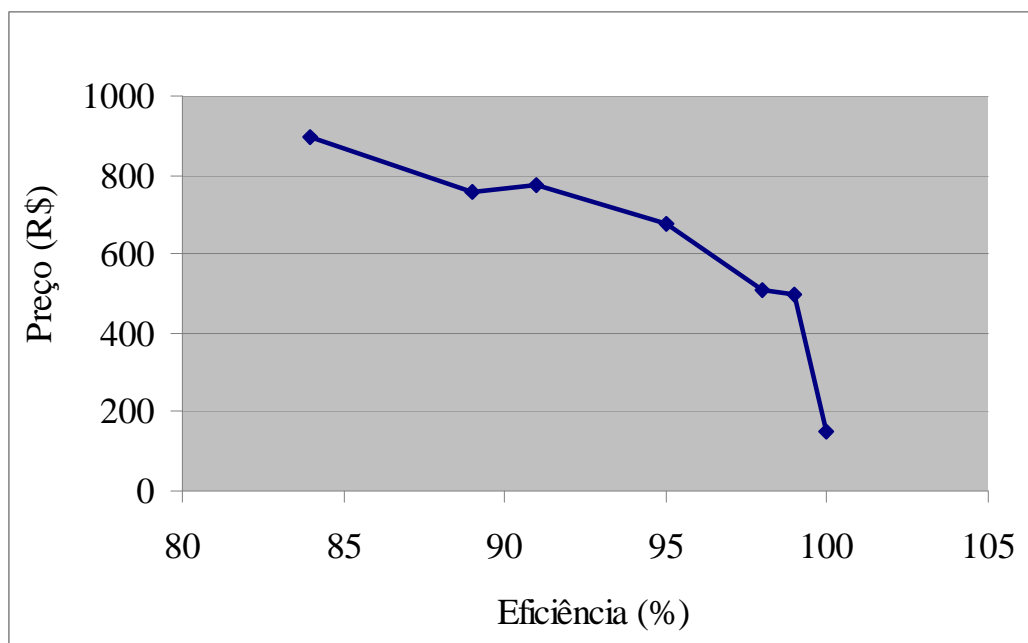


GRÁFICO 4.25. - Relação custo do evaporador e eficiência da aleta

Percebe-se que o preço cai com o aumento da eficiência da aleta. A eficiência de uma aleta é a medida da razão entre o calor real transmitido por ela e o calor transmitido se toda aleta estivesse à temperatura da base, dessa forma quanto menor o comprimento da aleta maior é sua eficiência. Durante as simulações o comprimento da aleta foi sendo diminuído até a sua não existência. A eficiência 100% foi atingida, obviamente, quando o comprimento da aleta chegou a zero, ou quando não há mais aleta.

A partir dos resultados experimentais deste teste pode-se tirar uma conclusão. Analisando somente o evaporador, devido ao alto custo da placa de cobre, é mais viável economicamente um evaporador estático não aletado. Existe uma variável que não foi analisada que é a perda de pressão que influenciaria no trabalho de compressão, mas como este trabalho trata somente do evaporador essa variável não foi analisada. Futuramente uma abordagem mais detalhada com um modelo da bomba de calor completo traria uma relação custo e eficiência que incluiria a fator perda de pressão.

5 ANÁLISE E VALIDAÇÃO QUALITATIVA

Até o momento, não foi possível fazer uma validação experimental do modelo. Os resultados encontrados nesse trabalho servirão de base para a fabricação de uma bomba de calor ar-água com evaporador estático pelo Laboratório de Refrigeração e Bomba de Calor da UFMG. Apenas depois de fabricada a BDC, que se poderão fazer os testes da validação experimental.

Apesar de não se ter resultados experimentais para comparar com o modelo, pode-se concluir, com base na análise de tais resultados e na comparação com os resultados de outros autores que estes foram bastante razoáveis. A seguir será feita uma análise da coerência física do comportamento do evaporador e posteriormente serão feitas comparações dos resultados encontrados pelo modelo com os resultados experimentais de outros autores, a esse último se dará o nome de validação qualitativa.

5.1 - Análise

O comportamento da pressão de evaporação durante a partida da bomba de calor, mostrada no GRA 5.1, pode ser analisado da seguinte maneira. Em um primeiro instante o fluido se encontra dentro do evaporador em estado inerte (pressão ambiente). Após a partida, a massa de fluido no evaporador cai devido ao fato de a vazão de saída ser maior que a vazão de entrada no início, com a quantidade de massa caindo é natural que a pressão também caia. A pressão continuará caindo até que a vazão de saída fique menor que a de entrada, isso ocorrerá aproximadamente há 20 segundos após a partida, neste momento a pressão de evaporação começa a subir. Ela subirá até o instante que as vazões irão se igualar fazendo com que a pressão se estabilize, o que acontece entre 2 e 2,5 minutos, aproximadamente.

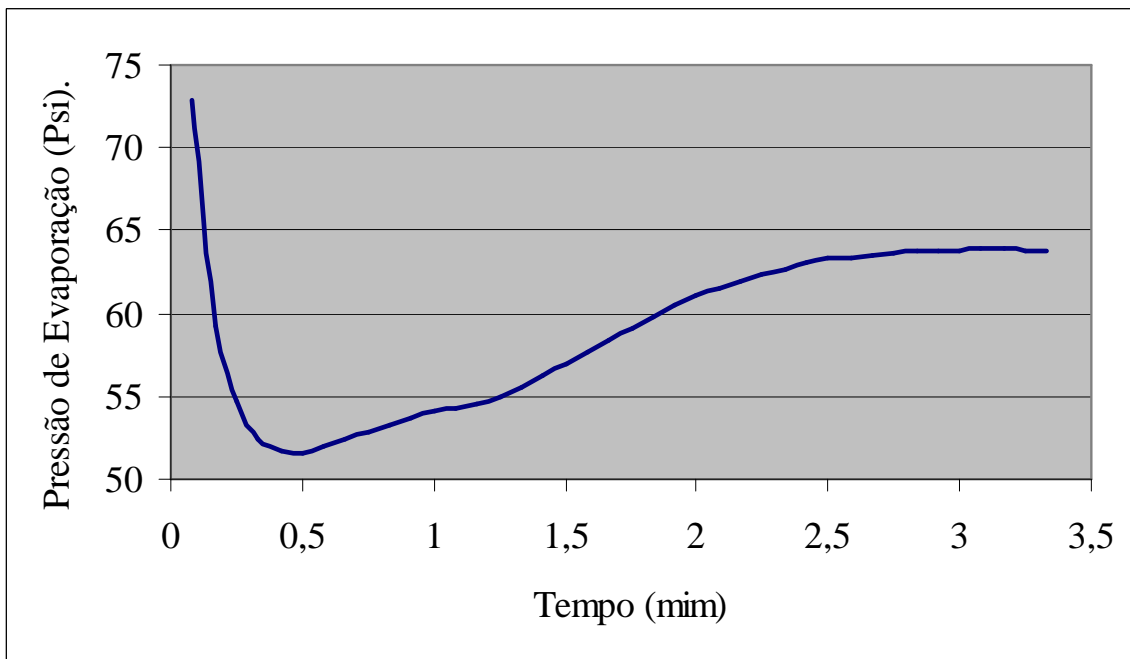


GRÁFICO 5.1. - Evolução da pressão de evaporação no tempo

O GRA 5.2 mostra as curvas de vazão de entrada e saída, é possível através deste gráfico confirmar o que se observou no GRA 5.1. O instante de aproximadamente 20 segundos, onde a vazão de entrada passa a ser maior que a de saída e o instante entre 2 e 2,5 minutos, onde as vazões se igualam e a pressão de evaporação se estabiliza.

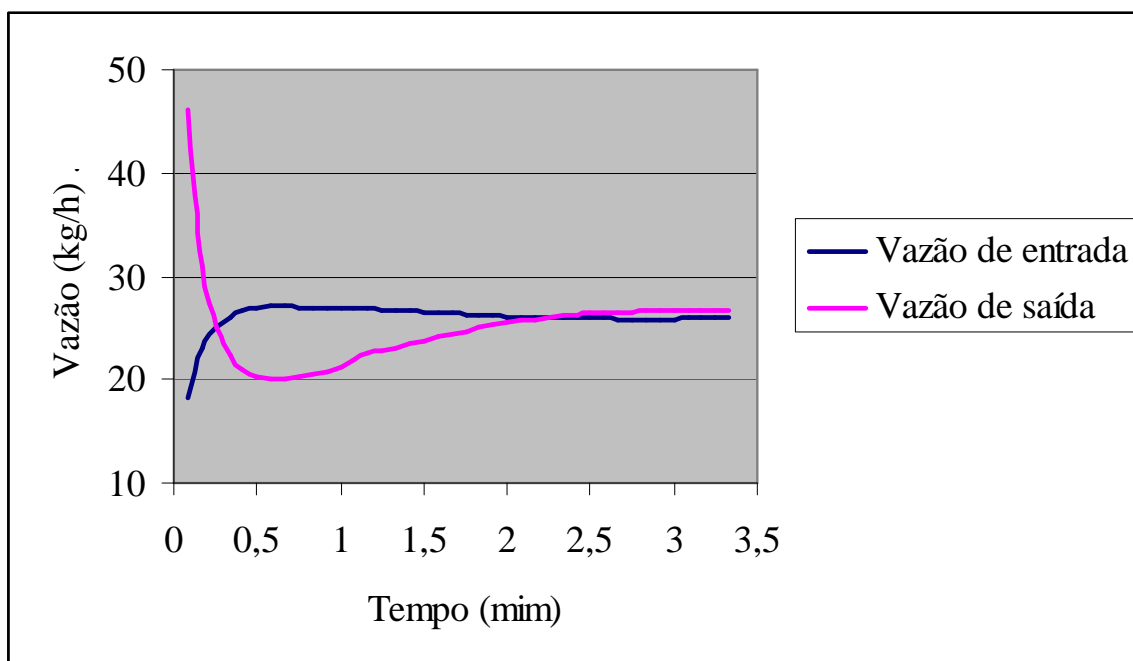


GRÁFICO 5.2. - Evolução das vazões de entrada e saída no tempo

O GRA 5.3 e o GRA 5.4 confirmam o primeiro momento em que ocorre uma diminuição na massa de fluido no evaporador, depois ocorre um aumento da massa e por fim essa se estabiliza.

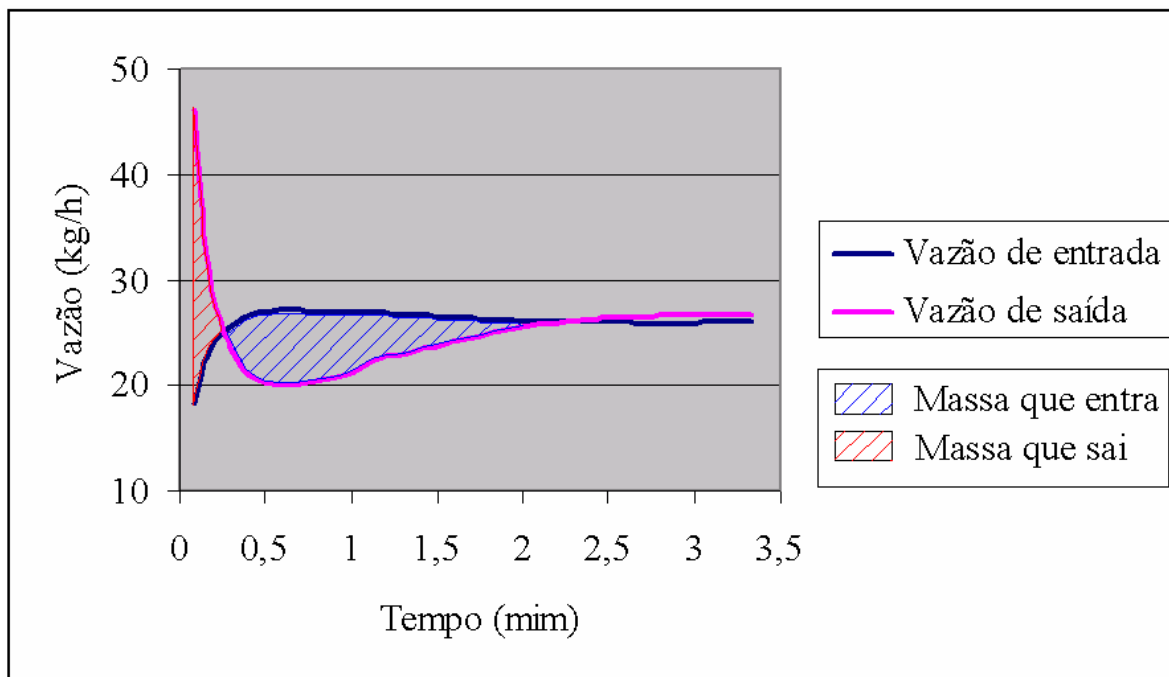


GRÁFICO 5.3. - Gráfico da evolução das vazões que mostra a alteração de massa de fluido no evaporador

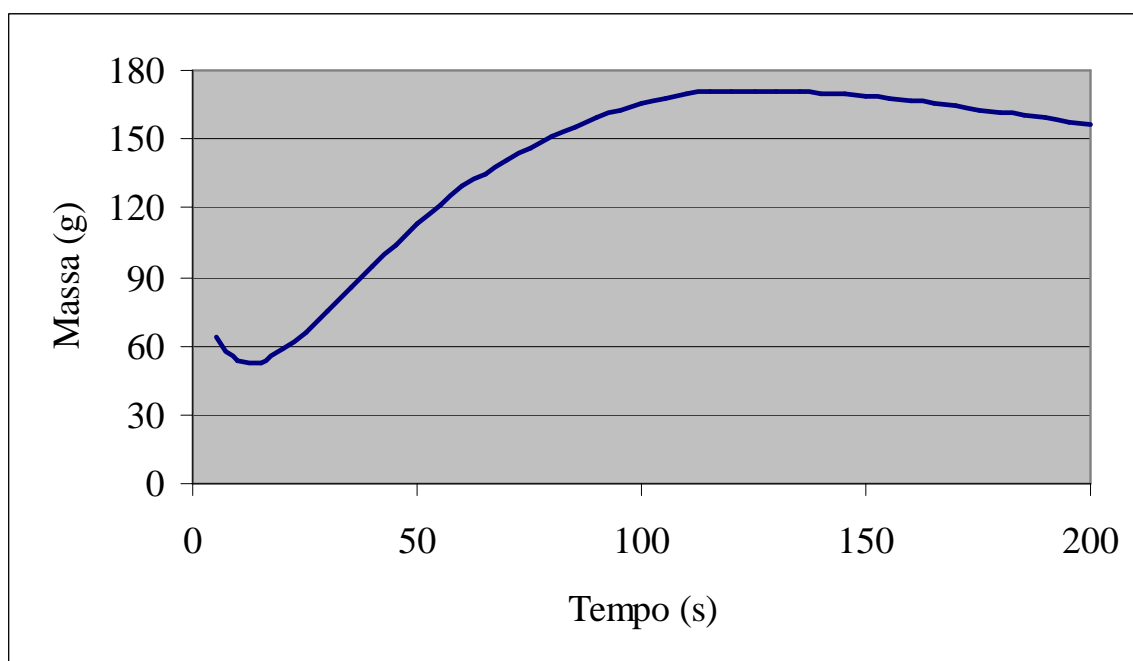


GRÁFICO 5.4 – Evolução da quantidade de massa de fluido dentro do evaporador

5.2- Validação qualitativa

Outro fator que confirma a coerência dos resultados encontrados é a comparação destes com o de outros autores. Em Macarthur (1989) tem-se um gráfico do comportamento da pressão de evaporação ao longo do tempo, GRA 5.5. Este gráfico foi obtido através de seu modelo e validação experimental. Apesar de Macarthur não ter usado um evaporador estático ou o fluido R134-a, o comportamento da curva encontrada por ele é bem semelhante a do modelo desse trabalho GRA 5.1.

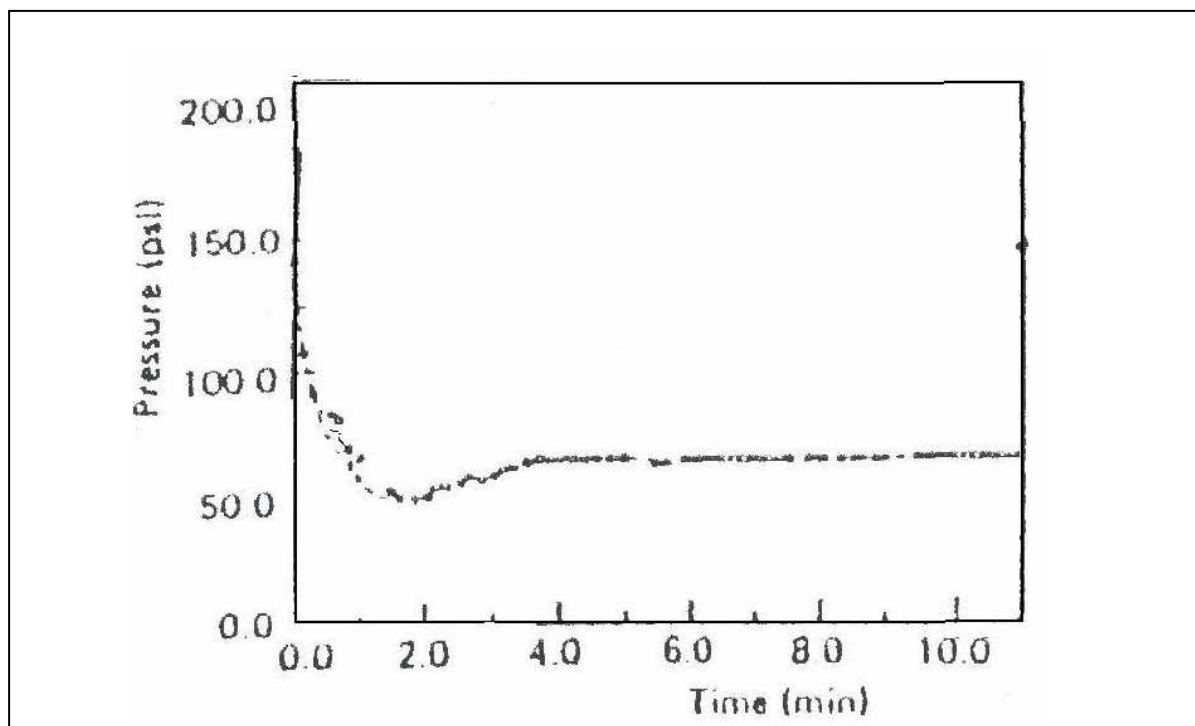


GRÁFICO 5.5. - Curva de pressão de evaporação no tempo, Macarthur (1989).

Também em Touber (1981) é apresentada uma curva que acompanha essa tendência, tal figura está representada no GRA 5.6.

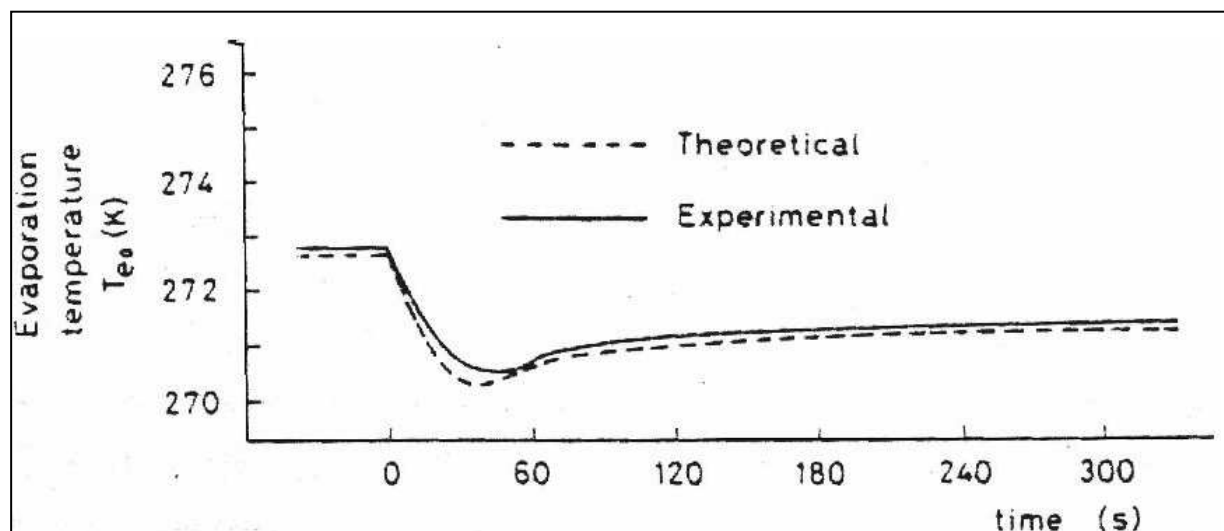


GRÁFICO 5.6 - Curva de pressão de evaporação no tempo, Toubert (1981)

Durante essa revisão bibliográfica a curva com essa tendência parece ser a mais comum entre os autores. Existe uma variação, que é quando a pressão de evaporação se estabiliza sem que essa caia abaixo da pressão final, como ocorre em Chi (1982), mas isso ocorre devido ao fato de nesse caso o evaporador ter uma grande massa inicial. Evaporadores com grande massa inicial tendem a ter esse comportamento, como foi evidenciado nas simulações de massa inicial, no capítulo anterior. O GRA 5.7 mostra essa situação mostra o resultado de Chi (1982).

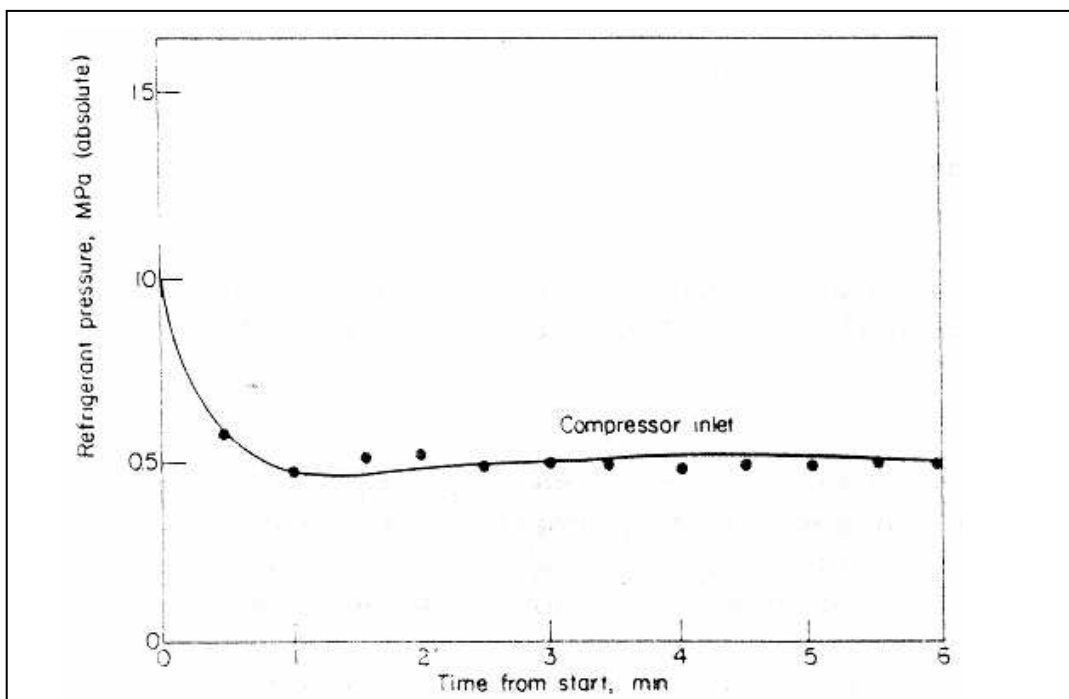


GRÁFICO 5.7. - Curva de pressão de evaporação no tempo, Chi (1982)

Dessa forma, a partir da análise feita e da validação qualitativa elaborada pode-se concluir que os resultados encontrados pelo modelo são coerentes com os resultados de outros autores. Como já dito anteriormente é interesse do Grupo de Refrigeração da UFMG montar a bomba de calor em questão e fazer uma validação experimental, na qual se espera ter resultados que validem o modelo por completo.

6 CONCLUSÃO

O modelo matemático do evaporador estático mostrou-se bastante estável e uma poderosa ferramenta para análise de seu comportamento em regime transiente. O tempo de processamento de cada simulação é inferior a dois minutos, fato que permitiu que se testasse uma maior gama de simulações. Além do tempo de processamento baixo, o modelo mostrou-se pouco sensível a mudanças em seus dados de entrada, os ajustes na estimativa da pressão de evaporação quase não foram necessários durante as simulações.

Apesar de não ter sido possível fazer a validação experimental pode-se afirmar que os resultados apresentados pelo modelo foram coerentes. Primeiro porque a relação entre a evolução das diferentes grandezas apresenta uma boa relação entre si. Por exemplo, é clara, como já foi apresentada, a relação da evolução da temperatura de evaporação, da massa de fluido, da vazão de saída e da vazão de entrada. Outro fator que aponta para o sucesso deste modelamento é a boa relação entre seus resultados e os resultados experimentais de outros autores, como foi mostrado na validação teórica.

A despeito dos resultados em si, algumas conclusões interessantes foram extraídas. Sobre as condições ambientais ficou evidente que a mais influente para o evaporador estático é a temperatura ambiente, esse era um ponto previsível, porém o que foi surpreendente foi a pouca ou quase nenhuma influência da velocidade do vento e da umidade relativa do ar. Essa pode ser uma informação valiosa para a decisão quanto ao local onde o evaporador estático será alocado. Outra conclusão interessante é que seria mais economicamente viável a construção de um evaporador não aletado, devido ao alto custo da placa de cobre, um evaporador não aletado de maior comprimento poderia suprir a carga térmica necessária tendo um custo menor, isso analisando tão somente o evaporador, já que a perda de pressão não pode ser avaliada.

Pretende-se com as informações aqui contidas, e mais alguma outra que possa ser extraída do modelo, já que esse se encontra disponível, construir uma bomba de calor ar-

água com evaporador estático. Com este trabalho a disposição poderá se construir uma BDC mais eficiente e barata, após a fabricação desta, esse modelo poderá ser validado por completo.

ABSTRACT

The increasing demand of electric energy in Brazil, allied to the great consumption in the rush hour, has stimulated the study of water heating systems that substitute the electric shower, such as gas warming, solar collectors and heat pump. One of these equipment, the solar collector, is the most viable, with the best cost-benefits relation, because Brazil is a tropical country. A heat pump can be used as a support to the solar collectors in places where the climatic conditions and/or the lack of available area of solar collection limit the use of the system. One way to perfect this heat pump would be the substitution of its conventional evaporator (air with forced ventilation) for a static evaporator (natural convection). This evaporator is constituted of a metallic plate with conformed canals, inside of which the coil is fixed through which the refrigerator cooling of the heat pump flows. The objective of this paper is the development of a mathematical model in transient regimen to simulate the static evaporator operation of a air-water heat pump. With the model, some simulations had been carried through, that had allowed to test geometric parameters of the system (diameter of the pipe, area of the plate, etc), materials for the pipes and plates and different weather conditions. These computational tests had indicated that the model represents a good tool to project static evaporators.

Key words: *Heat Pump, Static Evaporator, Mathematical Model*

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Achão, C. C. L. Análise da Estrutura de Consumo de Energia Pelo Setor Residencial Brasileiro. Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2003. 104p. (Dissertação, Mestrado em Ciências em Planejamento Energético).

Alloula, T., “Modelisation du Fonctionnement d’un Capteur Solaire Couple a une Pmope a Chaleur”. Toulouse: L’Université Paul Sabatier de Toulouse, 1986 107p. (tese de Doutorado).

Aneel (Agencia Nacional de Energia Elétrica),<http://www.aneel.gov.br/>, dados de produção de energia elétrica no Brasil, pesquisa de 2003, data de acesso: Maio de 2007.

Barcellos, K.M., “Modelisation s’une Pompe a Chaleur a Capteurs Atmospheriques. Application au Sechage du Grain.” Toulouse: L’Université Paul Sabatier de Toulouse, 1990, 130p. (Tese, Doutorado em Engenharia Energética).

Barcellos, K.M., Koury, R. N. N., Cordier, A., Gessin, G., “A grain drying with a heat pump using ambient energy absorber.” Isses Solar World Congress, Proceeding, 5p, September 1989, Kobe, Japan.

Chi, J. and Didion, D., “A simulation of the transient performance of a heat pump” 1982,.International Journal of Refrigeration.

EM (Estado de Minas), “O Brasil terá novo apagão até 2010”. Publicado 07 de junho de 2008. Caderno Economia, Belo Horizonte, Brasil.

FSP (Folha de São Paulo), “Consumo de energia aumentou quase 1.000% em cem anos”. Publicado em 05 de junho de 2003. Caderno Ciência e Saúde, São Paulo, Brasil.

Gobbé, C., “Contribution a L’Etude des Transferts Thermiques s’un Évaporateur Statique de Pompe a Chaleur.” Bordeaux: L’Université de Bordeaux I, 1983, 103p. (Tese, Doutorado em Engenharia Mecânica).

Koury, R. N. N., Machado, L., Silva, I. C. Nunes, R.O., “Desenvolvimento de uma Bomba de Calor Ar-Água para Uso Residencial”. Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM, anais em CD, 2006.

Macarthur, J.W.; Grald, E.W. “Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental”, 1989, International Journal of Refrigeration

Machado, L., “Modèle de Simulation et Étude Expérimentale d'un Évaporateur de Machine Frigorifique en Régime Transitoire”, Institut National Des Sciences Appliquées de Lyon, INSA, França,1995 (Tese de doutorado).

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” Belo Horizonte, Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, 2005. (Tese de Doutorado).

Maia, G. F. F., “Modelagem Matemática e Estudo Experimental de uma Bomba de Calor Ar-Água de Baixo Custo para Uso Residencial”, Belo Horizonte, Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, 2007. (Tese de Doutorado).

MAIA, G. F. F. ; KOURY, R. N. N. ; MACHADO, L. ; CASTRO, L. F. N . Numerical Model And Experimental Study Of A Low Cost Heat Pump For Residential Water Heating. In: The 22th IIR International Congress of Refrigeration, 2007, Beijing. Anais em CD-rom, 2007.

Nunes, R. O. “Estudo comparativo do desempenho de uma bomba de calor compacta ar-água para uso residencial cuja expansão do fluido refrigerante é feita em um evaporador estático e em um evaporador convencional”. Belo Horizonte: Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, 2007. (Trabalho de Graduação).

Pereira Neto, B., Estudo Teórico-Experimental de um Sistema de Bomba de Calor com Expansão do Refrigerante em um Coletor Solar. Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 1988, 60p. (Dissertação de Mestrado).

Prudente, Cristiane Nobre; Raia A. ; Reis, Ruibran Januário dos . Comportamento do vento na região metropolitana de Belo Horizonte. In: XIV Congresso Brasileiro de Meteorologia - Florianópolis, 2006, Florianópolis. XIV Congresso Brasileiro de Meteorologia, 2006.

Reis, R. V. de M., Machado, L., Koury, R. N. N., “Estudo da Viabilidade Financeira do Uso de Uma Bomba de Calor como Alternativa de Apoio aos Coletores Solares para Aquecimento de Água”.

Senna Moreira, V., Projeto, Construção e Instalação de um Evaporador Estático em uma Bomba de Calor Ar-Ar. Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 2001, 50p. (Trabalho de Graduação).

Silva, I.C., Análise da Viabilidade Econômica e Estudo do Desempenho de uma Bomba de calor ar-água para uso residencial. Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 2007, 43p. (Trabalho de Graduação).

Touber S., Yasuda H., Machielsen C.H.M., Brok S.W. & de Bruijn M., "Simulation of transient behavior of a compression–evaporation refrigeration system,1981", Delft University Report No. 133.

Utsh Penna, G.A., Modelagem Numérica de uma Bomba de Calor com Evaporador Estático. Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 2003, 84p. (Dissertação de Mestrado).

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)