

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DE CIRCUITO DE TERMOSSIFÃO BIFÁSICO APLICADO À PARTE FRIA
DE SISTEMAS STIRLING DE REFRIGERAÇÃO**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

AUGUSTO JOSÉ PEREIRA ZIMMERMANN

Florianópolis, julho de 2007.

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DE CIRCUITO DE TERMOSSIFÃO BIFÁSICO APLICADO À PARTE FRIA
DE SISTEMAS STIRLING DE REFRIGERAÇÃO**

AUGUSTO JOSÉ PEREIRA ZIMMERMANN

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. - Orientador

Prof. Fernando Cabral, Ph.D. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Amir A. Oliveira Jr., Ph.D. - Presidente

Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D.

Márcia Mantelli, Ph.D.

**“O mundo está nas mãos de quem tem coragem de sonhar, e correr o risco de viver seus
sonhos.”**

Paulo Coelho

A

Augustinho Celso Zimmermann e Elisa Marina Pereira Zimmermann

A família é base de tudo.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar a Deus que me permitiu sempre realizar meus sonhos e desejos com saúde, alegria, paz e tranquilidade dentro do seio de minha família.

À UFSC por ter proporcionado um excelente ambiente para meu desenvolvimento profissional. Ao Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. A CAPES pelo fomento da bolsa de mestrado. A FINEP por ter financiado a construção da bancada. A EMBRACO por ter financiado parte do trabalho, por ter auxiliado nos direcionamentos do trabalho e por ter me proporcionado a oportunidade de concluir este trabalho enquanto funcionário da empresa.

Aos meus pais pelo esmero e esforço que investiram em minha formação como profissional e como homem de bem. A minha irmã Ana Carolina pelo companheirismo e pelas boas risadas quando estamos juntos.

A minha incondicionalmente amada namorada Claudia Sabrina por sempre me proporcionar alegria e paz ao seu lado, por me cobrar e nunca permitir que eu deixasse a peteca cair na conclusão deste trabalho.

Ao meu tio Antenor, tia Zete e aos primos João Gabriel e Marina, que tornaram possível e prazerosa a moradia na cidade de Florianópolis durante toda a minha graduação. Vocês contribuíram e muito para que eu chegasse até aqui.

Aos amigos Joaquim Manoel Gonçalves, Paulo R. Couto, Gustavo Portella (Murcilha) do POLO (NRVA) pelas discussões sempre produtivas e objetivas.

Ao meu orientador Cláudio Melo pelos direcionamentos e pelo ambiente de trabalho amigável que proporciona a seus orientados.

Ao técnico Cleber Knies, sem o qual a finalização do trabalho experimental não poderia ter sido concluída.

Enfim, a todos que de uma forma ou de outra contribuíram em minha formação.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	iv
LISTA DE TABELAS	viii
LISTA DE SÍMBOLOS	ix
RESUMO	xi
ABSTRACT	xii
1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 – Fluidos Refrigerantes Naturais	3
1.2 – Sistemas Alternativos de Refrigeração	3
1.3 – Sistemas passivos de transferência de calor	6
1.3.1 – “Two-phase closed thermosyphon”.....	6
1.3.2 – “Heat Pipes”.....	7
1.3.3 – “Loop heat pipe”.....	8
1.3.4 – “Pulsating heat pipe”.....	9
1.3.5 – “T-system”.....	10
1.3.6 – Circuito de termossifão bifásico.....	12
1.4 – Escopo do trabalho	13
1.5 – Estrutura do Trabalho	15
2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1 – Aplicação do ciclo Stirling em refrigeradores	17
2.2 – Sistemas passivos de transferência de calor	19
2.2.1 - Trabalhos experimentais.....	20
2.2.2 - Trabalhos de natureza numérica.....	27
3 – METODOLOGIA EXPERIMENTAL	39
3.1 - Caracterização do problema	39
3.2 - Bancada experimental	41
3.2.1 - Circuito de controle do fluxo de ar.....	42
3.2.2 - Circuito de Refrigeração.....	50
3.2.3 - Instrumentação do circuito de termossifão bifásico.....	52
3.2.4 Aquisição de dados.....	53
3.3 Metodologia de Análise	55
3.3.1 Critério de regime permanente.....	55

3.3.2 Tratamento dos dados	55
3.3.3 Protótipos	57
3.3.4 Matriz de testes	58
3.4 <i>Calibração do circuito de movimentação de ar</i>	59
3.5 <i>Procedimento experimental</i>	69
3.5.1 Variação da carga de refrigerante	69
3.5.2 Variação da diferença de temperatura entre as fontes quente e fria	70
3.5.3 Variação da vazão de ar	70
3.5.4 Variação do diâmetro interno da tubulação.....	71
3.5.5 Variação do desnível entre o condensador e o evaporador.....	71
4 – MODELO MATEMÁTICO	73
4.1 Introdução	73
4.2 Modelo Físico	73
4.3 Modelos dos componentes	80
4.3.1 Evaporador.....	80
4.3.2 Linha de vapor	85
4.3.3 Condensador	85
4.3.4 Linha de líquido	90
4.3.5 Inventário de massa	90
4.4 Algoritmo de solução	92
5 – RESULTADOS	95
5.1 Introdução	95
5.2 Circuito de 6,35mm de diâmetro	95
5.2.1 Determinação da carga de refrigerante ideal	95
5.2.2 Variação da diferença de temperatura (ΔT_{Q-F}).....	98
5.2.3 Variação da vazão de ar	100
5.3 Circuito de 9,52mm	101
5.3.1 Determinação de carga de refrigerante.....	101
5.3.2 Variação de elevação	103
5.3.3 Efeito do diâmetro	105
5.4 Resultados numéricos vs. Experimentais	108

5.5 Potencialidades do Modelo.....	111
5.5.1 Efeitos da diferença de temperatura e carga de refrigerante.....	111
5.5.2 Efeito do diâmetro interno das tubulações de ligação entre os componentes.....	113
6 – CONCLUSÕES	115
6.1 – Conclusões	115
6.2 – Sugestões para trabalhos futuros.....	116
7 – REFERÊNCIAS.....	119
APENDICE A.....	123
A.1 Programa de processamento dos dados experimentais.....	123
APENDICE B.....	131
B.1 Médias estabilizadas nos testes com o circuito de 6,35mm.	131
B.2 Médias estabilizadas nos testes com o circuito de 9,5mm e evaporador de 0,2mx0,235m.	132
APENDICE C.....	133
C.1 Médias Resumo das simulações.	133

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Ciclo Básico de refrigeração por compressão mecânica de vapores.....	2
Figura 1.2 – Refrigerador Stirling de pistão livre (FPSC).....	4
Figura 1.3 – Processos termodinâmicos do ciclo Stirling de refrigeração.....	4
Figura 1.4 – Processos termodinâmicos do ciclo Stirling em uma máquina de pistão livre versão β : (a) expansão; (b) compressão.	5
Figura 1.5 – Configurações típicas de transferência de calor: (a) Convecção forçada em superfícies aletadas; (b) Fluido secundário bombeado mecanicamente na extremidade quente e convecção forçada a superfície fria aletada; (c) Fluido secundário bombeado mecanicamente nas duas extremidades.....	6
Figura 1.6 – Termossifão fechado	7
Figura 1.7 – “Heat Pipe”	8
Figura 1.8 – “Loop heat pipe”	9
Figura 1.9 – “Pulsating heat pipe”	10
Figura 1.10 – “T-system”	11
Figura 1.11 – Circuito de termossifão bifásico.....	13
Figura 1.12 – Condições de contorno do problema	14
Figura 1.13 – Circuito de termossifão bifásico estudado.....	15
Figura 2.1 – Sistema testado por Kim.....	17
Figura 2.2 – Resultados obtidos por Kim.	18
Figura 2.3 – Sistema testado por Berchowitz	18
Figura 2.4 – Perfis de temperatura no refrigerador testado por Berchowitz.....	19
Figura 2.5 – Circuito testado por McDonald e Ali e McDonald, (a) configuração geométrica e (b) representação das resistências térmicas.....	20
Figura 2.6 – Efeito da inclinação e da carga de refrigerante sobre o coeficiente global de transferência de calor	21
Figura 2.7 – Efeito da inclinação e da diferença de temperatura sobre o coeficiente global de transferência de calor	21
Figura 2.8 – Efeito da carga de refrigerante e da inclinação sobre o coeficiente global de transferência de calor	22
Figura 2.9 – Bancada experimental de Nisgoski	25

Figura 2.10 – Resultados obtidos por Nisgoski	25
Figura 2.11 – Diagrama esquemático da disposição dos CTB's	26
Figura 2.12 – Circuito secundário de circulação natural com CO ₂	27
Figura 2.13 – Coeficiente global vs. Carga de R113	28
Figura 2.14 – Coeficiente global vs. $(T_q - T_f)$	29
Figura 2.15 – Geometria do circuito analisado por Ali e McDonald e McDonald e Ali.....	30
Figura 2.16 – Efeito a inclinação do condensador e evaporador no coeficiente global do circuito	31
Figura 2.17 – Efeito da diferença de temperatura entre o condensador e o evaporador no coeficiente global de transferência de calor.....	31
Figura 2.18 – Efeito do diâmetro dos tubos do condensador e evaporador no coeficiente global do circuito	32
Figura 2.19 – Efeito do comprimento dos tubos do condensador e evaporador no coeficiente global do circuito	32
Figura 2.20 – Efeito da correlação do coeficiente de transferência de calor no evaporador	35
Figura 2.21 – Resultados experimentais vs. simulação. Perfis de temperatura	36
Figura 2.22 – Comparação entre resultados experimentais e simulação - taxa de transferência de calor	36
Figura 3.1 – Sistema de refrigeração compacto para expositor de bebidas. (a) sistema de compressão de vapor; (b) sistema com máquina Stirling	40
Figura 3.2 – Esquema do circuito de termosifão bifásico	41
Figura 3.3 – Esquema da bancada experimental	43
Figura 3.4 – Esquema do circuito de movimentação de ar	44
Figura 3.5 – Módulo do circuito de movimentação de ar	45
Figura 3.6 – Bocal utilizado para medição da vazão de ar	45
Figura 3.7 – Evaporador da unidade de resfriamento	47
Figura 3.8 – Conjunto de resistências elétricas.....	48
Figura 3.9 – Malha de termopares na entrada do evaporador. (a) arranjo geométrico e (b) implementação da bancada	48
Figura 3.10 – Termopar diferencial	49
Figura 3.11 – Sistema de refrigeração auxiliar	50
Figura 3.12 – Evaporador do sistema de refrigeração auxiliar	51

Figura 3.13 – Posicionamento dos termopares na superfície do evaporador	52
Figura 3.14 – Pontos de medição de temperatura e pressão	53
Figura 3.15 – Softwear de aquisição de sinais	54
Figura 3.16 – Geometria dos canais do condensador do CTB.....	57
Figura 3.17 – Vista frontal do evaporador	58
Figura 3.18 – Testes preliminares: taxas de transferência de calor	60
Figura 3.19 – Transferência de calor nas paredes dos dutos	61
Figura 3.20 – Montagem das resistências elétricas	63
Figura 3.21 – Verificação do valor de β : Estabilização das temperaturas	65
Figura 3.22 – Taxa de transferência de calor	66
Figura 3.23 – Comparativo entre a equação 3.10 e a equação 3.3	67
Figura 3.24 – Esquema da infiltração de calor na bancada quando operando como CTB	68
Figura 3.25 – Aparato para a carga de refrigerante no CTB	69
Figura 4.1 – Circuito de termossifão com suas respectivas regiões de interesse.....	74
Figura 4.2 – Diagrama pressão-entalpia dos pontos do circuito de termossifão	79
Figura 4.3 – Circuito de termossifão	80
Figura 4.4 – Elemento discreto do evaporador	81
Figura 4.5 – Geometria real e simulada do condensador.....	86
Figura 4.6 – Circuito térmico análogo de resistências térmicas no condensador	87
Figura 4.7 – Fluxograma principal do programa de simulação	93
Figura 5.1 – Capacidade de refrigeração e condutância térmica versus carga de refrigerante.	96
Figura 5.2 – Superaquecimento e subresfriamento versus carga de refrigerante.....	97
Figura 5.3 – Temperatura de saturação e diferenças de temperatura nos componentes versus carga de refrigerante.....	97
Figura 5.4 – Capacidade de refrigeração e condutância térmica versus ΔT_{Q-F}	98
Figura 5.5 – Superaquecimento e subresfriamento versus ΔT_{Q-F}	99
Figura 5.6 – Temperaturas do circuito versus ΔT_{Q-F}	100
Figura 5.7 – Capacidade de refrigeração e condutância térmica versus vazão de ar	101

Figura 5.8 – Temperatura de saturação e diferenças de temperatura nos componentes versus vazão de ar.....	101
Figura 5.9 – Capacidade de refrigeração e condutância térmica versus carga de refrigerante.....	102
Figura 5.10 – Superaquecimento e subresfriamento versus carga de refrigerante.....	103
Figura 5.11 – Temperatura de saturação e diferenças de temperatura nos componentes versus carga de refrigerante.....	103
Figura 5.12 – Capacidade de refrigeração e condutância térmica versus altura do condensador.....	104
Figura 5.13 – Temperatura de saturação e diferença de temperatura nos componentes versus altura do condensador.....	105
Figura 5.14 – Capacidade de refrigeração e condutância térmica versus ΔT_{Q-F}	106
Figura 5.15 – Condutância térmica nos componentes versus ΔT_{Q-F}	107
Figura 5.16 – Capacidade de refrigeração e condutância térmica vs. vazão de ar.....	107
Figura 5.17 – Condutância térmica nos componentes vs. vazão de ar.....	108
Figura 5.18 – Resultados do modelo versus dados experimentais: capacidade de refrigeração.....	109
Figura 5.19 – Resultados do modelo versus dados experimentais: Condutância térmica total.....	109
Figura 5.20 – Resultados do modelo versus dados experimentais: Condutância térmica do evaporador.....	110
Figura 5.21 – Resultados do modelo versus dados experimentais: Condutância térmica do condensador.....	110
Figura 5.22 – Capacidade de refrigeração vs. carga de refrigerante.....	112
Figura 5.23 – Superaquecimento vs. carga de refrigerante.....	112
Figura 5.24 – Subresfriamento vs. carga de refrigerante.....	113
Figura 5.25 – Capacidade de refrigeração vs. diâmetro interno dos tubos.....	114

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Características dos transdutores de pressão utilizados na bancada.....	46
Tabela 3.2 – Componentes da unidade de resfriamento	46
Tabela 3.3 – Módulo de potencia e controlador PID das resistências de aquecimento	47
Tabela 3.4 – Características dos sensores de umidade relativa	50
Tabela 3.5 – Especificação das válvulas agulha	51
Tabela 3.6 – Características do sistema de aquisição de sinais	54
Tabela 3.7 - Matriz de testes	59
Tabela 3.8 – Matriz de testes para determinação das constantes da equação 3.8	62
Tabela 3.9 – Resultados dos testes de calibração	63
Tabela 3.10 – Combinação de vazão de ar, rotação do ventilador e diâmetro do bocal de medição de vazão	70
Tabela 4.1 – Constantes da equação 4.37	89
Tabela 4.2 – Constantes da equação 4.50	92
Tabela B.1 – Resultados experimentais para circuito de 6,35mm	131
Tabela B.2 – Resultados experimentais para circuito de 9,5mm	132
Tabela C.1 – Resumo dos parâmetros e resultados das simulações	133

LISTA DE SÍMBOLOS

<i>Símbolo</i>	<i>Unidade</i>	<i>Significado</i>
A	m^2	Área
C	W/K	Capacidade térmica
Cd	-	Coefficiente de descarga de um bocal
D	m	Diâmetro
e	m	Espessura
f	-	Fator de atrito
G	$kg/m^2.s$	Fluxo mássico
h	kJ/kg	Entalpia específica
k	W/m.K	Condutividade térmica
L	m	Comprimento
\dot{m}	kg/s	Vazão mássica
m	1/m	Parâmetro da aleta
M	kg	Massa de refrigerante
N	-	Numero de subdivisões dos trocadores ou tubos/canais
NUT	-	Numero de unidades de transferência
Nu	-	Numero de Nusselt
P	Pa	Pressão
P	m	Perímetro
Pr	-	Numero de Prandtl
\dot{Q}	W	Capacidade de refrigeração
R	K/W	Resistência térmica
Re	-	Número de Reynolds
S	V/°C	Coefficiente de Seebeck
T	°C	Temperatura
U	W/m ² .K	Coefficiente global de transferência de calor
UA	W/K	Condutância térmica
\dot{V}	m ³ /h	Vazão volumétrica de ar
x	-	Título termodinâmico
X	-	Parâmetro de Lockhardt e Martinelli
Y	-	Coefficiente de correção de efeitos de compressibilidade na vazão de ar

z	m	Altura em relação à horizontal no CTB
-----	---	---------------------------------------

Gregos

α	-	Fração de vazio
β		Coefficiente de ajuste da equação 3.8
Δ	-	Diferencial
η	-	Eficiência de aleta
λ	W/m ² .K	Coefficiente de transferência de calor por convecção
μ	Pa.s	Viscosidade
ρ	kg/m ³	Densidade

Subíndices

Significado

$1...8$	-	Pontos nas interfaces das regiões do CTB
$A...H$	-	Regiões do CTB
ar	-	Referente ao escoamento de ar no evaporador
$aletas$	-	Referente as aletas no evaporador
$aletado$	-	Referente ao conjunto de aletas tanto no evaporador como no condensador
amb	-	Ambiente externo
bif	-	Referente ao escoamento bifásico
$canal$	-	Canal de escoamento no condensador
$canais$	-	Canais de escoamento no condensador
cf	-	Cabeça fria
$cond$	-	Condensador
$condensador$	-	Condensador
$entrada$	-	Região de entrada da seção de testes
$evap$	-	evaporador
$evaporador$	-	evaporador
$externa,tubos$	-	Parte externa dos tubos de microcanais do evaporador
H	-	Homogêneo, hidráulico

<i>interna</i>	-	Referente a região interna dos trocadores
<i>interno</i>	-	Referente a região interna dos trocadores
<i>int,cond</i>	-	Referente a região interna do condensador
<i>l</i>	-	Líquido
<i>liq</i>	-	Líquido
<i>m,cond</i>	-	Médio do condensador
<i>m</i>	-	Microcanais
<i>Q-F</i>	-	Fonte quente - Fonte fria
<i>t,condução</i>	-	Térmica de condução de calor
<i>tubo</i>	-	Tubo do evaporador
<i>tt</i>	-	Parâmetro de Martinelli
<i>total</i>	-	Referente a todo o CTB
<i>v</i>	-	vapor
<i>vapor</i>	-	Vapor

RESUMO

Neste trabalho investigou-se o desempenho de um circuito de termossifão bifásico (CTB), utilizando dióxido de carbono como fluido refrigerante e operando nas condições típicas do lado frio de uma máquina Stirling de refrigeração (FPSC). A característica fundamental do problema reside no transporte de uma taxa de transferência de calor de 600W de um ambiente a ser refrigerado (gabinete) para uma superfície cilíndrica que corresponde a uma das extremidades de uma máquina Stirling. O evaporador do CTB troca calor com o ar dentro do gabinete, enquanto que o condensador troca calor com a extremidade fria do FPSC. O trabalho divide-se em duas partes, uma experimental e outra numérica. Na parte experimental construiu-se uma bancada de testes para controlar e medir as condições de operação tanto do condensador como do evaporador. Para simular o escoamento de ar construiu-se um circuito fechado de circulação de ar, com temperatura e vazão controladas. Para simular as condições de operação da extremidade fria de um FPSC utilizou-se um trocador de calor acoplado a superfície interna do condensador. Neste trocador de calor ocorre a evaporação de um fluido, que permite uma condição de temperatura uniforme na superfície do condensador. Durante os experimentos foram variados a carga de refrigerante, a diferença de temperatura das fontes quente e fria, a diferença de altura entre condensador e evaporador, a vazão de ar em circulação e o diâmetro das tubulações. Na parte numérica desenvolveu-se um modelo aplicando as leis de conservação da massa, quantidade de movimento e energia para cada componente. As regiões bifásicas foram modeladas considerando o escoamento como homogêneo. Os coeficientes de transferência de calor nas regiões bifásicas e monofásicas foram determinados através de correlações semi-empíricas disponíveis na literatura. Os resultados experimentais mostraram que existe uma carga de refrigerante onde o CTB opera com capacidade de refrigeração máxima. Percebeu-se também que o aumento da diferença de temperatura promove um leve aumento da capacidade de refrigeração, porém as custas de uma queda na condutância térmica global. Além disso, verificou-se que a vazão de ar afeta fortemente o desempenho do sistema. Os resultados gerados pelo modelo numérico, quando comparados com os resultados experimentais, conseguiram enquadrar 85% dos pontos simulados dentro de uma banda de erro de $\pm 20\%$, o que foi considerado aceitável devido a simplicidade do modelo e a complexidade do problema em questão.

ABSTRACT

This work investigated the performance of a two-phase loop thermosyphon (TPLT), using carbon dioxide as refrigerant fluid and operating under typical conditions of a Free-Piston Stirling Cooler (FPSC). The basic characteristic of the problem inhabits in the transport of a heat transfer rate of 600W from a refrigerator cabinet to a cylindrical surface that corresponds to the cold head of a FPSC. The evaporator of the TPLT cools the air inside the cabinet, whereas the condenser transfers the heat absorbed on the evaporator to the cold head of the FPSC. This work is divided into two parts, an experimental approach and a numerical one. In the experimental approach a test bench was constructed in such a way that it can control and measure the operating conditions of the condenser and the evaporator. To simulate the cabinet air, a closed circuit of wind tunnel type was constructed, with controlled temperature and airflow rate. To simulate the operating conditions of the cold head of a FPSC a heat exchanger was coupled to the internal surface of the condenser. In this heat exchanger, the evaporation of a fluid occurs leading to an uniform temperature condition in the inner surface of the condenser. During the experiments there had been varied the refrigerant charge, the temperature difference between the hot and cold heat sources, the height difference between the condenser and the evaporator, the airflow rate and the tubing diameter. In the numerical part, a model was developed applying the principles of mass, momentum and energy conservation for each component. The two-phase regions were considered as an homogeneous flow. The single-phase and two-phase heat transfer coefficients were determined through available experimental correlations in literature. The experimental results had shown that there is a refrigerant charge where the TPLT operates with a maximum refrigeration capacity. It can be noticed that the increase of the temperature difference slightly increases the refrigeration capacity, however the overall thermal conductance drops. Moreover it was verified that the airflow strongly affects the performance of the system. The results generated from the numerical simulations, when compared with the experimental results, fitted 85% of the simulated points inside an error band of $\pm 20\%$, which was considered acceptable given the simplicity of the model and the complexity of the problem studied.

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

O desenvolvimento tecnológico atual e a própria existência da sociedade moderna dependem da refrigeração. Dentre os principais setores beneficiados pela refrigeração estão os de conservação de alimentos, medicina, resfriamento de componentes eletrônicos, climatização de ambientes, entre outros.

Dentre os diferentes sistemas de refrigeração utilizados na atualidade destacam-se os de compressão mecânica e os de compressão térmica de vapores, estes últimos mais conhecidos como sistemas de refrigeração por absorção. O sistema de compressão térmica de vapores é utilizado principalmente em aplicações industriais, geralmente em plantas onde existe cogeração de energia elétrica, embora também existam sistemas para aplicações domésticas.

O sistema por compressão mecânica de vapores é amplamente utilizado em aplicações de pequeno porte como, por exemplo, refrigeradores domésticos, bebedouros, condicionadores de ar, balcões frigoríficos, etc. Tal sistema é composto por quatro elementos básicos: compressor; condensador; dispositivo de expansão e evaporador. Estes quatro componentes são arranjados em um ciclo termodinâmico onde o compressor é o responsável pelo bombeamento do fluido refrigerante e juntamente com o dispositivo de expansão é também o responsável pelo estabelecimento de dois níveis de pressão. Tal diferencial de pressão permite a mudança de fase do refrigerante nos dois trocadores de calor, condensador e evaporador, em temperaturas distintas. A figura 1.1 mostra um arranjo típico de um ciclo de compressão mecânica de vapores.

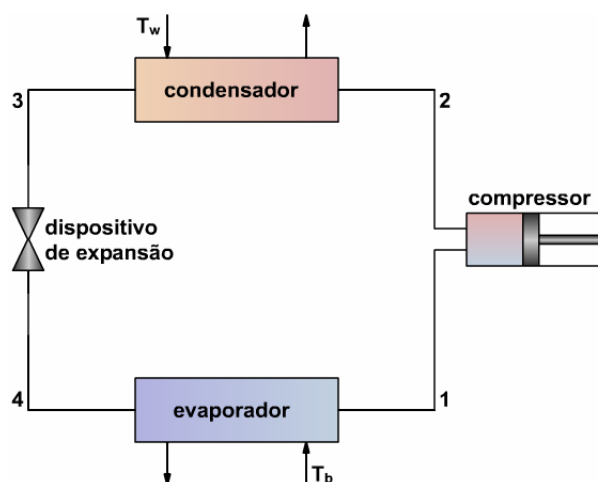


Figura 1.1 – Ciclo básico de refrigeração por compressão mecânica de vapores.

Na década de 1930, os fluidos refrigerantes comumente utilizados em ciclos de refrigeração por compressão mecânica de vapores eram a amônia (NH_3), o dióxido de enxofre (SO_2) e o cloreto de metila (CH_3Cl), todas substâncias tóxicas e inflamáveis. Devido a uma série de acidentes fatais, havia a necessidade de se identificar fluidos refrigerantes seguros e com boas características termodinâmicas.

Em 1930, Thomas Midgley, líder de um grupo de pesquisadores da Frigidaire, empresa do grupo General Motors, introduziu os hidrocarbonetos halogenados, também conhecidos como CFC's, como alternativa aos fluidos refrigerantes até então utilizados. Esta família de fluido refrigerante recebeu atenção geral pelo fato de não ser tóxica, nem inflamável. Desde então os CFC's passaram a ser os fluidos refrigerantes dominantes no mercado.

Na década de 1970 percebeu-se que os CFC's tinham um efeito nocivo sobre a camada de ozônio da estratosfera. Em 1987, 46 países assinaram o Protocolo de Montreal, o que se tornaria depois parte da convenção de Viena para a proteção da camada de ozônio da estratosfera, que entrou em vigor em 1989 e propôs a redução gradativa da utilização dos CFC's.

Desde então a pesquisa por substitutos aos CFC's tornou-se de suma importância para o setor de refrigeração. Os HCFC's, que inicialmente eram consideradas substâncias transitórias, foram posteriormente incluídas no Protocolo de Montreal, porém com um prazo de extinção maior. O HFC-134a surgiu então como um substituto ideal e assim permaneceu por algum tempo, até que a emissão desta substância fosse associada diretamente com o efeito estufa.

Em 1997 foi estabelecido o protocolo de Kyoto, o qual estabeleceu limites para a emissão de alguns gases que contribuem para o efeito estufa, onde se destacam o CO₂, CH₄, N₂O e os HFC's.

1.1 Fluidos Refrigerantes Naturais

Com a necessidade de substituição dos fluidos refrigerantes com impacto sobre o efeito estufa, a busca por fluidos alternativos tornou-se ainda mais intensa. Neste cenário destacam-se como alternativas o CO₂ (R-744), o isobutano (R-600a) e o propano (R-290), todos fluidos naturais.

Existe ainda uma certa resistência, por parte dos E.U.A., ao uso de hidrocarbonetos como fluido refrigerante devido à sua inflamabilidade. Porém, na Europa e na Ásia, tais substâncias são largamente utilizadas em sistemas domésticos de refrigeração, com uma limitação de carga de 150g por sistema.

O dióxido de carbono já vem sendo utilizado em alguns sistemas de porte comercial leve, embora, na maioria, em testes de campo. Ainda não existe uma tendência clara por parte dos especificadores de equipamentos tais como Coca-cola, Unilever e Mc'Donalds, sobre a utilização de hidrocarbonetos ou de dióxido de carbono.

1.2 Sistemas Alternativos de Refrigeração

Além do interesse por fluidos naturais existe também o interesse por sistemas de refrigeração alternativos aos de compressão de vapor, podendo-se citar a refrigeração termoelétrica, o ciclo Stirling de refrigeração, a refrigeração termoacústica, a refrigeração magnetocalórica, entre outros. Os dois primeiros sistemas podem ser encontrados no mercado, porém em faixas de aplicação muito específicas.

A refrigeração termoelétrica encontra seu espaço em sistemas de pequena capacidade tais como refrigeradores para quartos de hotéis e hospitais onde o ruído passa a ser uma variável importante. Outra aplicação é o controle térmico de componentes eletrônicos de equipamentos médicos, microprocessadores, etc (Duarte, 2003).

As aplicações mais comuns para o ciclo Stirling de refrigeração são equipamentos médicos onde há necessidade de temperaturas muito baixas, da ordem de -100° C, embora existam também aplicações em refrigeradores portáteis. A figura 1.2 (Heidrich, 2002) mostra um esquema de uma máquina de refrigeração Stirling de pistão livre (FPSC), versão beta, com os seus principais componentes.

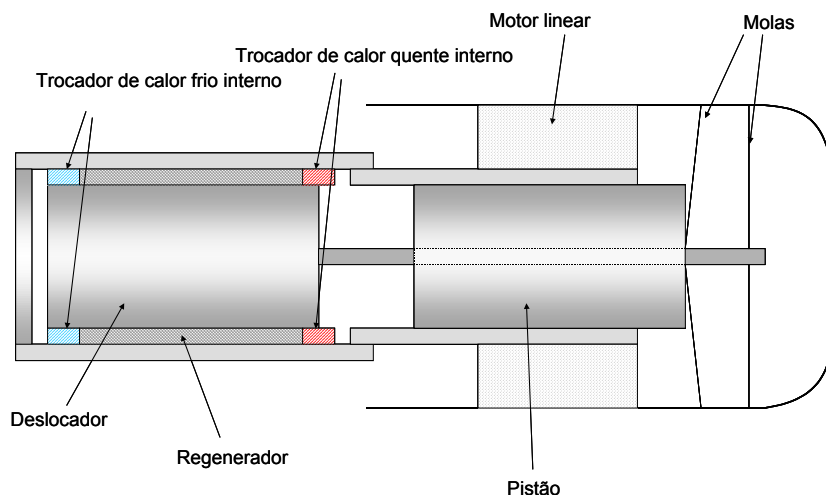


Figura 1.2 – Refrigerador Stirling de pistão livre (FPSC) (Heidrich, 2002).

O ciclo Stirling ideal combina quatro processos sendo dois de troca de calor a temperatura constante e dois de troca de calor a volume constante. Neste ciclo, um gás de trabalho é aquecido e resfriado enquanto está sendo respectivamente expandido e comprimido. Gases como hélio e hidrogênio que permitem uma considerável transferência de calor sem mudança de fase, são tipicamente usados como fluidos de trabalho.

Os processos termodinâmicos do ciclo Stirling ideal de refrigeração são representados na figura 1.3 (Heidrich, 2002).

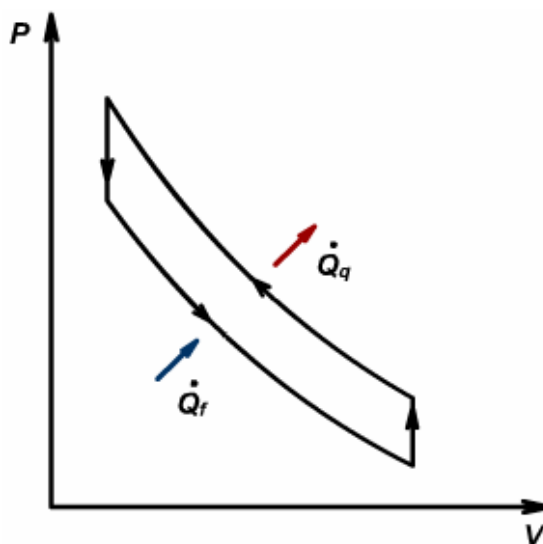


Figura 1.3 – Processos termodinâmicos do ciclo Stirling de refrigeração.

A figura 1.4 ilustra os processos mostrados na figura 1.3, com foco numa máquina Stirling de pistão livre (FPSC), na configuração β .

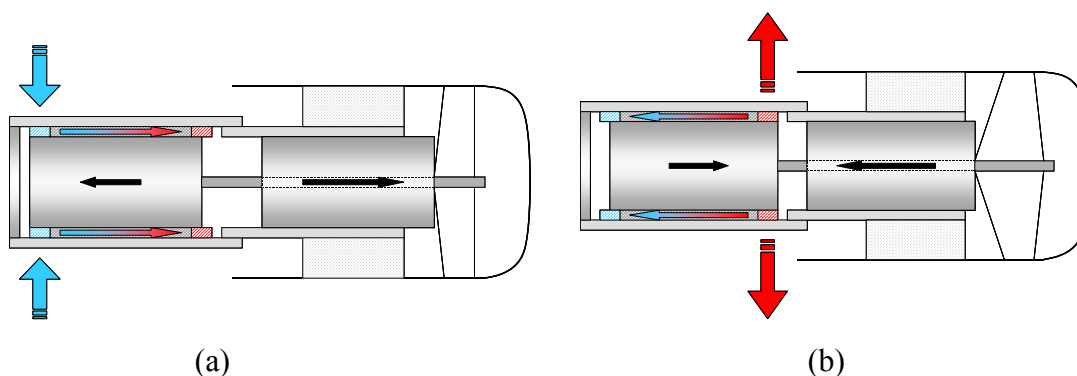


Figura 1.4 – Processos termodinâmicos do ciclo Stirling em uma máquina de pistão livre versão β : (a) expansão; (b) compressão. (Heidrich, 2002).

A figura 1.4a mostra o ciclo na situação de absorção de calor. Nesta situação o pistão expande o gás de trabalho, atingindo o ponto de máximo volume. A temperatura e pressão do gás são então reduzidas em ambas as câmaras, sendo a da câmara fria (azul) menor que a da câmara quente (vermelha), e o deslocador movimenta o fluido através do trocador frio em direção a câmara quente, absorvendo calor do ambiente a ser refrigerado.

Na figura 1.4b, pode-se observar o ciclo em uma situação onde o pistão comprime o gás de trabalho, atingindo o ponto de volume mínimo. O gás tem então a sua pressão e temperatura aumentadas, sendo que a temperatura da câmara fria é sempre inferior à da câmara quente. O deslocador move então o gás da câmara quente para a câmara fria, passando pelo trocador de calor e rejeitando essa energia para o ambiente externo.

Neste caso o regenerador é ideal, não existindo, portanto, perdas relacionadas com eventuais curto circuitos térmicos. O regenerador atua, portanto, como um filtro térmico, não deixando que as temperaturas das câmaras quente e fria, influenciem uma na outra (Heidrich, 2002).

A absorção de calor do ambiente refrigerado ocorre na extremidade fria da máquina e pode ser promovida de diversas formas, quais sejam: i) troca de calor por contato superficial, ii) troca de calor por convecção natural ou forçada, e iii) troca de calor utilizando-se um circuito de fluido secundário com bombeamento forçado ou natural. A figura 1.5 ilustra as possibilidades construtivas mais comuns.

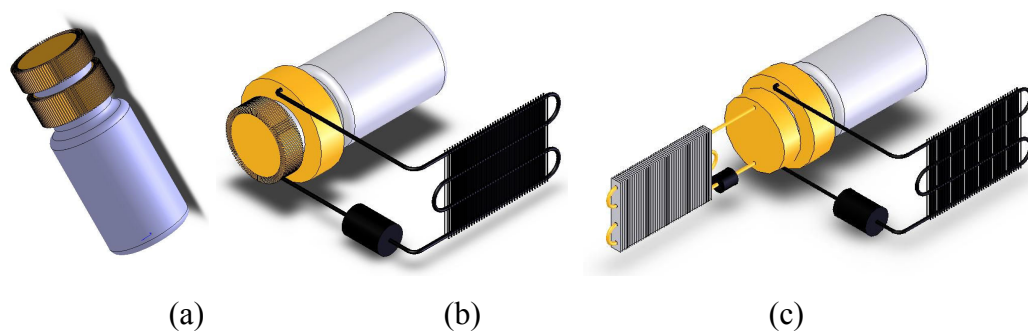


Figura 1.5 – Configurações típicas de trocadores de calor: (a) Convecção forçada em superfícies aletadas; (b) Fluido secundário bombeado mecanicamente na extremidade quente e convecção forçada na superfície fria aletada; (c) Fluido secundário bombeado mecanicamente nas duas extremidades.

Em aplicações onde a capacidade de refrigeração é mais elevada, da ordem de 600W, e onde o conjunto máquina + sistema de transferência de calor deva ser necessariamente compacto, os sistemas mais convencionais de troca de calor por convecção forçada sem mudança de fase tornam-se inviáveis.

A opção é a utilização de sistemas bifásicos como meios de transporte do calor entre a máquina stirling e o ar tanto do ambiente refrigerado como do ambiente externo. Tais sistemas podem tanto ser ativos com bombeamento mecânico, como passivos.

1.3 Sistemas passivos de transferência de calor

Os sistemas passivos de transferência de calor se caracterizam pela ausência de uma fonte de trabalho para promover a movimentação do fluido de trabalho. Os sistemas mais comuns são o termossifão fechado ou “closed thermosyphon”, o tubo de calor ou “heat pipe”, o circuito de tubo de calor ou “loop heat pipe”, o circuito de bomba capilar ou “capillary pumped loop - CPL”, o circuito de termossifão ou “loop thermosyphon” que pode ser monofásico ou bifásico, e ainda o tubo de calor pulsante ou “pulsating heat pipe”.

1.3.1 “Two-phase closed thermosyphon”

Este sistema promove a transferência de calor entre duas extremidades de um tubo preenchido com um fluido que muda de fase para aumentar a taxa de absorção e rejeição de calor. A figura 1.6 ilustra o sistema em questão.

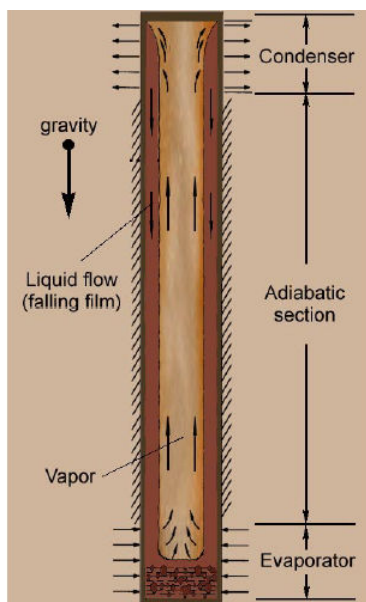


Figura 1.6 – Termossifão fechado (Faghri, 1995; Khandekar, 2004).

O líquido acumulado na seção inferior do tubo, chamada de evaporador, recebe calor e muda seu estado de líquido para vapor. O vapor por ser menos denso e devido à diferença de pressão gerada pela diferença de temperatura entre a porção inferior e superior, escoar até o topo do tubo através de uma seção adiabática. Na seção superior, chamada de condensador, o vapor é resfriado, volta à fase líquida, e escoar junto às paredes do tubo retornando ao evaporador sob a ação do campo gravitacional.

Nesta configuração, o evaporador e o condensador estão dispostos no mesmo componente, gerando um escoamento em contracorrente de vapor subindo pelo centro do tubo e líquido descendo pelas paredes, o que provoca irreversibilidades (Khandekar, 2004).

1.3.2 “Heat Pipes”

Tubos de calor ou “heat pipes” são sistemas de transferência de calor bastante semelhantes aos termossifões fechados, mas que utilizam uma estrutura porosa (“wick”) junto às paredes do tubo para viabilizar o retorno do líquido ao evaporador mesmo quando operando contra a gravidade. A figura 1.7 ilustra o sistema em questão.

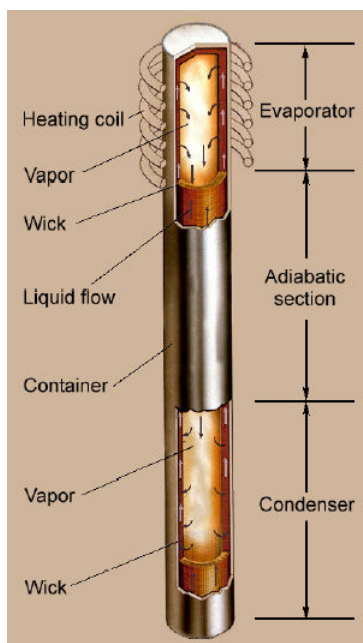


Figura 1.7 – “Heat Pipe” (Reid et al., 1990; Khandekar, 2004).

A estrutura porosa junto à parede do tubo permite que o líquido escoe contra o campo gravitacional, utilizando forças de tensão superficial geradas entre os poros e o líquido. Neste caso também existem perdas associadas ao escoamento em contra corrente de vapor e líquido.

1.3.3 “Loop heat pipe”

O conceito de “loop heat pipe” foi introduzido para minimizar as perdas associadas com o escoamento em contra corrente de líquido e vapor no interior do tubo de calor e também para possibilitar outras variações geométricas. Este tipo de sistema passivo de transferência de calor encontra-se ilustrado na figura 1.8.

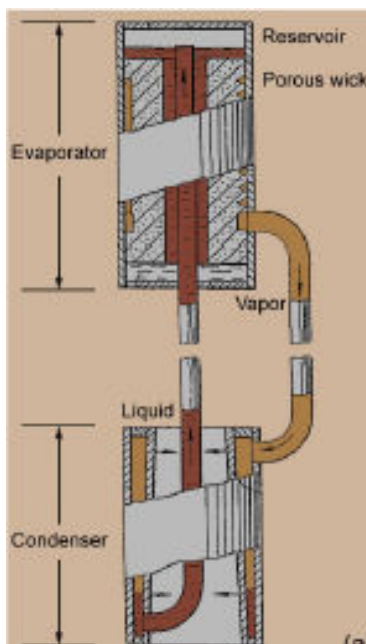


Figura 1.8 – “Loop heat pipe” (Maidanik et al. 1985; Khandekar, 2004).

Como se pode observar, as linhas de líquido e vapor estão separadas fisicamente para reduzir as perdas e ainda existe um reservatório de líquido para promover uma alimentação adequada do evaporador, mesmo em situações de fluxo de calor excessivos.

Uma outra variante do “loop heat pipe” é o circuito de bomba capilar ou CPL. No caso do CPL o reservatório encontra-se posicionado na saída do condensador, sendo que no “loop heat pipe” este se encontra na entrada do evaporador.

1.3.4 “Pulsating heat pipe”

Os “pulsating heat pipes” são dispositivos extremamente simples do ponto de vista construtivo, porém de descrição complexa. A figura 1.9 ilustra um PHP convencional. Neste caso não existe matriz porosa e as superfícies de aquecimento e resfriamento estão intercaladas ao longo do comprimento do PHP.

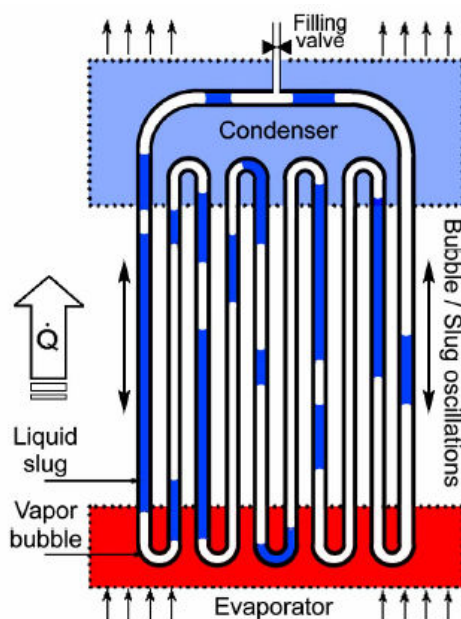


Figura 1.9 – “Pulsating heat pipe” (Khandekar, 2004).

A figura 1.9 mostra um tubo disposto na forma de um circuito fechado, que permite a exposição do fluido, de maneira alternada, a regiões de alta e de baixa temperatura.

O funcionamento se baseia no arranjo intercalado de fontes e sumidouros de calor ao longo do comprimento do tubo. Tal disposição causa um desequilíbrio de pressões entre as regiões quente e fria, que por sua vez provoca uma transferência de massa de uma região para outra, provocando a movimentação de vapor para o condensador e de líquido para o evaporador. Restabelecido o equilíbrio de pressões, continuará havendo geração de vapor na região quente o que provocará um novo desequilíbrio. Assim o PHP opera em constante desequilíbrio de pressões, e para restabelecer este equilíbrio o sistema movimenta o fluido no interior do tubo, promovendo assim a transferência de calor entre o evaporador e o condensador por meio de mudança de fase nos dois componentes.

Tais sistemas estão sendo aplicados com sucesso no controle térmico de processadores de computadores e de outros componentes eletrônicos que dissipam elevados fluxos de calor.

1.3.5 “T-system”

O “T-system” ou Sistema T é um dispositivo de transferência de calor passivo que foi proposto por Tamburini (1978). Este sistema também utiliza processos de mudança de fase para transportar calor de uma fonte quente para uma fonte fria, porém com algumas características peculiares, ilustradas na figura 1.10.

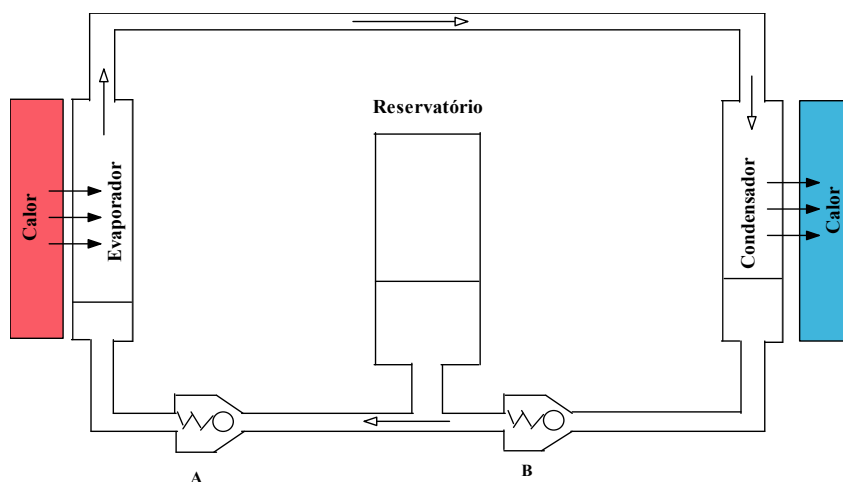


Figura 1.10 – “T-system”

O sistema T é composto por um evaporador, um condensador, um acumulador de líquido, duas válvulas unidirecionais e linhas de ligação entre estes componentes. O funcionamento do sistema baseia-se na diferença de pressão parcial de vapor entre os componentes. Para entender o funcionamento é primordial que se esteja atento ao fato de que qualquer diferencial de pressão entre o sistema e o acumulador irá provocar a movimentação do fluido do condensador para o acumulador ou do acumulador para o evaporador. Deve-se lembrar também que, a pressão sempre aumenta com o aumento da massa de vapor, já que o volume do sistema é constante.

Para ilustrar este fato parte-se da condição de funcionamento onde as taxas de evaporação e condensação são idênticas. Entretanto, uma vez que o líquido, devido aos processos de evaporação e condensação é transferido para o condensador, a massa de líquido no evaporador diminui, enquanto no condensador aumenta. No condensador, o aumento da massa de líquido reduz a área superficial disponível para a condensação e conseqüentemente a taxa de condensação diminui. No evaporador, a redução de líquido irá produzir um dos quatro efeitos:

- a. Taxa de evaporação se mantém inalterada.
- b. Taxa de evaporação aumenta.
- c. Taxa de evaporação diminui, porém ainda é maior que a taxa de condensação.
- d. Taxa de evaporação diminui e é menor que a taxa de condensação.

Nos casos a, b e c a massa de vapor aumenta e conseqüentemente ocorre um aumento de pressão em relação à pressão do acumulador. Essa diferença força a válvula A contra seu assento e abre a válvula B proporcionando assim a entrada de líquido proveniente do

condensador no acumulador. A área de condensação é novamente restabelecida e um novo equilíbrio entre evaporador e condensador é alcançado.

No caso d, ocorre o oposto, ou seja, a massa de vapor e a pressão diminuem, o que faz com que a pressão no acumulador feche a válvula B e abra a válvula A, permitindo a passagem de líquido para o evaporador. A entrada de líquido no evaporador aumenta novamente a taxa de evaporação, restabelecendo o equilíbrio de pressões. Independentemente do projeto do evaporador, este será sempre o caso quando o evaporador estiver com deficiência de líquido.

O sistema T pode ser projetado para promover um controle fino de temperatura, através do ajuste da carga de fluido refrigerante uma vez que o acumulador controla a pressão de operação. Tal dispositivo ainda não possui aplicações mencionadas na literatura.

1.3.6 Circuito de termossifão bifásico.

Enfim chega-se ao ultimo dos sistemas passivos de transferência de calor mencionados nesta introdução. O circuito de termossifão bifásico é uma variante do termossifão bifásico fechado, assim como o LHP é do “heat pipe”, ou seja, o evaporador é conectado ao condensador por meio de tubulações. Através deste sistema pode-se transportar calor sem consumo de trabalho e com poucas restrições geométricas, mas ainda é necessário que o evaporador esteja localizado abaixo do condensador, porém sem a obrigação de estarem alinhados no mesmo eixo vertical.

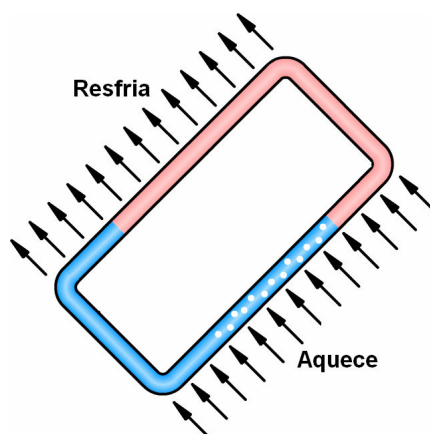


Figura 1.11 – Circuito de termossifão bifásico.

A figura 1.11 mostra os componentes principais de um circuito de termossifão, ou seja, o evaporador, a linha de vapor, o condensador e a linha de líquido. Neste sistema, vapor é gerado na fonte quente e se acumula na parte superior, gerando assim um diferencial de

pressão em relação ao condensador. O vapor escoar através da linha de vapor, e atinge o condensador onde é condensado. A ação do campo gravitacional faz com que o fluido retorne ao evaporador através da linha de líquido.

O fluxo de massa em circulação e conseqüentemente a capacidade de refrigeração dependem da diferença de temperatura entre as fontes “fria” e “quente” e também de um balanço entre a coluna de líquido que se forma entre o evaporador e o condensador e a perda de carga nas tubulações e nos trocadores de calor.

1.4 Escopo do trabalho.

O escopo deste trabalho reside na investigação predominantemente experimental de um circuito de termossifão bifásico aplicado à extremidade fria de uma máquina Stirling de refrigeração, de configuração β . Como fluido refrigerante optou-se pelo R744 (CO_2), pois este é natural, não inflamável, não tóxico e possui boas características de transferência de calor.

Paralelamente desenvolveu-se também um modelo matemático para simular o comportamento de circuitos de termossifão em regime permanente.

O problema geral a ser estudado encontra-se esquematizado na figura 1.12 que mostra a máquina Stirling, juntamente com as indicações das temperaturas de operação nas extremidades fria (-10°C) e quente (50°C). Aparecem também as condições de contorno para as vazões de ar em circulação, capacidade de refrigeração, taxa de dissipação de calor e temperatura de entrada do ar nos dois ambientes.

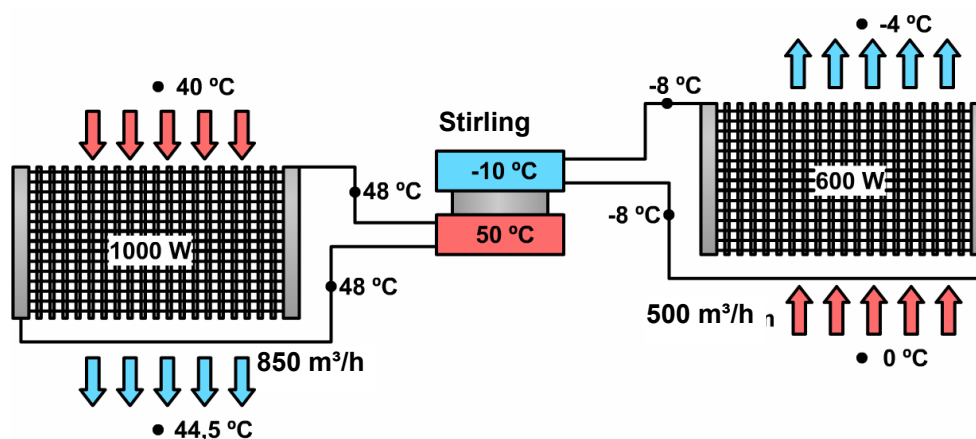


Figura 1.12 – Configuração típica de um sistema Stirling de refrigeração com fluido auxiliar nos lados frio e quente.

Para atingir os objetivos estabelecidos, construiu-se uma bancada experimental com o intuito de avaliar o desempenho de circuitos de termossifão bifásicos através de medições da

capacidade de refrigeração, das temperaturas ao longo do circuito e da pressão de saturação do refrigerante.

Uma revisão bibliográfica forneceu as variáveis mais relevantes deste tipo de sistema, as quais serão estudadas neste trabalho:

- Diferença de temperatura entre as fontes quente e fria
- Carga de fluido refrigerante ou razão de preenchimento do evaporador
- Diâmetro das linhas de vapor e líquido
- Altura relativa entre condensador e evaporador
- Vazão de ar através do evaporador

Na outra frente do trabalho realizou-se também uma extensa revisão bibliográfica com o intuito de identificar a melhor estratégia de modelação a ser utilizada. Os trabalhos de McDonald e Ali(1977), Ali e McDonald(1977) e McDonald *et al.* (1977) foram escolhidos e serviram de base para o modelo proposto. A figura 1.13 mostra um esquema do circuito de termossifão estudado neste trabalho.

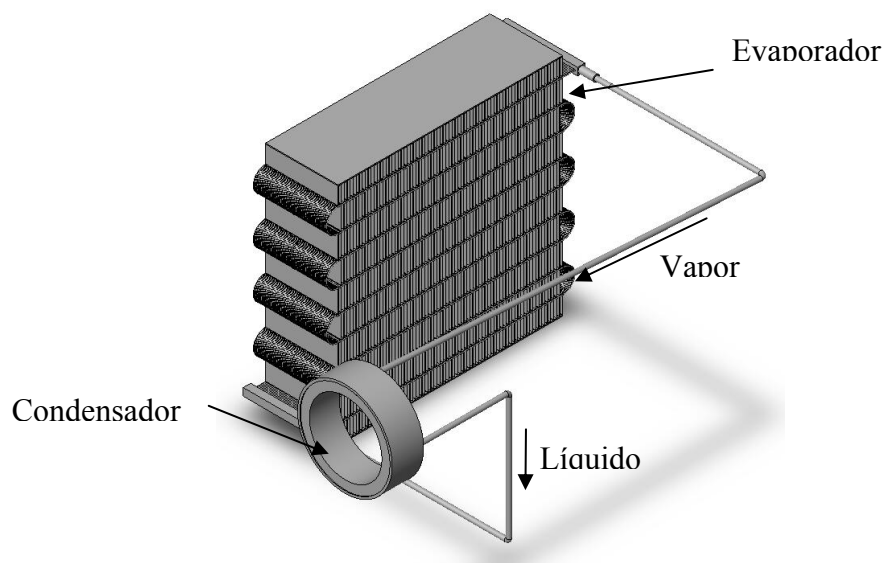


Figura 1.13 – Circuito de termossifão bifásico.

1.5 Estrutura do Trabalho

- Capítulo 1: Introdução – descreve a motivação do trabalho, os objetivos e faz um apanhado geral das tecnologias passivas de transferência de calor.
- Capítulo 2: Revisão Bibliográfica – avalia o estado da arte sobre o desenvolvimento de refrigeradores baseados no ciclo Stirling, sobre a aplicação

de fluidos refrigerantes naturais e aborda trabalhos relacionados à experimentação e modelação de circuitos de termossifão bifásico.

- Capítulo 3: Análise experimental – descreve a metodologia experimental adotada. Apresenta uma descrição detalhada da bancada experimental, envolvendo aspectos de construção e de calibração. Os experimentos realizados são também descritos e discutidos.
- Capítulo 4: Análise teórica – apresenta os fundamentos teóricos para a modelagem de escoamentos bifásicos com transferência de calor. As equações são aplicadas ao problema em questão, e mostra-se o programa desenvolvido.
- Capítulo 5: Resultados – apresenta e discute os resultados experimentais e numéricos do presente trabalho.
- Capítulo 6: Conclusões – apresenta as conclusões do trabalho e algumas sugestões para trabalhos futuros.
- Capítulo 7: Referencias

Este capítulo está dividido em duas partes, quais sejam: i) trabalhos envolvendo aplicações do ciclo stirling em refrigeradores e ii) trabalhos relacionados com circuitos de termostifão bifásicos, abrangendo tanto trabalhos experimentais como numéricos.

2.1 Aplicação do ciclo Stirling em refrigeradores

O número de trabalhos envolvendo a aplicação de FPSC's em sistemas de refrigeração de pequeno porte vem crescendo nos últimos anos. Kim *et al.* (1999), por exemplo, testaram um FPSC, modelo M100A, fabricado pela Global Cooling BV, aplicado a um freezer com capacidade de 60 litros. Uma foto deste sistema é mostrada na figura 2.1.

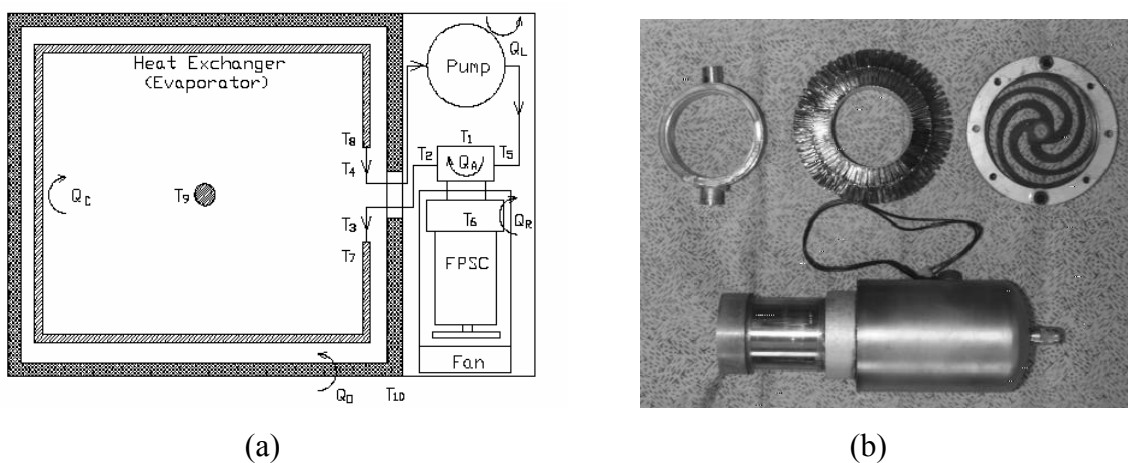


Figura 2.1 – Sistema testado por Kim *et al.* (1999).

O sistema de transferência de calor entre o gabinete refrigerado e a parte fria da máquina Stirling, baseava-se na utilização de um sistema de bombeamento de fluido secundário (etanol). O etanol recebia calor no trocador original do sistema e o transferia à parte fria da máquina. Um trocador aletado com movimentação forçada de ar foi diretamente acoplado à extremidade quente da máquina Stirling. Os resultados mostraram que para uma mesma temperatura interna do gabinete, o sistema operando com FPSC consumia 25% menos energia que o ciclo Rankine. A figura 2.2 mostra os resultados obtidos.

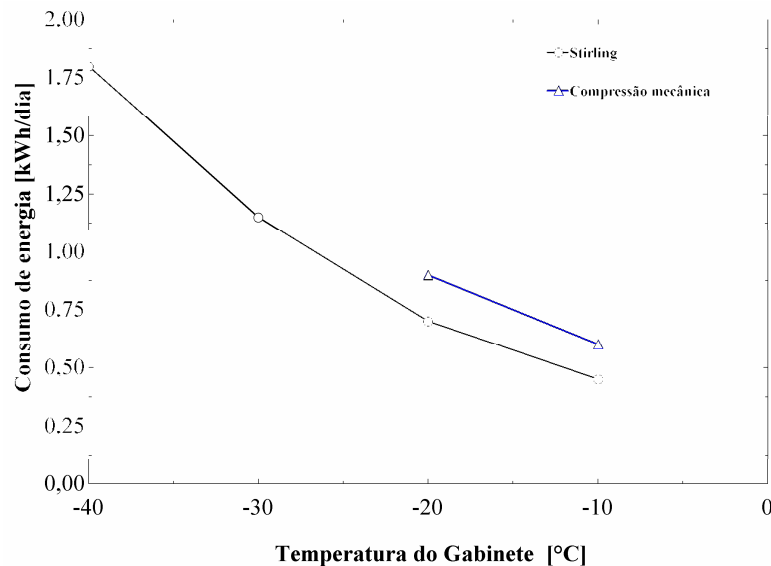


Figura 2.2 – Resultados obtidos por Kim *et al.* (1999).

Nesta mesma linha deve-se citar o trabalho de Berchowitz *et al.* (1999), centrado num gabinete com 40 litros de volume interno. Eles apresentaram resultados de simulações realizadas durante a etapa de projeto sendo estes comparados com dados experimentais obtidos com uma unidade M100A da Global Cooling BV. A figura 2.3 mostra um esquema do sistema testado.

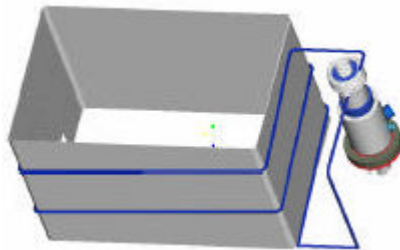


Figura 2.3 – Sistema testado por Berchowitz *et al.* (1999).

O sistema de transferência de calor no lado frio consistia de um circuito de termossifão bifásico. O evaporador deste sistema era composto por tubos em contato com as paredes do gabinete enquanto o condensador era composto por tubos enrolados na parte fria

da máquina Stirling. Na parte quente da máquina foi utilizado o mesmo tipo de trocador de calor empregado por Kim *et al.* (1999). Os resultados obtidos mostraram que o desempenho do sistema com o FPSC é um pouco inferior ao esperado, porém muito melhor que os obtidos com sistemas de refrigeração termoelétrica. A figura 2.4 ilustra os perfis típicos de temperatura.

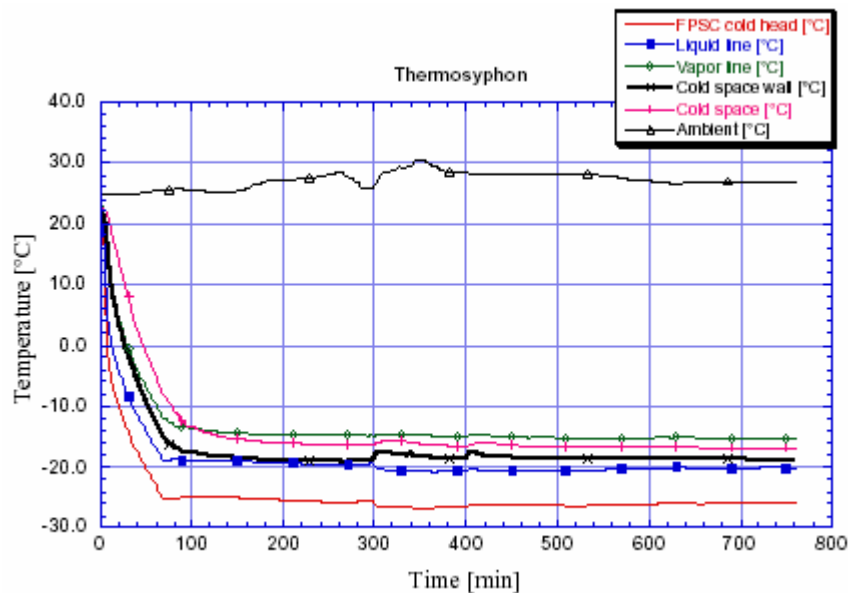


Figura 2.4 – Perfis de temperatura no refrigerador testado por Berchowitz *et al.* (1999).

Pode-se observar que existe uma diferença de temperatura da ordem de 10°C entre a extremidade fria do refrigerador Stirling e o ar no espaço refrigerado. Nota-se também que existe uma diferença de temperatura entre as linhas de líquido e vapor, da ordem de 5°C . Deve-se mencionar que a temperatura ambiente não foi controlada durante os testes, o que não afeta as comparações realizadas, embora afete o consumo de energia do sistema.

2.2 Sistemas passivos de transferência de calor

Greif (1988) apresentou uma vasta revisão sobre circuitos de circulação natural tanto monofásico como bifásico. A revisão a seguir abrange tanto trabalhos experimentais como de natureza numérica.

2.2.1 Trabalhos experimentais

McDonald *et al.* (1977) e Ali e McDonald (1977), estudaram um sistema de recuperação de calor de ar de ventilação, utilizando um circuito de termossifão bifásico. O desempenho do circuito foi avaliado em termos de um coeficiente global de transferência de calor do circuito definido como,

$$U = \frac{\left(\frac{\dot{Q}}{A_e}\right)}{(T_e - T_c)} \quad (2.1)$$

onde \dot{Q} é a taxa de transferência de calor, A_e é a área interna do evaporador, e T_e e T_c são respectivamente as temperaturas das paredes dos tubos do evaporador e do condensador.

A figura 2.5 mostra o circuito utilizado nos dois trabalhos anteriormente mencionados e também a forma proposta para a determinação das resistências térmicas.

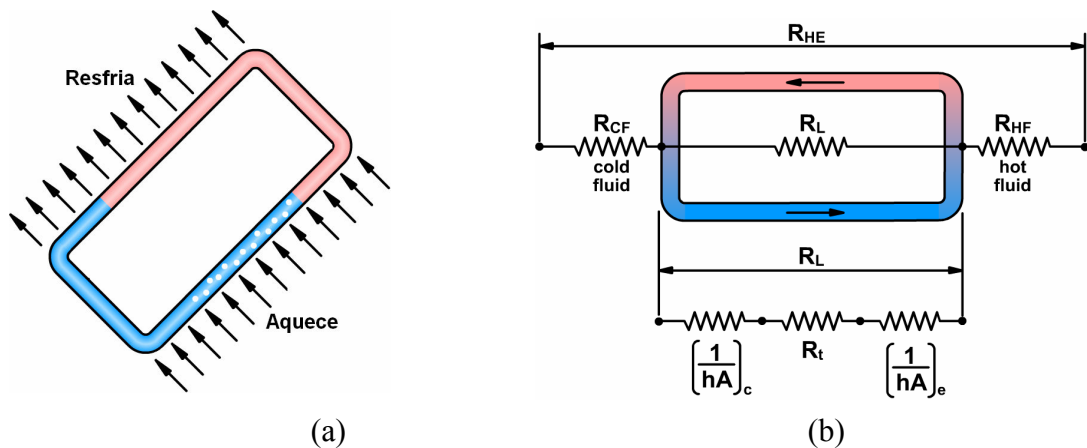


Figura 2.5 – Circuito testado por McDonald *et al.* (1977) e Ali e McDonald (1977), (a) configuração geométrica e (b) representação das resistências térmicas.

Na figura anterior a variável R_t representa a resistência térmica associada à diferença entre as temperaturas de saturação no condensador e no evaporador, gerada pela perda de carga ao longo do circuito, expressa através da equação 2.2.

$$R_t = \frac{[T_{sat}(P_e) - T_{sat}(P_c)]}{\dot{Q}} \quad (2.2)$$

Foram realizados ensaios experimentais utilizando dois fluidos, R-11 e R-113, variando a inclinação, a carga de refrigerante e a temperatura de operação. Foram determinadas inclinações e cargas ótimas de operação do sistema para minimizar a subalimentação do evaporador e a sobrealimentação do condensador. Alguns resultados deste trabalho são ilustrados nas figuras 2.6 à 2.8.

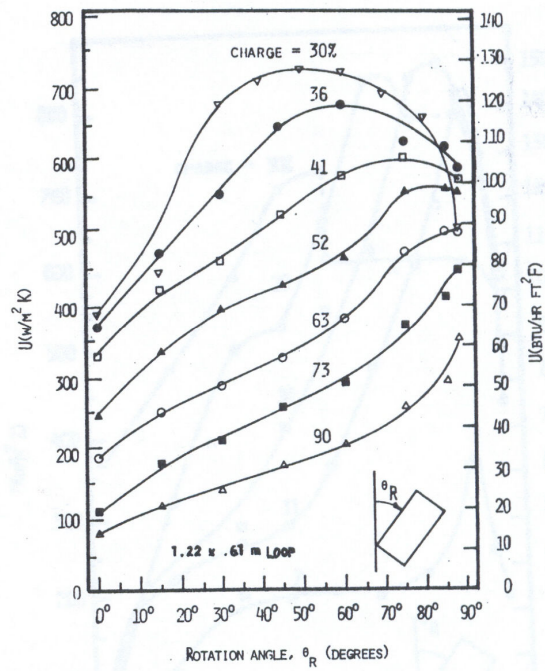


Figura 2.6 – Efeito da inclinação e da carga de refrigerante sobre o coeficiente global de transferência de calor (McDonald *et al.*, 1977).

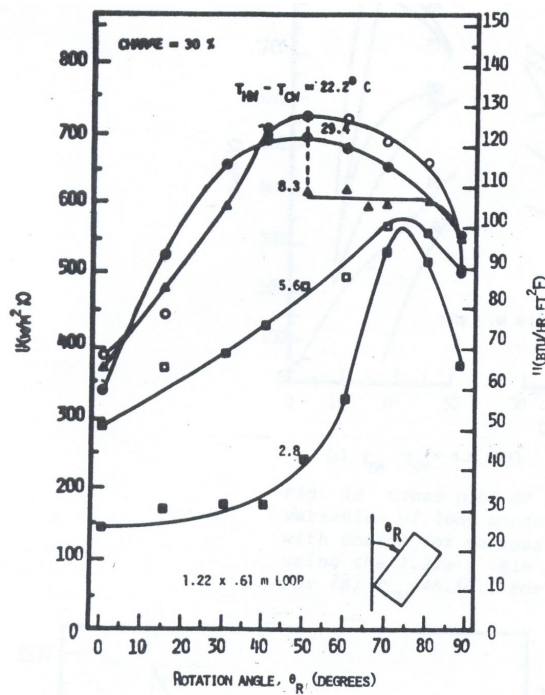


Figura 2.7 – Efeito da inclinação e da diferença de temperatura sobre o coeficiente global de transferência de calor (McDonald *et al.*, 1977).

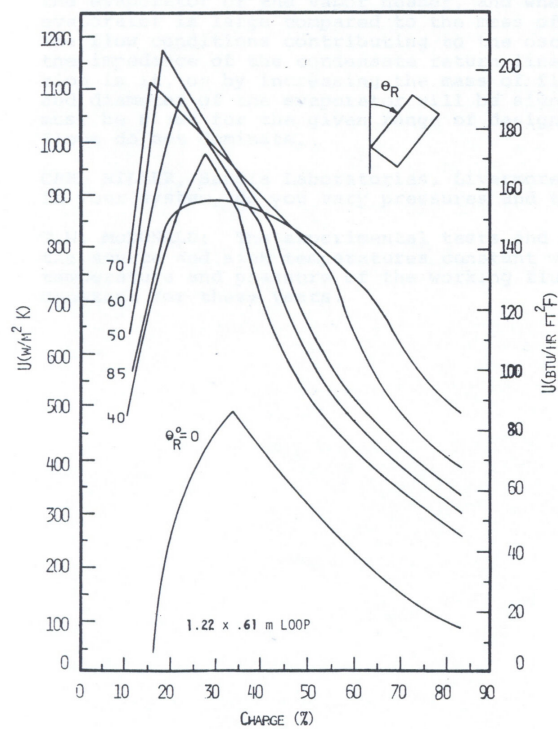


Figura 2.8 – Efeito da carga de refrigerante e da inclinação sobre o coeficiente global de transferência de calor (McDonald *et al.*, 1977).

A figura 2.6 mostra o efeito da inclinação do circuito e da carga de refrigerante, sobre o coeficiente global de transferência de calor do sistema. A carga está expressa em percentual e significa o volume do circuito ocupado pela fase líquida. Os resultados mostram um aumento do coeficiente global com o aumento da inclinação em função da pouca presença de líquido no condensador e da pouca presença de vapor no evaporador, especialmente para pequenos preenchimentos. Para valores muito elevados de inclinação, especialmente em cargas pequenas, o coeficiente global diminui devido ao aumento da perda de carga provocado pelo bombeamento de uma mistura de vapor e líquido através do evaporador. Percebe-se também que existe uma carga de refrigerante que proporciona um valor máximo para coeficiente global, dada uma diferença de temperatura e uma inclinação.

A figura 2.7 ilustra o efeito da diminuição da diferença de temperatura entre as fontes quente e fria através do aumento da temperatura da fonte fria, para uma carga constante de 30% e para várias inclinações. Pode-se perceber que existe uma diferença de temperatura específica na qual o sistema opera com máximo desempenho. A queda brusca de desempenho para pequenas diferenças de temperatura e pequenas inclinações é causada pelo desaparecimento da fase líquida no evaporador.

Uma outra forma de apresentar os resultados da figura 2.6 é a mostrada na figura 2.8. Nesta figura a carga de refrigerante foi utilizada como abscissa, obtendo-se curvas de $U \times$ carga para diferentes inclinações. Tal maneira de análise evidencia ainda mais a perda de desempenho do sistema por falta de líquido no evaporador para cargas baixas, e pelo excesso de líquido no condensador para cargas altas. Na região à direita do ponto de máximo o líquido é arrastado pelo vapor para o condensador. Este arraste possui dois efeitos malignos sobre o desempenho do sistema, um deles é o aumento do filme de líquido nas paredes do condensador o que aumenta a resistência térmica, e o outro é o aumento da perda de carga entre o evaporador e o condensador, o que eleva a contribuição da resistência térmica de transporte (McDonald *et al.*, 1977).

Cundy e Ha (1982) investigaram o desempenho de um circuito de termossifão bifásico realizando experimentos com um circuito fechado onde o evaporador se encontrava na parte inferior do circuito, e o condensador na lateral. Um tubo em U foi colocado entre o condensador e o evaporador para evitar o refluxo de vapor proveniente do evaporador. Testes com etanol e água foram realizados utilizando respectivamente circuitos fabricados em aço inoxidável e cobre. A importância do escoamento paralelo de vapor e condensado no condensador, que intensifica a transferência de calor pela remoção do filme líquido em contato com a parede foi enfatizada pelos autores. Observou-se ainda que na partida do sistema as temperaturas se elevaram a patamares não previsíveis, sempre na presença de flutuações.

As características de circuitos de termossifão bifásico foram também estudadas por Cheng e Rovang (1987). O sistema em questão era formado por um condensador posicionado acima do evaporador com um separador de líquido e por tubos de conexão. Observou-se que o melhor desempenho era atingido quando o sistema operava na região de saturação e com o título próximo da unidade.

O estudo de circuitos de termossifão bifásico tem encontrado um forte interesse e apoio financeiro na indústria de resfriamento de componentes eletrônicos. Ramaswamy *et al.* (1999), por exemplo, abordaram um circuito de termossifão bifásico aplicado ao resfriamento de microprocessadores, onde o evaporador era provido de uma estrutura para facilitar o crescimento de bolhas. A taxa de transferência de calor obtida com este evaporador mostrou-se quase 2,5 vezes superior a de um evaporador convencional de mesmas dimensões. Eles demonstraram também que o confinamento do evaporador não possui efeitos significativos e que a resposta do evaporador às cargas térmicas repentinas provoca transições suaves de uma condição de partida até a de regime permanente.

Rhi (2000) estudou experimentalmente uma variedade de circuitos de termossifão bifásico, numa ampla faixa de capacidade, nas mais diversas aplicações. Foram testados cinco circuitos de termossifão bifásico tentando varrer desde aplicações de resfriamento de componentes eletrônicos, passando por refrigeração termoelétrica até aplicações de reaproveitamento de calor residual. O objetivo principal era realizar experimentos que caracterizassem estes sistemas para depois compará-los com resultados de modelos numéricos.

Os resultados obtidos mostraram que o projeto de um circuito de termossifão bifásico não pode estar alicerçado unicamente em simulações numéricas, sugerindo que experimentos devem ser realizados para confirmação dos resultados e ajustes do modelo para cada aplicação específica.

Beitelmal e Patel (2002) desenvolveram um circuito de termossifão para aplicação em processadores de computadores pessoais. O evaporador deste circuito possuía uma estrutura interna especialmente projetada para intensificar o processo de ebulição em piscina.

Eles variaram a inclinação do circuito em relação a um plano horizontal. A carga térmica imposta ao evaporador foi mantida em 60W em todos os testes. Os resultados mostraram um rápido crescimento da resistência térmica para inclinações superiores a 30°.

Nisgoski (2002) apresentou uma análise experimental de um circuito de termossifão bifásico, utilizando água com fluido de trabalho, visando a aplicação em fornos de cocção de pães. Um protótipo foi testado em uma bancada experimental, para avaliar os efeitos do nível de preenchimento do evaporador, da inclinação da seção de evaporação do circuito e da taxa de transferência de calor no evaporador. A figura 2.9 mostra uma foto e um esquema da bancada experimental.

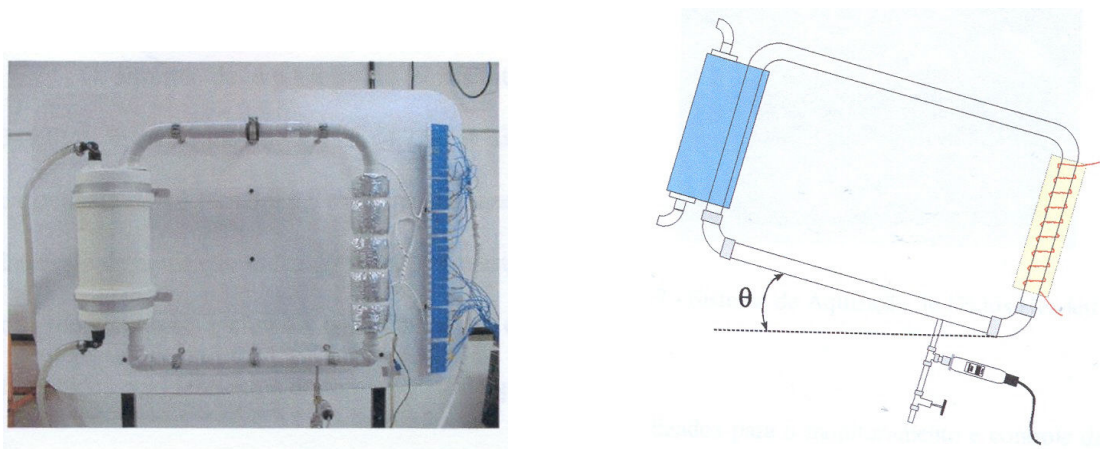


Figura 2.9 – Bancada experimental de Nisgoski (2002).

Os resultados obtidos mostraram que níveis de preenchimento próximos de 100% são ideais para o adequado funcionamento do circuito. Observou-se também que com baixas taxas de transferência de calor, apareciam oscilações na temperatura e na pressão de trabalho. Um modelo baseado na determinação de uma resistência térmica equivalente foi adotado para representar o comportamento global do circuito. A diferença entre os resultados numéricos e experimentais se manteve em torno de um valor médio de 17,6%. A figura 2.10 mostra um exemplo dos resultados obtidos por Nisgoski (2002) onde P representa a taxa de transferência de calor no evaporador e R_{eq} a resistência térmica equivalente do circuito.

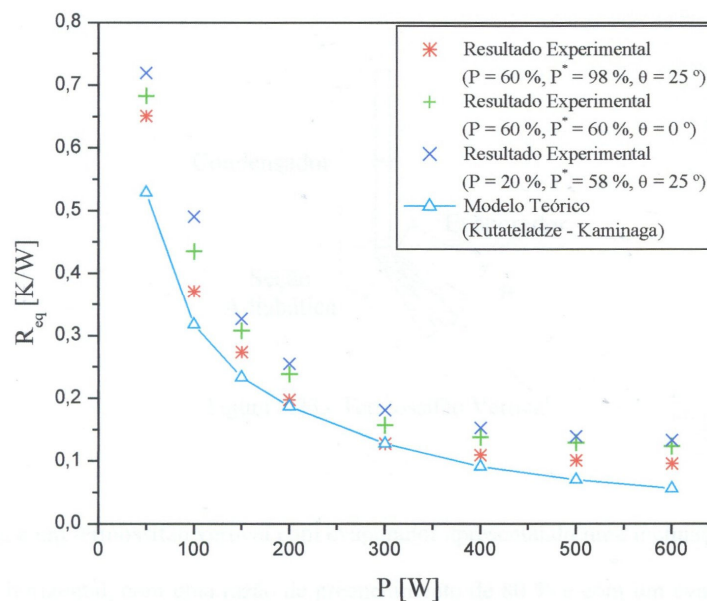


Figura 2.10 – Resultados obtidos por Nisgoski (2002)

Lee *et al.* (2003) realizaram experimentos e simulações com um circuito de termossifão bifásico aplicado a um refrigerador termoelétrico. Os CTB's (circuito de termossifão bifásico) foram utilizados tanto na face quente como na face fria do módulo para promover a transferência de calor entre essas superfícies e os ambientes externo e interno do refrigerador. A figura 2.11 mostra a disposição destes circuitos.

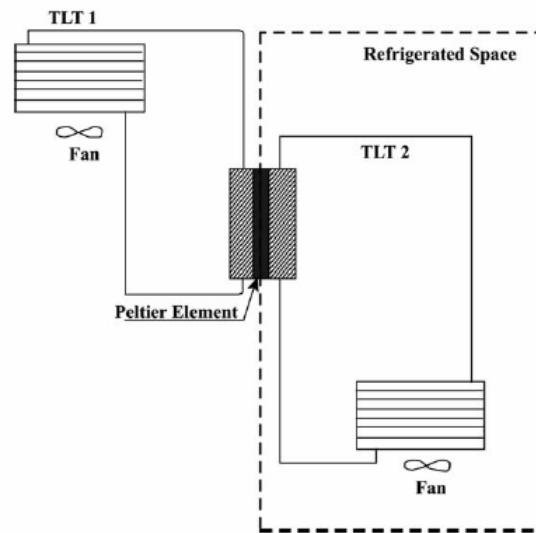


Figura 2.11 – Diagrama esquemático da disposição dos CTB's (Lee *et al.*, 2003)

Como mencionado, os autores também desenvolveram um modelo para descrever o comportamento dos dois circuitos cujos resultados serão discutidos na subseção seguinte.

Khodabandeh (2004) estudou experimentalmente um circuito de termossifão bifásico para controle térmico de uma estação rádio-base, tendo como objetivo o resfriamento de componentes eletrônicos de alta potência. O fluido de trabalho empregado foi o isobutano e admitiram-se duas formas de promover a transferência de calor no condensador, por convecção natural e forçada. Mostrou-se ser possível dissipar 80W num componente com menos de 1cm² de área superficial com convecção forçada no condensador. Com convecção natural a taxa de transferência de calor máxima dissipada foi de 60W. Percebeu-se ainda que a maior resistência térmica do circuito estava associada com o evaporador devido a sua pequena área superficial.

Yanagisawa *et al.* (2004) construíram um circuito secundário de transferência de calor utilizando CO₂ como fluido refrigerante, para ser acoplado a uma unidade de refrigeração que utiliza amônia no circuito primário. A unidade de refrigeração era responsável pelo controle da temperatura de expositores em um supermercado. Um circuito protótipo foi montado (figura 2.12) e suas características de operação foram avaliadas. Foi percebida a formação de bolhas de vapor na linha de líquido as quais geravam instabilidades no escoamento. Para resolver este problema, instalou-se uma linha de comunicação entre as linhas de líquido e de vapor, o que cessou as oscilações anteriormente observadas.

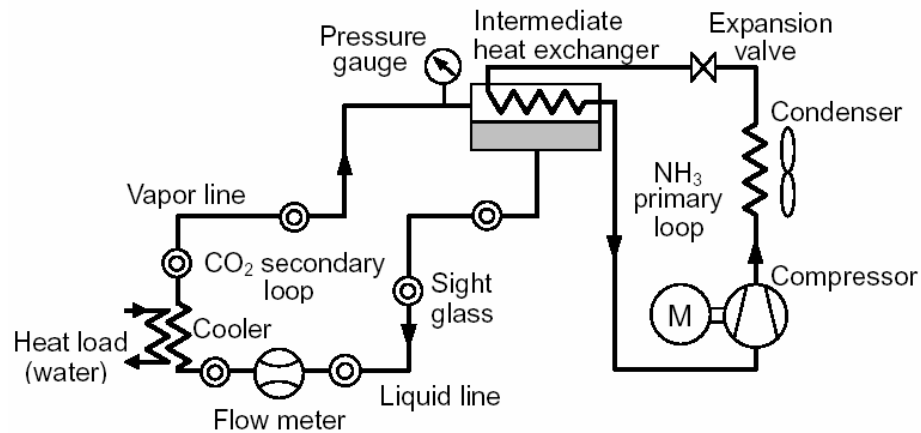


Figura 2.12 – Circuito secundário de circulação natural com CO₂ (Yanagisawa *et al.* 2004)

A grande vantagem deste circuito é a eliminação da bomba de circulação do fluido secundário, o que no caso de um sistema de grande porte pode representar uma redução significativa no consumo de energia.

2.2.2 Trabalhos de natureza numérica

Os primeiros trabalhos envolvendo a caracterização de sistemas de circulação natural foram desenvolvidos na sua maioria com circuitos de termossifão monofásicos. Greif (1988) realizou uma extensa revisão bibliográfica com foco nestes circuitos.

Ali e McDonald (1977) desenvolveram um programa de simulação para descrever o comportamento de circuitos de termossifão bifásico experimentados por McDonald *et al.* (1977). Tal modelo baseia-se na discretização de todo o comprimento do circuito e na solução das equações de conservação da massa, energia e quantidade de movimento linear em cada trecho. Para resolver essas equações foram utilizadas correlações empíricas, específicas para cada padrão de escoamento.

As principais dificuldades encontradas foram: i) extrapolação da faixa de aplicação das correlações e ii) definição de um critério de transição entre os padrões de escoamento. O programa principal exige, como dados de entrada, a carga de fluido refrigerante, a geometria do circuito, as temperaturas das fontes quente e fria, o número de células do circuito, e as tolerâncias de convergência para pressão, entalpia, temperatura e carga de refrigerante.

As simulações concordaram razoavelmente bem com os resultados experimentais anteriormente obtidos. No entanto o modelo não foi validado com dados gerados por outros pesquisadores. Observou-se também, durante as simulações, que há uma razão ótima entre o comprimento e o diâmetro do tubo para o adequado funcionamento do sistema. Para uma diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador de 10°C, o valor encontrado foi

de $L/D = 130$. A variação desta razão com a diferença de temperatura não foi, entretanto, explorada.

Percebeu-se que a escolha cuidadosa do diâmetro e do comprimento do tubo, assim como da carga de refrigerante, pode levar a elevados coeficientes globais numa ampla faixa de diferença de temperatura. O limite operacional do sistema é determinado pelo desaparecimento de líquido no evaporador, em elevadas diferenças de temperatura, ou então pela interrupção do processo de evaporação em diferenças de temperatura muito pequenas.

Alguns resultados das simulações e comparações com experimentos são mostrados nas figuras 2.13 e 2.14.

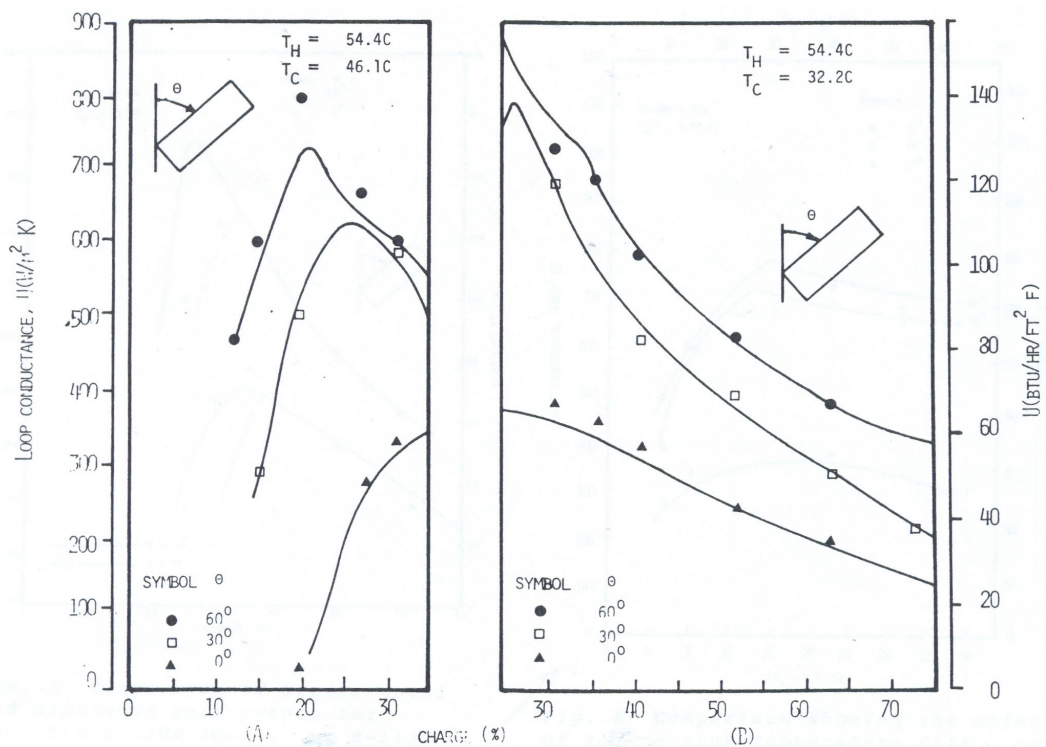


Figura 2.13 – Coeficiente global vs. carga de R113 (Ali e McDonald, 1977).

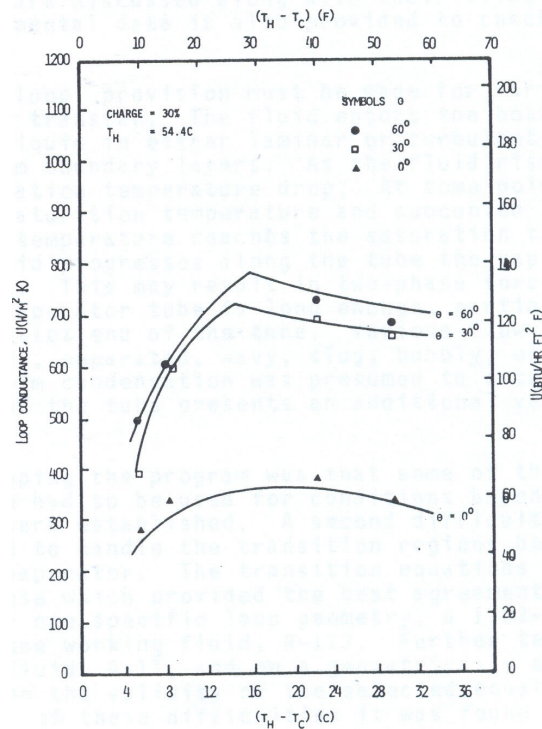


Figura 2.14 – Coeficiente global vs. $(T_q - T_f)$ (Ali e McDonald, 1977).

Além das comparações com resultados experimentais, o programa desenvolvido por Ali e McDonald (1977) foi ainda utilizado para gerar mapas de comportamento que resultou no trabalho de McDonald e Ali (1977). As análises foram realizadas para duas configurações de circuito, uma unidirecional onde o fluido pode escoar apenas numa direção, e outra bidirecional onde não há direção preferencial de escoamento pelo fato dos dois trocadores de calor não estarem desnivelados entre si. A configuração geométrica de tal circuito é apresentada na figura 2.15.

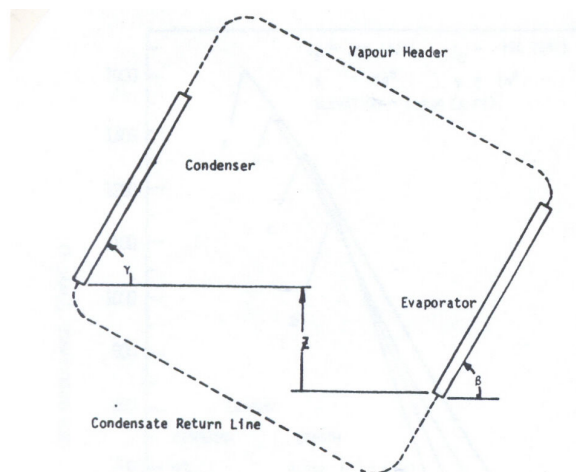


Figura 2.15 – Geometria do circuito analisado por Ali e McDonald (1977) e McDonald e Ali (1977).

As variáveis avaliadas por McDonald e Ali (1977) foram:

- Efeito da inclinação do evaporador e do condensador (Figura 2.16)
- Efeito da diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador (Figura 2.17)
- Efeito do diâmetro interno dos tubos do evaporador e do condensador (Figura 2.18)
- Efeito do comprimento dos tubos do evaporador e do condensador (Figura 2.19)

Para cada um destes parâmetros a carga de refrigerante também foi variada.

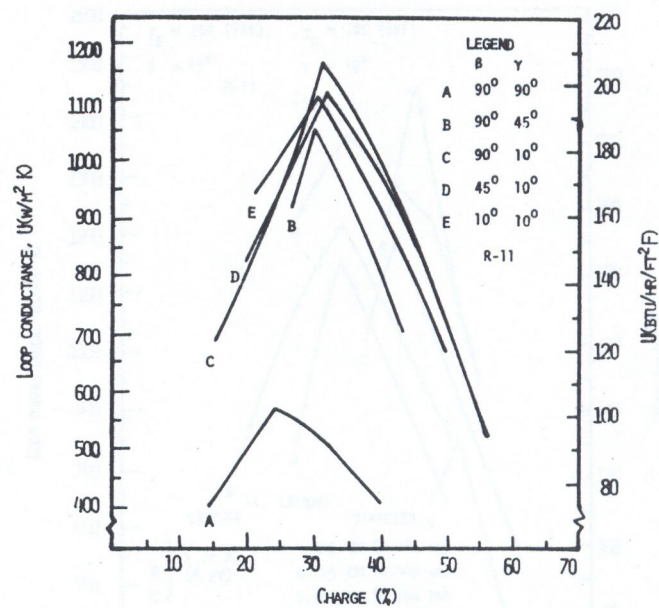


Figura 2.16 – Efeito da inclinação do condensador e do evaporador sobre o coeficiente global do circuito (McDonald e Ali, 1977).

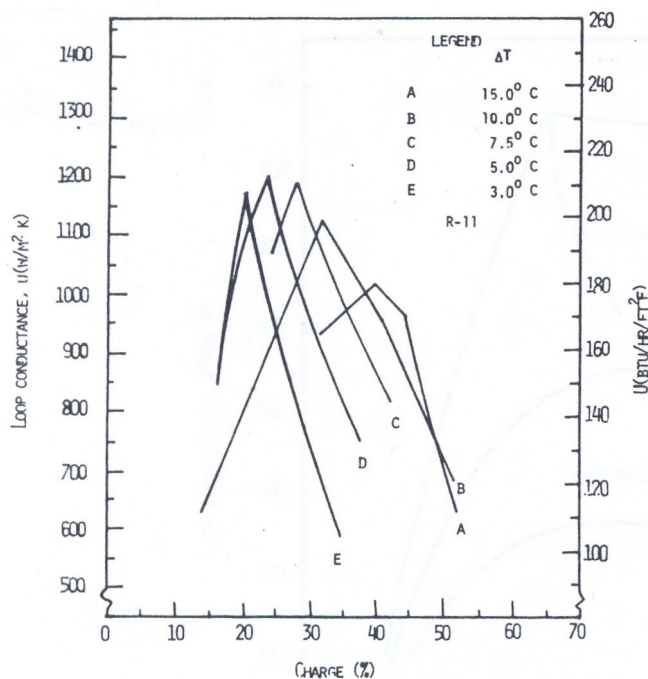


Figura 2.17 – Efeito da diferença de temperatura entre o condensador e o evaporador sobre o coeficiente global de transferência de calor (McDonald e Ali, 1977).

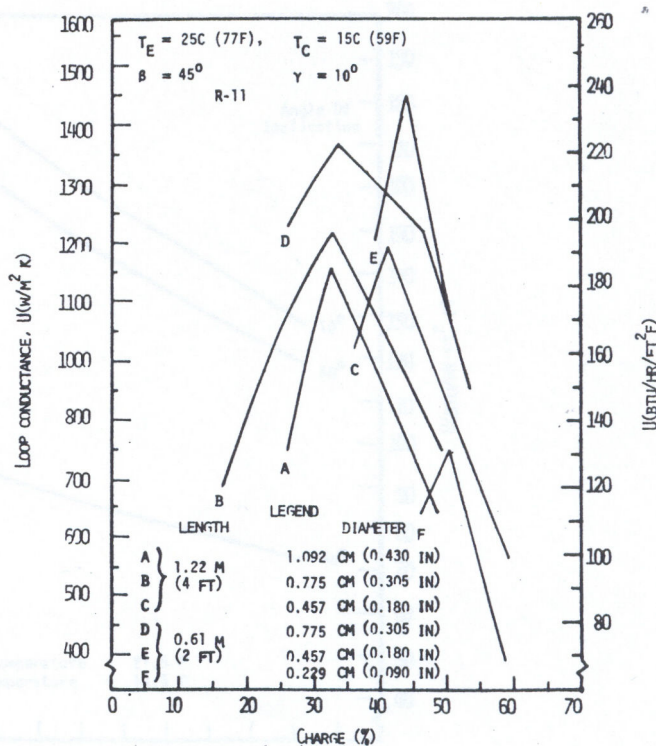


Figura 2.18 – Efeito do diâmetro dos tubos do condensador e do evaporador sobre o coeficiente global de transferência de calor (McDonald e Ali, 1977).

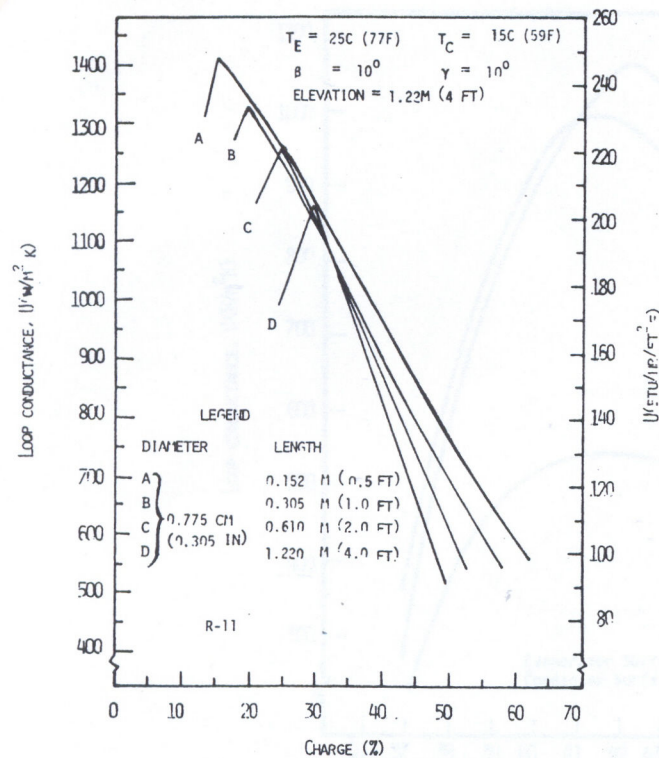


Figura 2.19 – Efeito do comprimento dos tubos do condensador e do evaporador sobre coeficiente global de transferência de calor (McDonald e Ali, 1977).

A figura 2.16 mostra que independentemente da inclinação, o coeficiente global passa por um ponto de máximo praticamente na mesma carga. Para as configurações B e E a variação do coeficiente global máximo ficou em torno de 15%. A configuração A apresentou um comportamento bem inferior ao das demais configurações, devido à falta de líquido no evaporador.

A figura 2.17 mostra que para diferenças de temperatura entre 3°C e 10°C o coeficiente global máximo varia numa banda de aproximadamente 10%, enquanto que a carga de refrigerante ótima varia entre 20% e 30%. Quando a diferença de temperatura é de 15°C há uma queda de desempenho de 10% em relação ao caso B, e a carga de refrigerante ótima aumenta de 30% para 40%.

A influência da relação entre o diâmetro interno dos tubos e o comprimento do circuito, é ilustrada na figura 2.18. Pode-se observar que para cada comprimento existe um diâmetro que gera o melhor desempenho. No caso em questão a razão ótima entre comprimento e diâmetro é de aproximadamente 130.

A figura 2.19 mostra que quanto menor o comprimento dos tubos, maior é o desempenho do circuito, devido à diminuição da perda de carga nos trocadores e a redução da resistência térmica de transporte.

Huang e Zelaya (1988) apresentaram um modelo analítico para um circuito de termossifão monofásico de geometria retangular operando em regime permanente. Correlações empíricas foram utilizadas na determinação do fator de fricção e do coeficiente de transferência de calor por convecção. Os resultados obtidos foram considerados satisfatórios quando comparados com resultados experimentais.

Chang e Chen (1988) apresentaram uma análise teórica do comportamento em regime permanente de um circuito de termossifão bifásico utilizando água como fluido de trabalho. A análise unidimensional proposta, considerou as regiões bifásicas do circuito como homogêneas. A variação do título na direção do escoamento foi assumida linear, tanto no evaporador como no condensador. Resultados para o fluxo de massa e para a taxa de transferência de calor, foram apresentados para um circuito quadrado e para um toróide. As análises mostraram que o fluxo de massa aumenta com o aumento da coluna de líquido entre o condensador e o evaporador. Adicionalmente observou-se que o fluxo de massa diminui com o aumento da região bifásica e também com o decréscimo da área de escoamento para um comprimento fixo.

Bernier e Baliga (1992) analisaram experimentalmente um circuito de termossifão monofásico e compararam os resultados obtidos com resultados numéricos gerados por um código CFD (“Computational Fluid Dynamics”). As análises numéricas foram realizadas considerando o escoamento como unidimensional nas regiões fora das seções de aquecimento e resfriamento. Nestas seções, as equações de conservação foram resolvidas através de uma malha bidimensional. Os resultados numéricos de velocidade e temperatura média do fluido concordaram bem com as medições realizadas em dois pontos do circuito, para uma faixa de dissipação de calor no evaporador entre 10 e 75W. O modelo apresentado foi também capaz de prever relativamente bem as temperaturas da parede da seção aquecida.

Vincent e Kok (1992) propuseram um modelo para a análise do comportamento transiente de um CTB de aplicação industrial. O modelo baseava-se nas equações de conservação da massa, energia e quantidade de movimento linear, em regime transiente. Uma abordagem por volumes finitos foi utilizada na discretização do domínio de solução. Os resultados mostraram que as oscilações de partida são fortemente ligadas ao fator de atrito, à razão entre as densidades do vapor e do líquido, e a coluna de líquido formada entre o condensador e o evaporador. Quanto maior a razão de densidade vapor - líquido menor é o tempo de resposta do sistema.

Joshi e Nakayama (2002) desenvolveram um modelo para um circuito de termossifão bifásico, aplicado ao resfriamento de componentes eletrônicos, utilizando o modelo

homogêneo para o escoamento bifásico em todos os componentes. A maior contribuição deste trabalho foi a modelação da temperatura de operação do sistema, por meio de um balanço acoplando o condensador e o evaporador. Foi observado que a temperatura de operação é extremamente dependente do desempenho do condensador. Os resultados se mostraram bons quando comparados às medições experimentais para o fluido dielétrico PF-5060, havendo pequenas discrepâncias em relação à temperatura de operação. Tal discrepância foi creditada à correlação adotada para calcular o coeficiente de transferência de calor na condensação, que não levava em consideração os efeitos convectivos do escoamento do vapor no centro do filme de condensado. Outra fonte de erro foi atribuída ao fato do modelo homogêneo não considerar diferenças entre as velocidades do vapor e do líquido.

Lee *et al.* (2003) desenvolveram dois modelos para a simulação de CTB's. Num deles as regiões bifásicas foram tratadas de maneira global, ou seja, utilizando apenas uma correlação tanto para o coeficiente de transferência de calor como para o fator de atrito bifásico. No outro modelo, chamado de setorial, as regiões bifásicas foram tratadas considerando-se diferentes padrões de escoamento. A exemplo de Ali e McDonald (1977) as correlações empíricas precisaram ser extrapoladas para fora da sua faixa de utilização.

Para ilustrar o problema da escolha das correlações ou da sua utilização fora da faixa recomendada, foram gerados resultados com base em 12 correlações distintas, as quais são comparadas com resultados experimentais na figura 2.20. Tal comparação chama a atenção para a necessidade de se encontrar uma correlação específica para uma dada condição ou então deve-se introduzir modificações em alguma correlação existente como forma de ajustar os resultados numéricos aos experimentais. As correlações para o coeficiente de transferência de calor no lado interno dos tubos foram modificadas de acordo com a equação 2.3.

$$\lambda_j = C_j \cdot x_j^{m_j} \quad (2.3)$$

Nesta equação x representa a correlação original. O coeficiente C e o expoente m foram determinados através da melhor correlação com os dados experimentais. O índice j representa escoamento monofásico ou bifásico. As figuras 2.21 e 2.22 mostram os resultados obtidos no trabalho em questão.

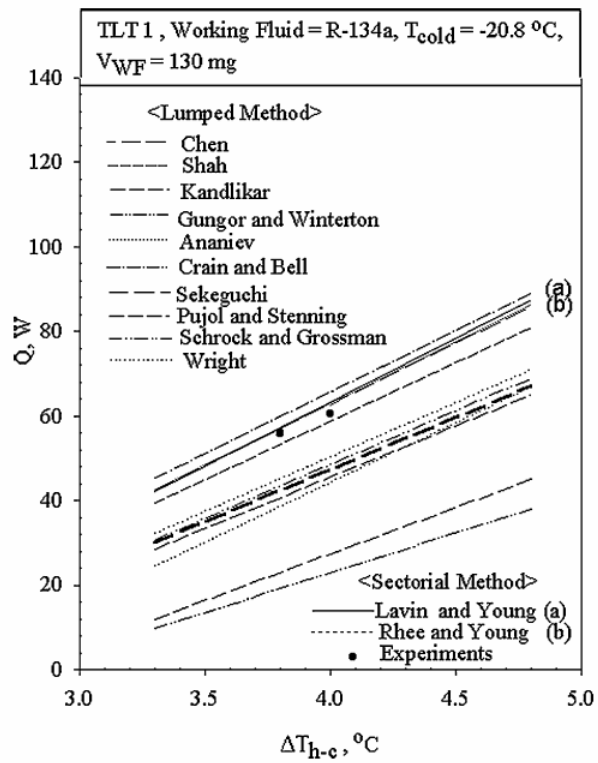


Figura 2.20 – Efeito da correlação do coeficiente de transferência de calor no evaporador (Lee *et al.*, 2003).

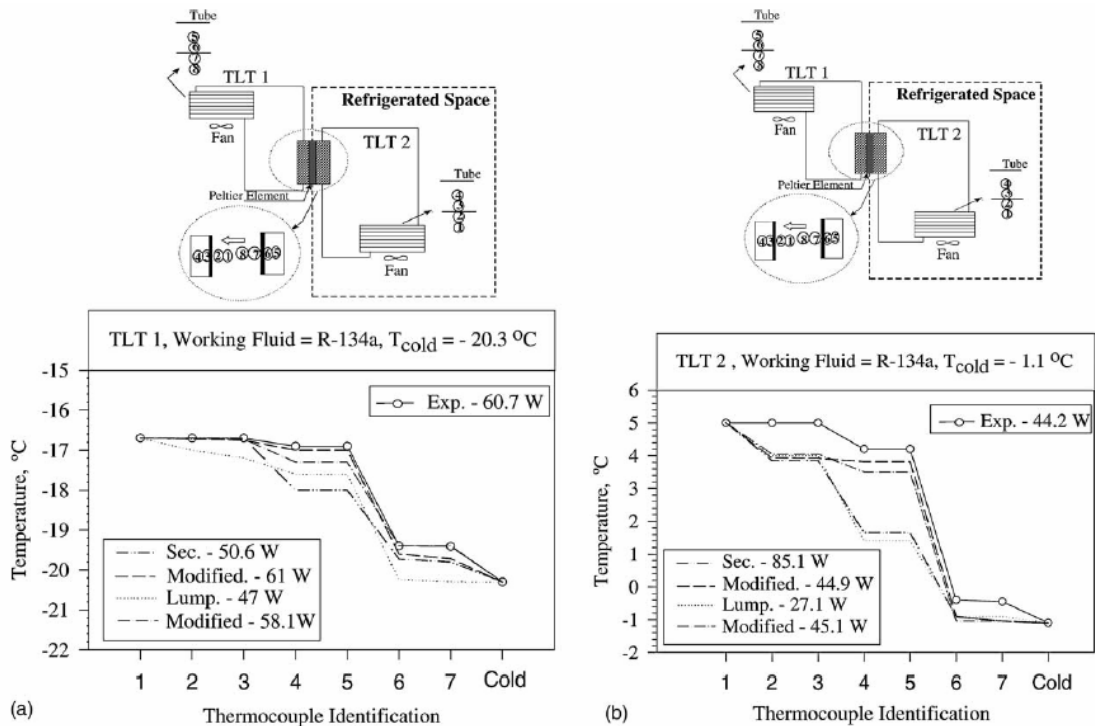


Figura 2.21 – Resultados experimentais vs. simulação. Perfis de temperatura (Lee *et al.*, 2003).

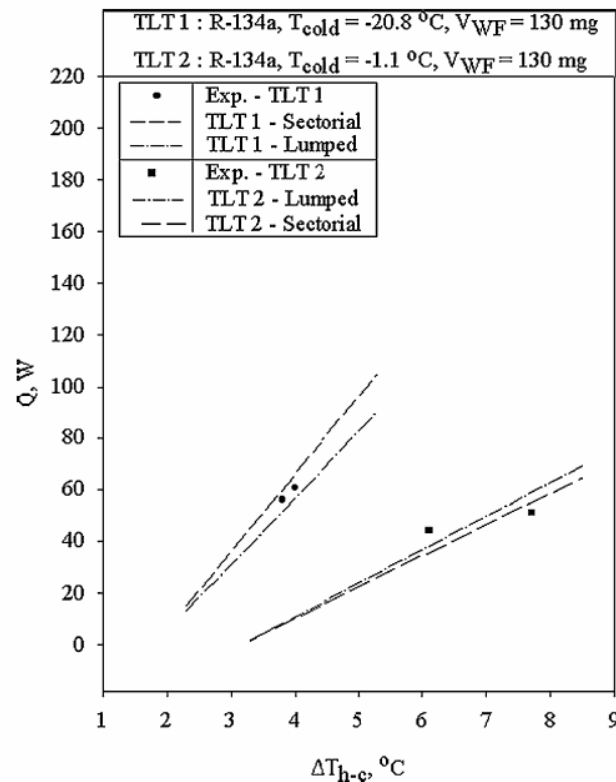


Figura 2.22 – Resultados experimentais vs. Simulação - taxa de transferência de calor (Lee *et al.*, 2003).

A figura 2.21 mostra uma comparação entre os resultados experimentais e simulados através dos dois métodos, para os dois circuitos considerados. Percebe-se uma discrepância de 22,5% entre os resultados dos modelos não modificados e os experimentais para o TLT1. Já no TLT2 essa diferença foi de 38,7% no caso do modelo global e de 92,5% no caso setorial. Modificando as correlações para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor, essa discordância caiu para 4% no TLT1 e 2% no TLT2.

Com base nos trabalhos e soluções apresentadas, torna-se possível, a partir deste ponto, descrever detalhadamente o problema em questão propondo-se estratégias de modelação numérica e de avaliação experimental.

3.1 Caracterização do problema

A necessidade maior deste trabalho é a transferência de calor entre uma superfície mantida a aproximadamente -10°C , por uma máquina Stirling de refrigeração, e um espaço refrigerado numa temperatura de aproximadamente 0°C . Como aplicações típicas podem ser citados os expositores de bebidas, os sistemas do tipo “vending machine” e os GDM – Glass Door Merchandiser, bastante comuns nos EUA e na Europa.

Para tanto se procurará viabilizar a utilização de circuitos de termostação bifásico como sistemas secundários de transferência de calor em máquinas Stirling de refrigeração, sujeitas a algumas restrições de mercado.

O mercado de refrigeração comercial leve, onde se encontram as aplicações anteriormente mencionadas, possui uma característica singular por ser influenciado por grandes empresas conhecidas como especificadores. Dentre os especificadores podem ser citados: Coca-Cola®, Unilever® Icecream, McDonald’s®, Nestlé®, Heineken®, entre outros.

No setor de resfriamento de bebidas, é bastante comum a presença de sistemas extremamente compactos, combinados em um único compartimento, com dimensões estabelecidas por um especificador.

Neste trabalho seguiu-se as recomendações de especificadores para definir os limites de operação e as configurações geométricas do produto em questão.

A figura 3.1 mostra um sistema de refrigeração compacto, típico de sistemas de resfriamento de bebidas.

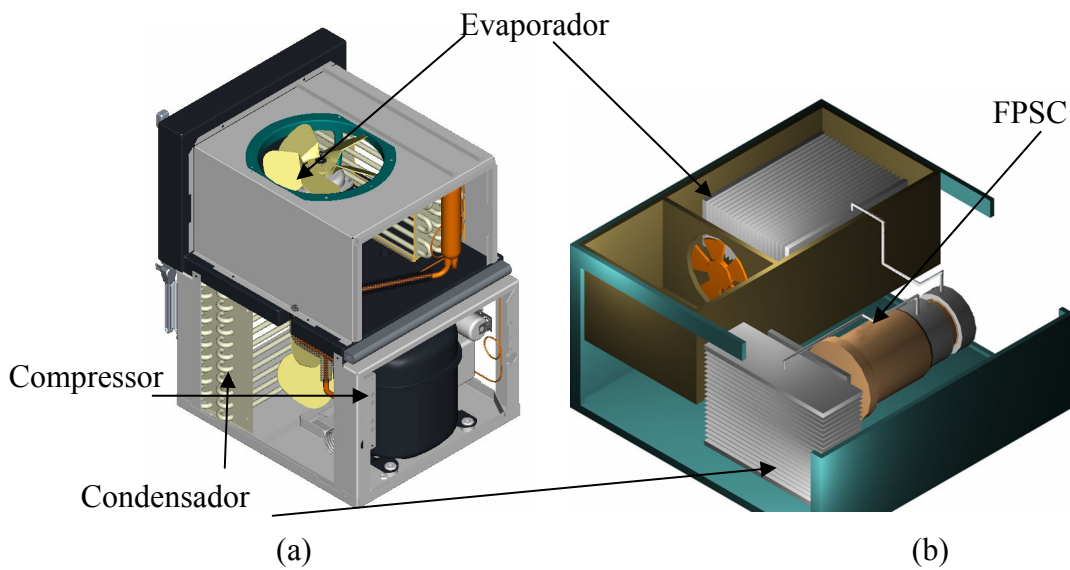


Figura 3.1 – Sistema de refrigeração compacto para expositor de bebidas. (a) sistema de compressão de vapor; (b) sistema com máquina Stirling.

Com base nas restrições geométricas existentes, e considerando a capacidade de refrigeração exigida, o FPSC precisa ser mantido na horizontal, como ilustrado na figura 3.16 o que cria algumas dificuldades para os sistemas secundários de transferência de calor.

Para avaliar o desempenho de um circuito de termossifão bifásico aplicado à extremidade fria do FPSC, utilizou-se a metodologia proposta por McDonald *et al.* (1977) e Rhi (2000). Em ambos os casos o coeficiente global de transferência de calor foi utilizado como variável dependente.

Baseado no trabalho de McDonald *et al.*(1977) os seguintes parâmetros foram tomados como variáveis independentes:

- Carga de refrigerante
- Diferença de temperatura entre condensador e evaporador
- Vazão volumétrica de ar através do evaporador
- Diâmetro da tubulação
- Desnível entre evaporador e condensador

A figura 3.2 ilustra a configuração do circuito e os parâmetros sob investigação.

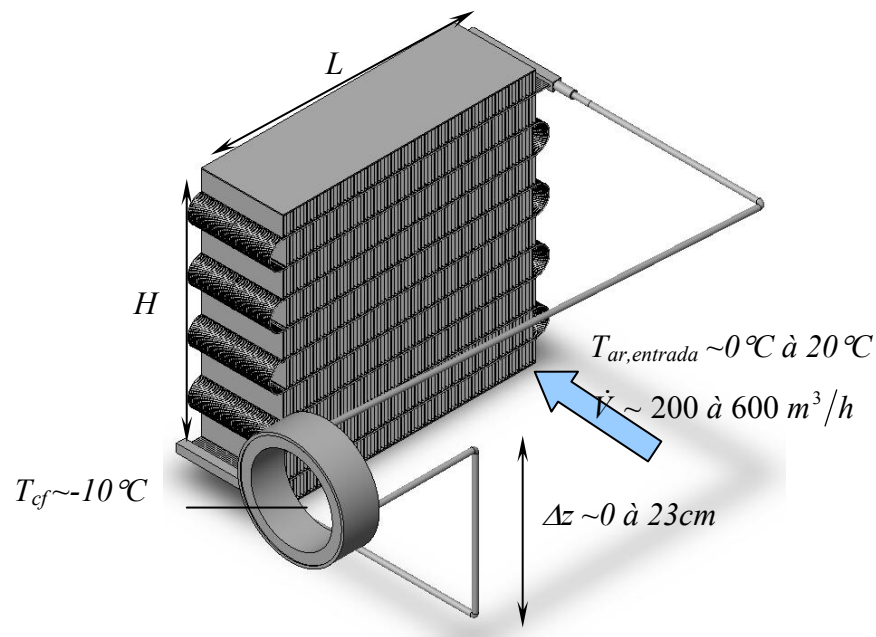


Figura 3.2 – Esquema do circuito de termostato bifásico

3.2 Bancada experimental

Para avaliar a influência dos parâmetros apresentados anteriormente sobre o desempenho do circuito, concebeu-se e construiu-se uma bancada experimental específica com o intuito de controlar e medir os seguintes parâmetros:

- Temperatura do ar na entrada do evaporador
- Temperatura do ar na saída do evaporador
- Vazão volumétrica de ar em circulação
- Temperatura da interface entre o condensador e a superfície fria do FPSC
- Temperaturas ao longo do circuito de termostato
- Altura relativa entre condensador e evaporador
- Capacidade de refrigeração

Para tanto foi necessário dividir a bancada em dois circuitos, um para controle do fluxo de ar através do evaporador e outro para controle das condições de operação do condensador, como ilustrado na figura 3.3. A aquisição de dados é comum aos dois circuitos.

3.2.1 Circuito de controle do fluxo de ar

O projeto e a concepção do circuito de movimentação de ar através do evaporador foram baseados nos trabalhos de Kays e London (1998). A bancada foi construída de acordo com os requisitos das normas ANSI/ASHRAE 33-78 e AMCA 41.2-2001, que tratam respectivamente da padronização de procedimentos para testes de trocadores de calor compactos e da medição de vazão de ar através de bocais.

A figura 3.4 mostra um esquema do circuito de controle do fluxo de ar. Tal circuito é essencialmente um túnel de vento fechado onde a movimentação de ar é garantida por um ventilador radial. Após o ventilador, o ar passa por uma seção de uniformização de temperatura e de velocidade, e em seguida, são realizadas medições de temperatura e umidade relativa. Após a seção de testes o ar passa por uma seção de uniformização de temperatura, após a qual são novamente realizadas medições de temperatura e umidade relativa.

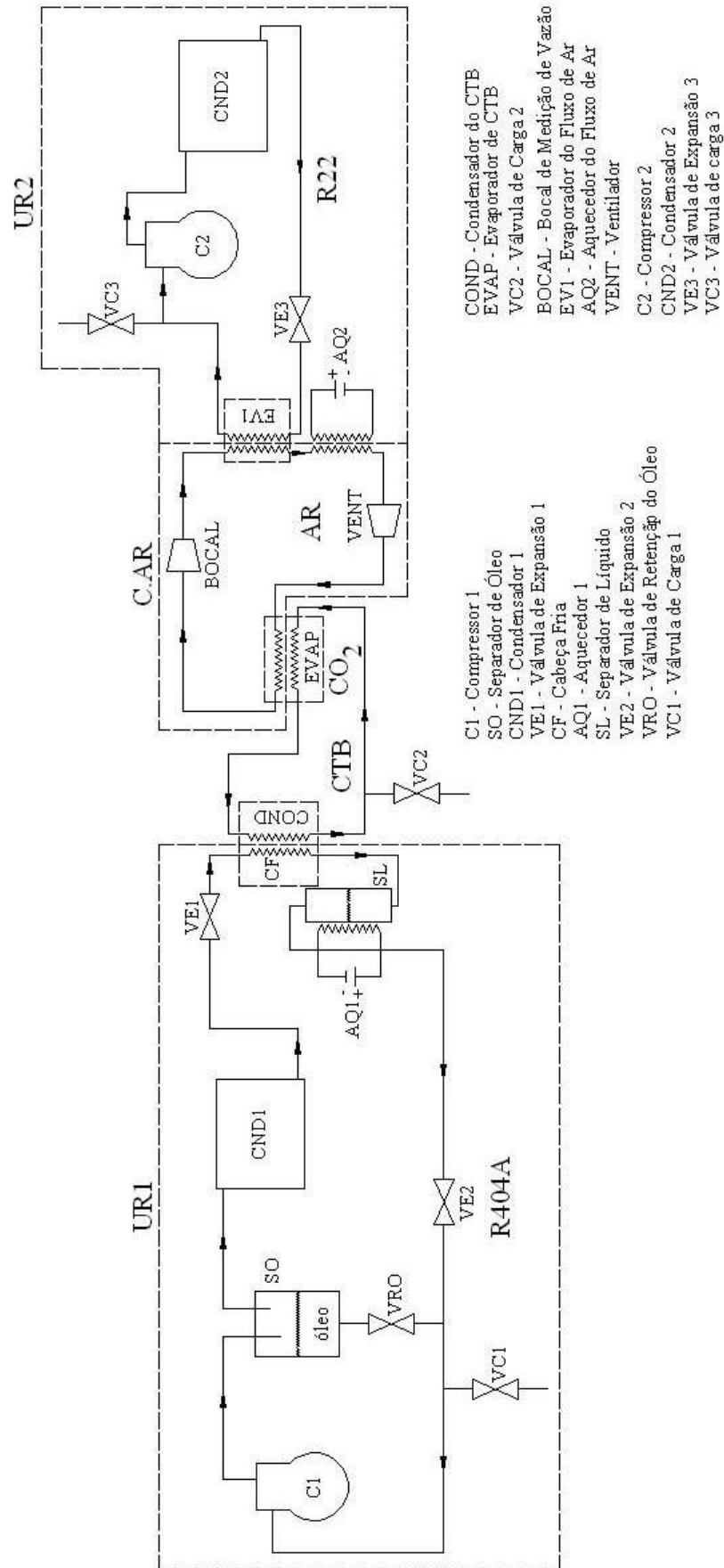


Figura 3.3 – Esquema da bancada experimental

Após a seção de testes o ar atinge o lado inferior da bancada onde a vazão volumétrica é medida através de um bocal. O ar é em seguida resfriado e aquecido como forma de controlar a sua temperatura na entrada da seção de testes. O aquecimento é promovido por um conjunto de resistências elétricas, controladas por um PID e o resfriamento se dá através da ação de um sistema convencional de compressão de vapor. Após a seção de controle de temperatura, o ar retorna ao ventilador, fechando assim o ciclo de operação.

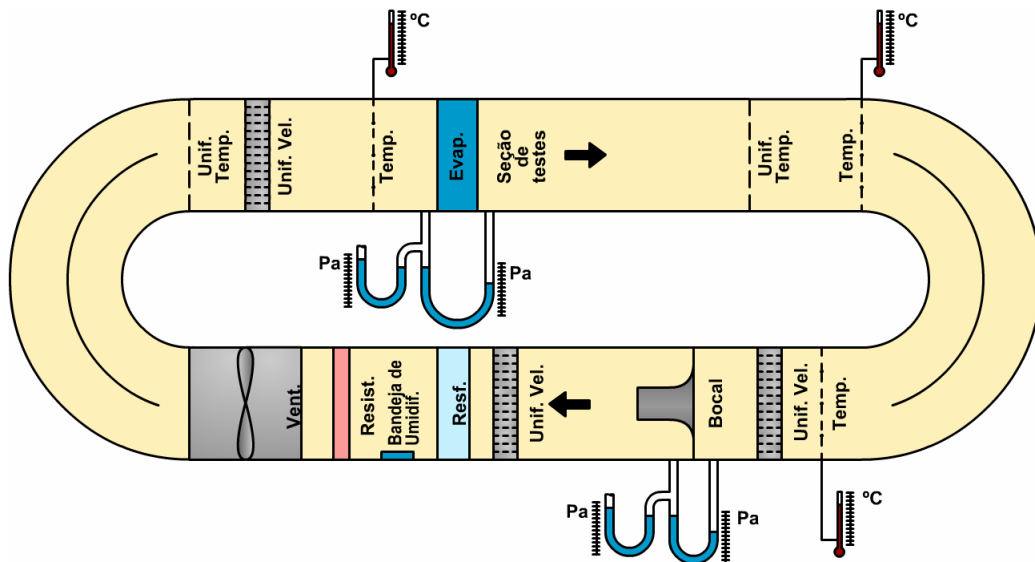


Figura 3.4 – Esquema do circuito de movimentação de ar.

Os dutos possuem dimensões de 0,6m de largura por 0,5m de altura. A bancada foi construída em módulos como forma de facilitar eventuais operações de manutenção e transporte. Os dutos foram termicamente isolados com uma camada de lã de rocha com 100 mm de espessura e adicionalmente com uma manta de 32 mm de Polipex®. A figura 3.5 mostra uma foto de um dos módulos do sistema de circulação de ar. Os dutos foram também equipados com portas laterais, para permitir o acesso aos elementos internos do circuito.

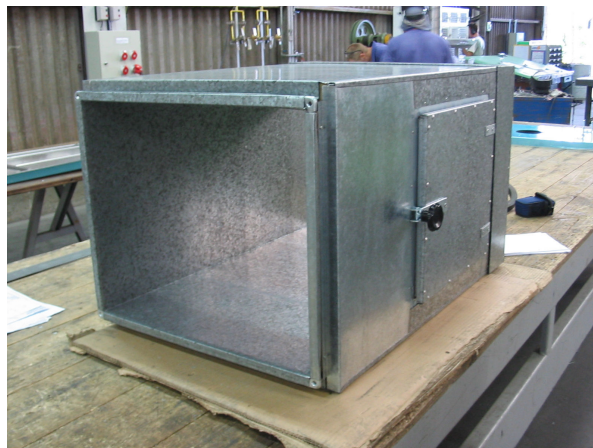


Figura 3.5 – Modulo do circuito de movimentação de ar.

A vazão de ar em circulação foi controlada através da ação de um inversor de frequência trifásico WEG modelo CFW080026T3848PSZ, acoplado ao ventilador. O ventilador utilizado é do tipo radial com pás para frente, fabricado pela empresa Ziehl-Abegg, modelo RH25M2DK. 1E-2R, com faixa de vazão entre 150 e 1600 m³/h. Este ventilador foi selecionado atendendo aos requisitos severos de vazão e perda de carga, impostos pelo método de medição de vazão através de bocais.

Tal método de medição de vazão exige que a velocidade na garganta do bocal se situe entre 15 e 35 m/s como forma de gerar uma queda de pressão que possa ser medida com precisão. A figura 3.6 mostra um dos bocais utilizados, fabricado pela *Helander Metal Spinning Corporation*.



Figura 3.6 – Bocal utilizado para medição da vazão de ar.

A medição do diferencial de pressão entre a entrada e a saída do bocal, permite a determinação da vazão volumétrica de ar em circulação, através da equação 3.1.

$$\dot{V} = Y \cdot Cd \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (3.1)$$

Nesta equação Y é um coeficiente de ajuste que leva em conta efeitos de compressibilidade, podendo a sua definição ser encontrada na norma AMCA 41.2-2001. O termo Cd é um coeficiente de descarga, função do número de Reynolds (Re) na garganta do bocal. O diferencial de pressão, tanto no bocal como no evaporador foi medido através de um transdutor de pressão diferencial fabricado pela Dwyer. A pressão absoluta, necessária para o

cálculo da densidade do ar na entrada do bocal, foi também medida através de um transdutor de pressão. A tabela 3.1 mostra as características destes transdutores.

Tabela 3.1 – Características dos transdutores de pressão utilizados na bancada.

Modelo	Alimentação	Sinal	Faixa	Local	Erro
607-2	10 – 30VDC	4 – 20mA	0 – 125Pa	Evaporador	0,5% FE
607-4	10 – 30VDC	4 – 20mA	0-500 Pa	Bocal	0,5% FE
607-7	10 – 30VDC	4 – 20mA	0 – 1250 Pa	Bocal	0,5% FE

O controle da temperatura do ar na entrada do evaporador é realizado em duas etapas. Inicialmente o ar é resfriado por um sistema de refrigeração montado a partir de uma unidade condensadora fabricada pela Embraco S.A., um evaporador fabricado pela Delta Frio e com uma válvula de expansão pressostática fabricada pela Radio Fligor. Tal sistema foi ajustado para operar com uma temperatura de evaporação de -12°C . As especificações de tais equipamentos são mostradas na tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Componentes da unidade de resfriamento.

Componente	Fabricante	Modelo	Aplicação	Capacidade
Unidade Condensadora	Embraco	UT6222E	MBP	1135W
Evaporador	Delta Frio	DF11	-	1200W
Válvula de expansão	Radio Fligor	R22	MBP	1172W

A figura 3.7 mostra o evaporador da unidade de resfriamento montado no interior da bancada.



Figura 3.7 – Evaporador da unidade de resfriamento

Em seguida o ar é aquecido por um conjunto de resistências elétricas que compensam as reduções de temperatura que ocorrem no evaporador do circuito de termossifão e no sistema de resfriamento. As resistências (6) são aletadas e possuem uma potencia nominal de 500W. O controle das resistências se dá através de um módulo de potencia e de um controlador do tipo PID. As características do controlador e do módulo de potencia são mostradas na tabela 3.3. Uma foto da bateria de resistências elétricas é mostrada na figura 3.8.

Tabela 3.3 – Módulo de potencia e controlador PID das resistências de aquecimento

Equipam.	Fabricante	Modelo	Sinal E	Sinal S	Res.	Exat.
PID	Euro Therm	2216E/CC/VH/H7	mV	4-20mA	0,01°C	±0,02°C
Mod. Pot	Euro Therm	TE10A-16A	4-20mA	230V 10-16A	-	-

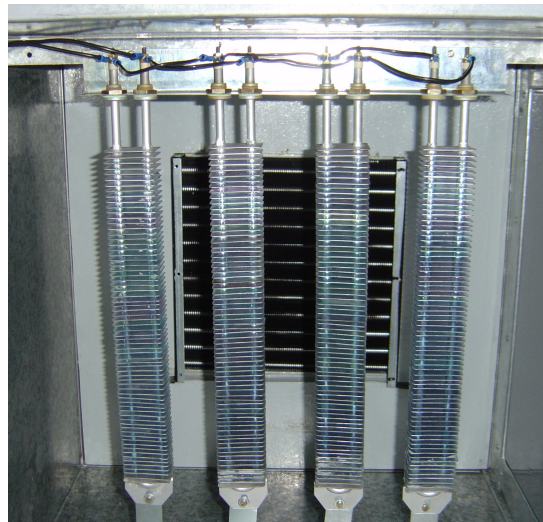


Figura 3.8 – Conjunto de resistências elétricas.

A temperatura do ar na entrada do evaporador é medida através de nove termopares tipo T, dispostos na seção transversal do duto em uma malha de 3x3 termopares, como mostrado na figura 3.9. As junções dos termopares foram inseridas em massas de cobre padrão para minimizar oscilações dos sinais.

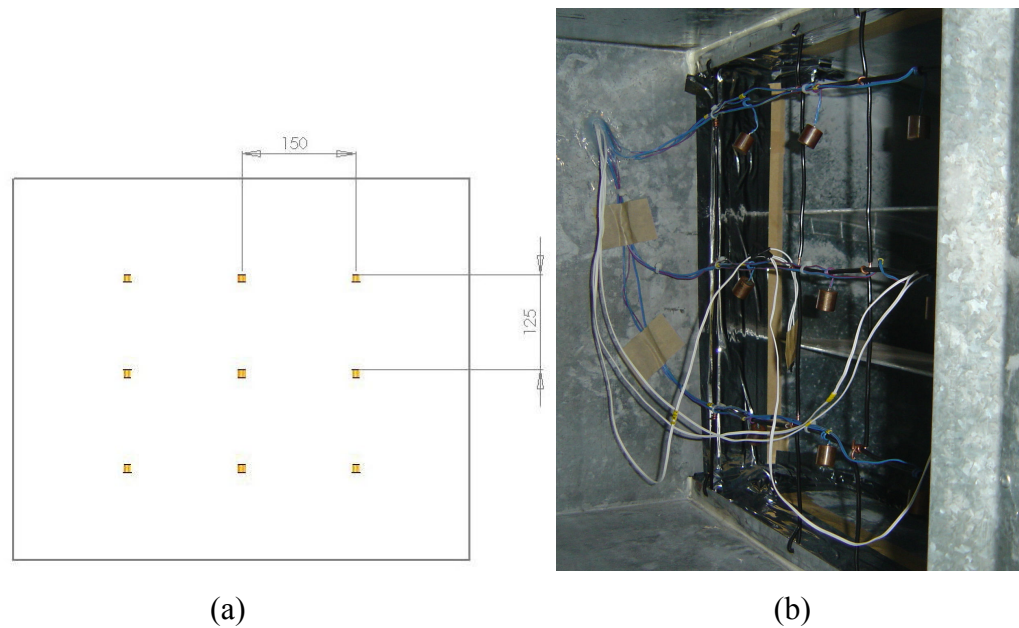


Figura 3.9 – Malha de termopares na entrada do evaporador. (a) arranjo geométrico e (b) implementação na bancada.

A diferença de temperatura entre a entrada e a saída do ar do evaporador, foi medida através de termopares diferenciais montados de acordo com a figura 3.10. Os cabos dos termopares foram calibrados e apresentaram um erro máximo de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$. Uma malha de termopares semelhante a da entrada foi utilizada na saída do trocador de calor. Medições de temperatura do ar foram também efetuadas na entrada do bocal de medição de vazão e na entrada do conjunto de resistências elétricas.

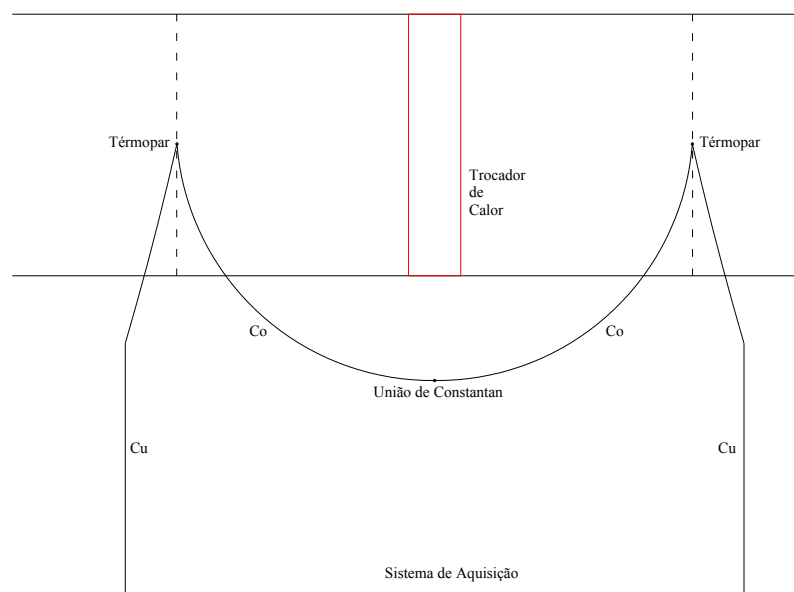


Figura 3.10 – Termopar diferencial.

A diferença de temperatura, ΔT [°C], foi obtida diretamente da equação 3.2.

$$\Delta T = \frac{\Delta E}{S} \quad (3.2)$$

Onde ΔE representa a diferença de potencial em volts, e S o coeficiente de Seebeck do par termoelétrico Cu-Cn, que é função da temperatura média entre a entrada e a saída do evaporador.

A capacidade de refrigeração do circuito de termossifão foi calculada através do balanço de energia indicado na equação 3.3.

$$\dot{Q} = \rho \cdot \dot{V} \cdot (h_{ar,entrada} [T, P, \Phi] - h_{ar,saida} [T, P, \Phi]) \quad (3.3)$$

Onde T representa a temperatura, P a pressão absoluta e Φ a umidade relativa. A variável h representa a entalpia específica do ar.

A umidade relativa é medida através de sensores fabricados pela Honeywell®, cujas características de operação são mostradas na tabela 3.4. Ao todo foram utilizados nove sensores de umidade relativa, quatro na entrada do evaporador, quatro na saída do evaporador e um na entrada do bocal de medição de vazão.

Tabela 3.4 – Características dos sensores de umidade relativa

Fabricante	Modelo	Alimentação	Sinal de Saída	Faixa	Precisão
Honeywell	Series HI 3610	5 VDC	0,8 – 3,9 VDC	0 – 100% U.R.	±2% UR

3.2.2 Circuito de Refrigeração

A segunda parte da bancada é essencialmente um circuito de refrigeração auxiliar utilizado para controlar a temperatura da superfície fria do FPSC em contato com o condensador do circuito de termossifão. A figura 3.11 mostra um esquema do circuito em questão. Trata-se de uma unidade de condensação fabricada pela Embraco S.A., modelo UT2180GK com capacidade de refrigeração de 852W, responsável pelo fornecimento de líquido subresfriado a uma válvula de expansão manual do tipo agulha. O evaporador deste circuito, mostrado na figura 3.12 é cilíndrico e aletado internamente para intensificar a troca de calor com o condensador do circuito de termossifão, acoplado exteriormente por interferência mecânica.

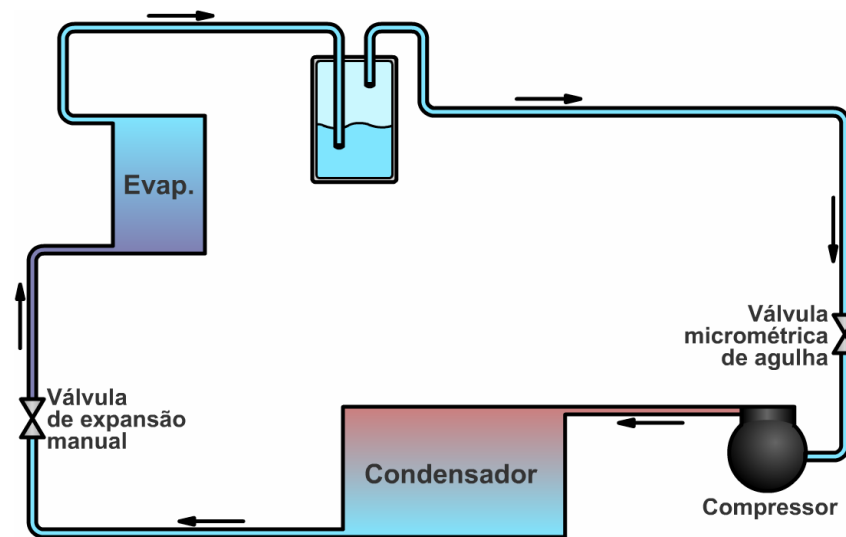


Figura 3.11 – Sistema de refrigeração auxiliar.

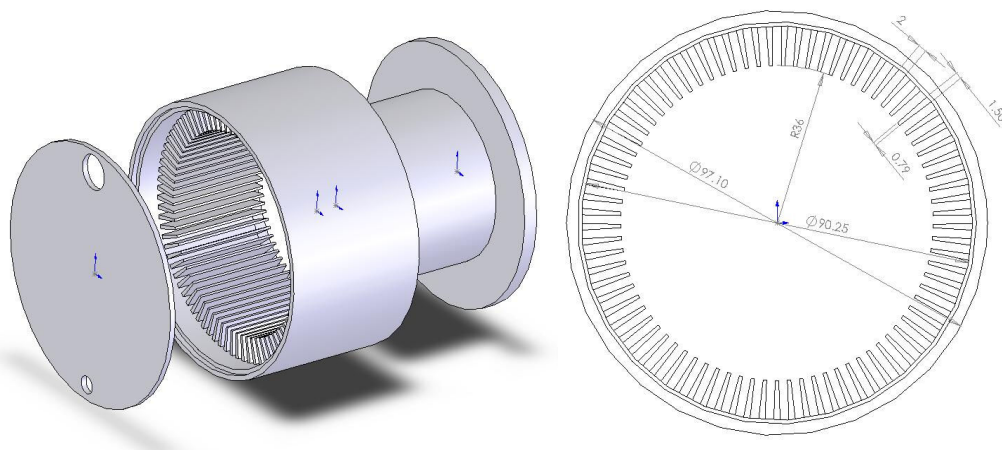


Figura 3.12 – Evaporador do sistema de refrigeração auxiliar

Após o evaporador o fluido refrigerante passa por um separador de líquido dotado de uma resistência elétrica para evitar a presença de líquido na entrada do compressor. Antes do compressor existe uma outra válvula do tipo agulha, através da qual se controla a capacidade de refrigeração do sistema. As válvulas encontram-se especificadas na tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Especificação das válvulas agulha

Válvula	Fabricante	Modelo
Expansão	Swagelok	SS-1RS4
Sucção	Swagelok	SS-316NJF

O evaporador do circuito de refrigeração auxiliar foi instrumentado com quatro termopares como ilustrado na figura 3.13. Os termopares, do tipo T com 0,005 polegadas de

diâmetro, de fabricação Omega®, foram fixados dentro de quatro canais diametralmente opostos, usinados na superfície externa do evaporador.

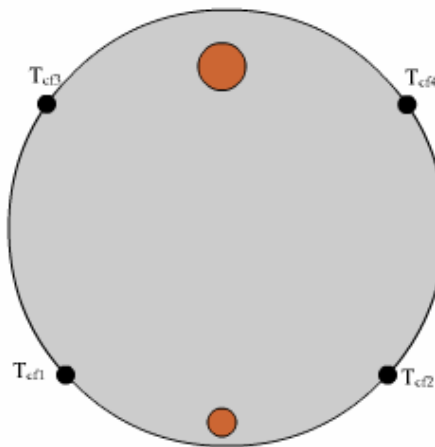


Figura 3.13 – Posicionamento dos termopares na superfície do evaporador.

3.2.3 Instrumentação do circuito de termossifão bifásico

O comportamento do circuito de termossifão bifásico foi avaliado através da medição de temperatura e pressão em alguns pontos do circuito.

As variáveis medidas e monitoradas ao longo dos testes foram:

- Temperaturas na interface entre evaporador auxiliar e condensador do CTB
- Temperaturas na superfície da tubulação na:
 - Entrada do evaporador
 - Meio do evaporador
 - Saída do evaporador
 - Entrada do condensador
 - Saída do condensador
- Pressão na linha de vapor

A figura 3.14 mostra o posicionamento dos termopares e do transdutor de pressão.

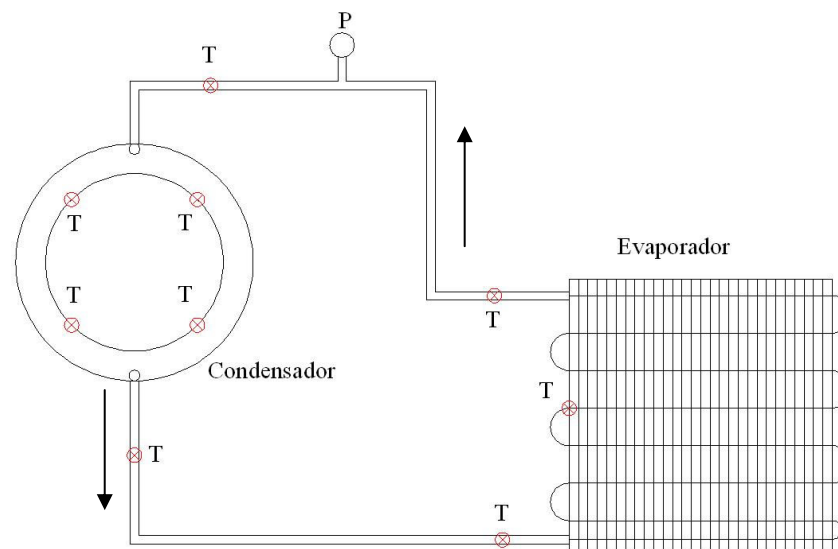


Figura 3.14 – Pontos de medição de temperatura e pressão.

A pressão do fluido refrigerante foi medida por um transdutor de pressão fabricado pela Danfoss®, modelo MBS3000. Este transdutor possui uma faixa de medição de 0 a 100 bar e apresenta um erro máximo de medição de $\pm 0,5\%$ do fundo de escala.

As temperaturas do fluido de trabalho foram aproximadas pelas temperaturas da superfície dos tubos de cobre, material que oferece uma resistência térmica mínima.

3.2.4 Aquisição de dados

Os dados experimentais foram adquiridos através de um sistema de aquisição de sinais da marca Agilent®, modelo HP 7500 C. A tabela 3.6 mostra as características de tal equipamento. Os testes foram acompanhados em tempo real através de um programa de aquisição desenvolvido na plataforma AgilentVEE® 7.0. Tal programa permite a visualização das variáveis em tempo real e a gravação de dados em um arquivo de saída para processamento futuro. A figura 3.15 mostra a tela do programa de aquisição de dados.

Tabela 3.6 – Características do sistema de aquisição de sinais

Equipamento	Código	Nº. Canais/Slots	Quantidade
VXI Mainframe	E1300-B-009-011	9 slots (7 externos)	01
Módulo de med. de tensão até 250V	E1343A	16 canais	01
Módulo de med. de Tensão, Corrente e Resistência	E1351A	16 canais	01
Módulo de med. de Termopares	E1344A	16 canais	04
Placa de interface GPIB	82350B	-	01
Cabo GPIB	10833B	-	01

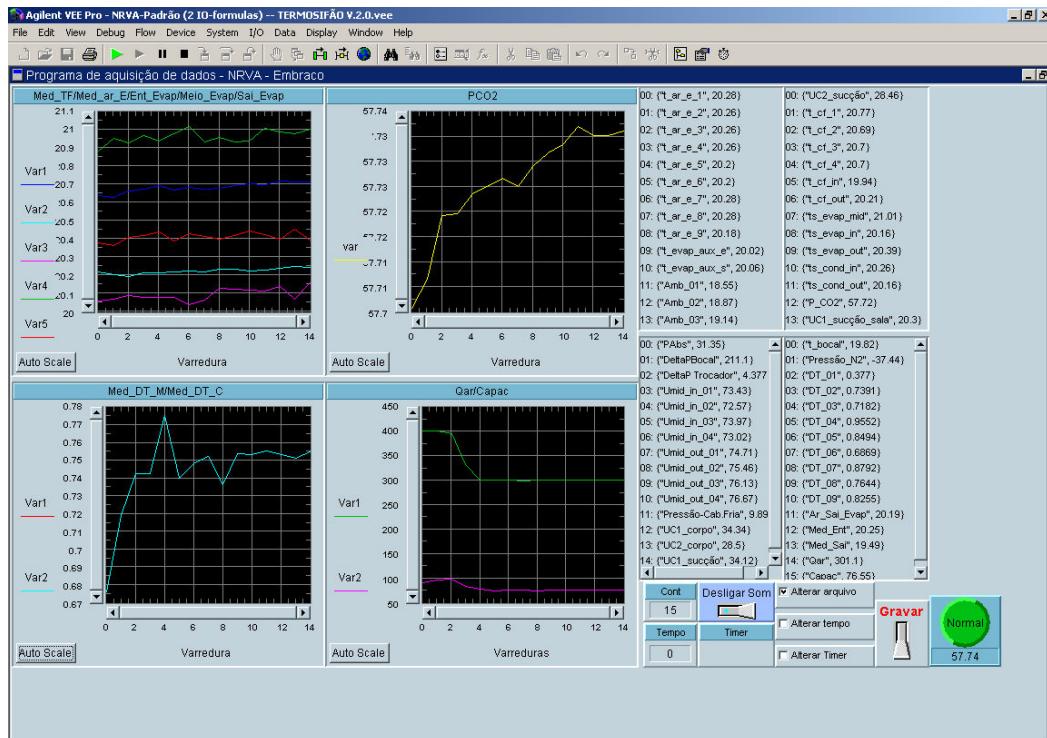


Figura 3.15 – Software de aquisição de sinais

3.3 Metodologia de Análise

3.3.1 Critério de regime permanente

Todos os pontos experimentais foram determinados a partir de testes em regime permanente. Como critérios de regime permanente utilizaram-se a média da variável (\bar{X}), o desvio padrão (σ) e o “moving range” (MR) definido como sendo a diferença entre o valor da variável no instante de tempo atual menos o seu valor no instante anterior (Box,1978).

$$MR = X_i - X_{i-1} \quad (3.4)$$

Onde X é a variável medida.

Para aplicar os critérios de regime permanente, utilizaram-se períodos de três horas de teste estabilizado em condição específica, fazendo-se a aquisição dos dados por uma hora para posterior cálculo da média sobre um período selecionado de seis minutos.

Durante o período de aquisição, todas as variáveis devem estar enquadradas dentro das seguintes faixas: $\bar{X} \pm 3\sigma$ e $\overline{MR} \pm 3\sigma_{MR}$. O coeficiente angular da reta que melhor ajusta os pontos experimentais dentro do intervalo considerado foi também usado como um critério adicional de regime permanente.

3.3.2 Tratamento dos dados

Após a aquisição dos sinais, os dados experimentais devem ser tratados para obtenção das variáveis do problema. Esta tarefa foi realizada através de um código computacional desenvolvido na plataforma EES® (Engineering Equation Solver). O programa exige as seguintes variáveis de entrada:

- Temperaturas de entrada do ar no evaporador
- Diferenças de temperatura entre a entrada e saída do evaporador
- Diferença de pressão entre as seções de entrada e saída do bocal de medição de vazão
- Pressão absoluta no interior do circuito de ar
- Temperatura na entrada do bocal
- Umidade relativa na entrada e saída do evaporador
- Umidade relativa na entrada do bocal
- Temperatura ambiente
- Temperaturas no CTB
- Pressão de operação do CTB

Os dados experimentais foram tratados com o intuito de gerar os seguintes parâmetros (McDonald *et al.* 1977):

- Condutância térmica total do CTB,

$$UA_{total} = \frac{\dot{Q}}{\left(\bar{T}_{ar, entrada\ evaporador} - \bar{T}_{condensador}\right)} = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{Q-F}} \quad (3.5)$$

- Condutância térmica do evaporador do CTB,

$$UA_{\text{evaporador}} = \frac{\dot{Q}}{\left(\bar{T}_{\text{ar, entrada evaporador}} - \bar{T}_{\text{saturação, CTB}}\right)} = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{\text{EVAP}}} \quad (3.6)$$

- Condutância térmica do condensador do CTB,

$$UA_{\text{condensador}} = \frac{\dot{Q}}{\left(\bar{T}_{\text{saturação, CTB}} - \bar{T}_{\text{condensador}}\right)} = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{\text{COND}}} \quad (3.7)$$

O código fonte do programa desenvolvido em EES® encontra-se disponível no apêndice A.

3.3.3 Protótipos

Os protótipos foram definidos de acordo com as restrições impostas por um FPSC. O ponto crítico dessa restrição é a área superficial do trocador de calor frio da máquina Stirling. A área superficial disponível para troca de calor é a da lateral de um cilindro de diâmetro igual a 104 mm e de altura igual a 32 mm, resultando num valor 0,0104 m². Considerando-se uma capacidade de refrigeração de 600 W a troca de calor nesta área gera um fluxo de aproximadamente 557 kW/m².

Fluxos de calor dessa ordem de magnitude necessitam tanto de uma área de troca de calor como de um coeficiente de transferência de calor por convecção bastante altos. A área de troca foi aumentada através de um projeto especial para o condensador do circuito de termostifão bifásico, mostrado na figura 3.16. Tal trocador possui uma geometria anelar com 13 canais circunferenciais de 1,5mm de largura e 8,5mm de altura. A introdução das aletas aumentou a área de troca de 0,0114m² para 0,118m², o que gerou uma redução no fluxo de calor de aproximadamente 10 vezes.

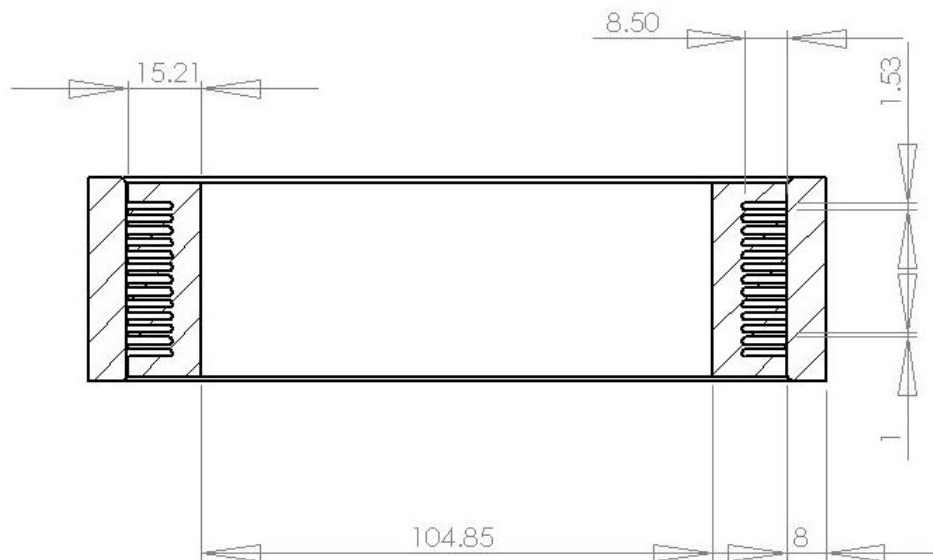


Figura 3.16 – Geometria dos canais do condensador do CTB

O coeficiente de transferência de calor por convecção foi aumentado através da condensação do fluido de trabalho, gerando valores superiores a $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Outro fator digno de nota é a espessura da parede do condensador em contato com a superfície da fonte fria. Para uma melhor transferência de calor a espessura deveria ser reduzida, mas isso não é tão simples devido às altas pressões de trabalho do CO_2 . A espessura da parede foi determinada através de simulações numéricas com elementos finitos chegando-se a um valor de 6,2mm. Com esta espessura a resistência térmica da parede de alumínio é de 0,002 K/W, originando uma queda de temperatura de $1,4^\circ\text{C}$ para uma taxa de transferência de calor de 600W.

O evaporador foi construído com tubos de microcanais e aletas planas brazadas na superfície dos tubos de microcanais de 1,0mm de diâmetro e espaçamento de 0,25 mm entre canais, aletados externamente (ver figura 3.17). A área de face foi de $0,235\text{m} \times 0,235\text{m}$. A densidade de aletas adotada foi de seis aletas por polegada, todas com 0,2mm de espessura. O espaçamento entre tubos foi de 30 mm.

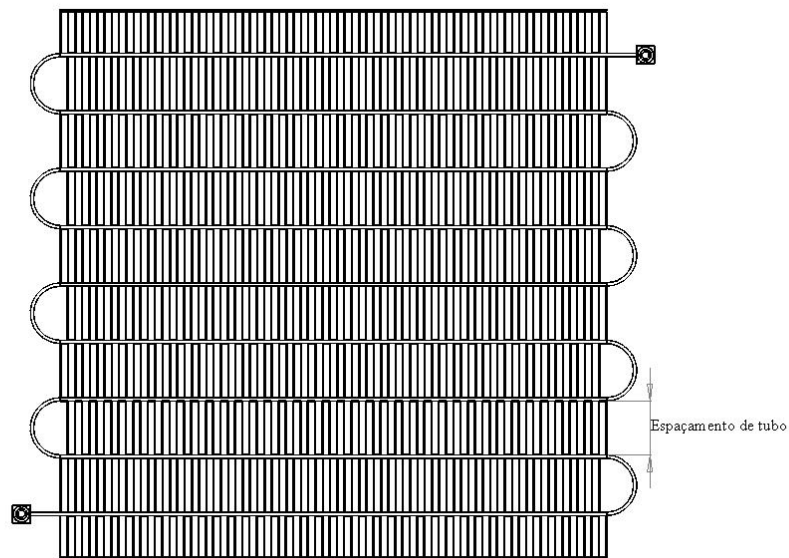


Figura 3.17 – Vista frontal do evaporador

3.3.4 Matriz de testes

Os experimentos foram conduzidos de acordo com a matriz de testes indicada na Tabela 3.7.

As variáveis T_e , T_{cf} , referem-se respectivamente a temperatura do ar na entrada do evaporador e a temperatura da superfície da fonte fria. A expressão, “Determinado”, utilizada na coluna da carga de refrigerante, refere-se ao valor obtido através dos testes de determinação de carga, descritos posteriormente.

Tabela 3.7 - Matriz de testes

Etapa	Carga	Vazão	T_e	T_{cf}	Desnível	Diâmetro
1	80g	500m ³ /h	1,5°C	-10°C	23 cm	9,525mm
	110g					
	130g					
	150g					
	170g					
	190g					
	Determinado	200m ³ /h				
		300m ³ /h				
		400m ³ /h				
		600m ³ /h				
		500m ³ /h	5°C			
			10°C			
			15°C			
			20°C			
2	60g	500m ³ /h	1,5°C	0 cm		
				5 cm		
				10 cm		
				15cm		
				20cm		
				2	60g	500m ³ /h
75g						
85g						
95g						
105g						
135g						
180g						
Determinado	200m ³ /h					
	300m ³ /h					
	400m ³ /h					
	600m ³ /h					
	500m ³ /h	5°C				
		10°C				
		15°C				
		20°C				

3.4 Calibração do circuito de movimentação de ar

Durante a realização de testes preliminares com o circuito de movimentação de ar observou-se algumas diferenças, da ordem de 30%, entre a energia fornecida ao escoamento e a medida através da bancada utilizando-se a equação 3.3. A figura 3.18 evidencia os erros mencionados. Nesta figura a taxa de transferência de calor foi calculada através da equação 3.3, porém como houve apenas adição de calor sensível, não foi necessário utilizar os dados de umidade relativa.

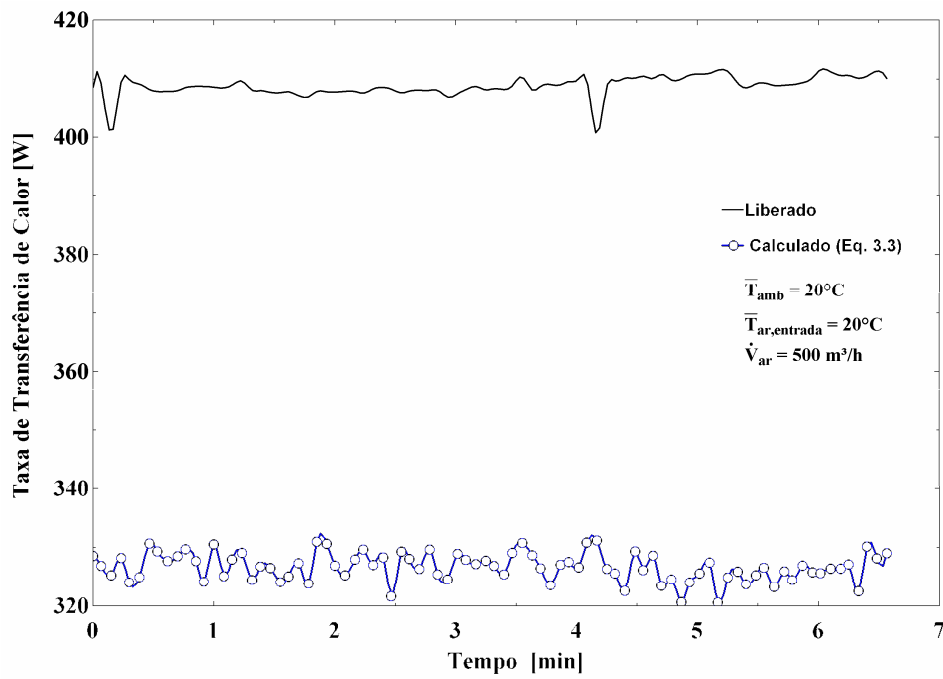


Figura 3.18 – Testes preliminares: taxa de transferência de calor.

A diferença observada foi prontamente associada à transferência de calor através das paredes do túnel, que possuíam elevada área superficial e apresentavam alguns pontos de curtos-circuitos térmicos. A figura 3.19 esquematiza os fluxos de calor através das paredes da bancada.

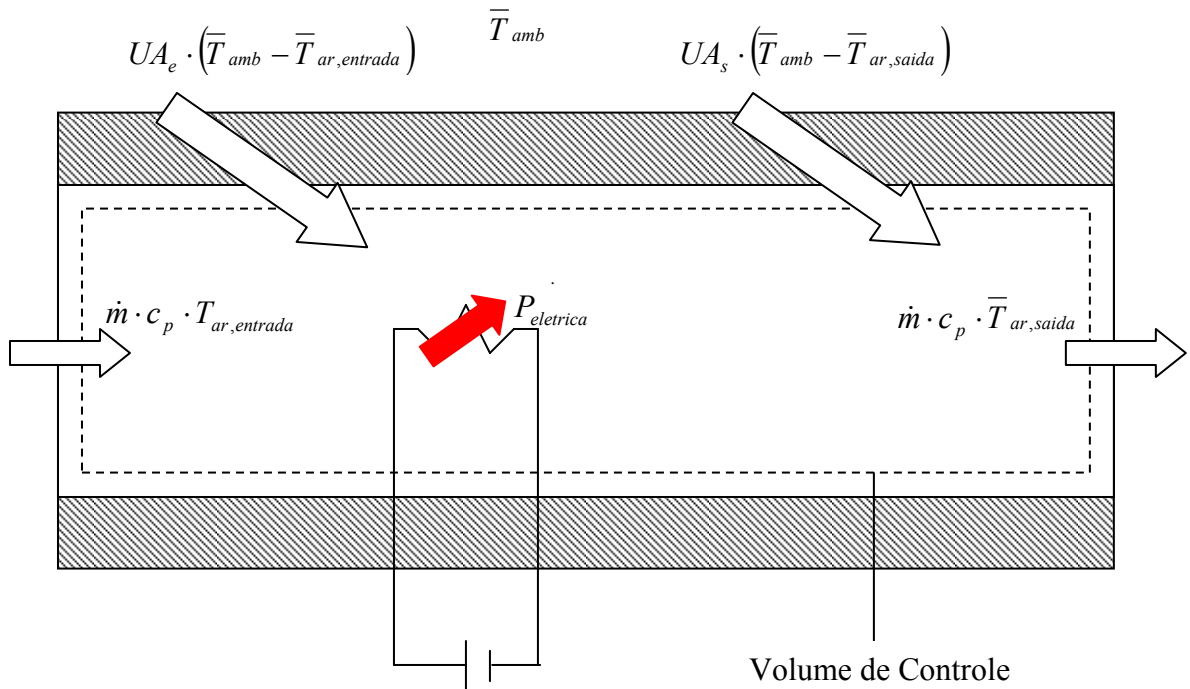


Figura 3.19 – Transferência de calor nos dutos da bancada.

Para corrigir tais diferenças tornou-se necessário determinar as condutâncias globais de transferência de calor tanto para a região de entrada como para a região de saída do trocador de calor. Além da transferência de calor, os erros na medição de temperatura e pressão para determinação tanto da diferença de temperatura através do trocador como da vazão de ar em circulação, atuam também como fontes de discrepâncias.

A capacidade de refrigeração foi então corrigida através da seguinte equação :

$$\dot{Q} = \beta + [\rho \cdot \dot{V} \cdot c_p \cdot (\bar{T}_{ar,entrada} - \bar{T}_{ar,saida})] \cdot \alpha + UA_{entrada} \cdot (\bar{T}_{ar,entrada} - \bar{T}_{amb}) + UA_{saida} \cdot (\bar{T}_{ar,saida} - \bar{T}_{amb}) \quad (3.8)$$

onde os coeficientes α e β correspondem respectivamente a correções associadas com erros de medição na vazão e na diferença de temperatura. A parcela $[\rho \cdot \dot{V} \cdot c_p \cdot (\bar{T}_{ar,entrada} - \bar{T}_{ar,saida})]$ refere-se ao balanço de energia no volume de controle indicado caso o isolamento térmico das paredes fosse perfeito. Os dois termos adicionais corrigem a transferência de calor através das paredes dos dutos.

Os parâmetros α , β , $UA_{entrada}$ e UA_{saida} , foram determinados a partir de uma série de experimentos específicos. Tais experimentos consistem no fornecimento de uma determinada quantidade de calor ao escoamento, através de um conjunto de resistências elétricas, para

posteriormente compara-la com o valor obtido através de um balanço de energia no lado do ar.

Durante estes experimentos as seguintes variáveis foram consideradas:

- Diferença de temperatura entre a entrada do ar no evaporador e o ambiente externo
- Vazão de ar em circulação
- Taxa de transferência de calor dissipada pelas resistências elétricas

Estabelecidas as variáveis montou-se uma matriz de testes, mostrada na tabela 3.8, com base na faixa de operação típica da bancada.

Tabela 3.8 – Matriz de testes para determinação das constantes da equação 3.8

$T_{ar,entrada}$ [°C]	$P_{eletrica}$ [W]	V [m ³ /h]
1,5	400	500
5	400	500
10	400	500
15	400	500
0	200	500
0	600	500
10	200	500
10	600	500
0	400	200
0	400	300
0	400	400
10	400	200
10	400	300
10	400	400
0	400	600
10	400	600

Durante os testes foram utilizadas duas resistências elétricas com potência nominal de 500W. A potência foi medida através de um transdutor de potência ativa fabricado pela Yokogawa®, modelo 2285-13, com faixa de medição de 0 a 1000W e erro de ± 0,25% do fundo de escala. A figura 3.20 mostra a montagem das resistências no interior da bancada.



Figura 3.20 – Montagem das resistências elétricas

Os resultados dos testes são mostrados na tabela 3.9.

Tabela 3.9 – Resultados dos testes de calibração

# Teste	$P_{elétrica}$ [W]	Q [W]	V_{ar} [m ³ /h]	$T_{ar,media,ent}$ [°C]	$T_{ar,media,sai}$ [°C]	ΔT_{ar} [°C]	T_{amb} [°C]	$\Delta T_{amb,entrada}$ [°C]	$\Delta T_{amb,saida}$ [°C]	ΔQ [W]
1	206,50	211,20	504,50	1,28	2,45	1,17	19,58	18,30	17,13	4,70
2	404,70	406,00	504,00	1,18	3,42	2,25	19,53	18,35	16,11	1,30
3	416,00	433,30	198,90	1,04	7,11	6,07	19,07	18,04	11,97	17,30
4	409,50	422,60	304,40	1,08	4,95	3,87	19,15	18,07	14,20	13,10
5	416,20	426,50	404,00	1,29	4,24	2,95	19,16	17,87	14,92	10,30
6	409,50	410,10	604,50	1,89	3,78	1,89	19,86	17,97	16,08	0,60
7	593,90	611,70	501,40	2,90	6,22	3,32	19,32	16,42	13,09	17,80
8	375,60	409,20	505,00	5,17	7,28	2,10	19,36	14,19	12,08	33,60
9	186,20	208,70	501,20	10,26	11,33	1,07	19,69	9,43	8,36	22,50
10	400,50	414,50	200,60	10,12	15,87	5,75	19,50	9,38	3,63	14,00
11	397,50	406,20	300,70	10,08	13,89	3,80	19,35	9,27	5,47	8,70
12	379,00	402,60	405,10	10,22	12,91	2,69	19,31	9,09	6,40	23,60
13	345,50	399,60	504,20	10,31	12,28	1,97	19,81	9,50	7,53	54,10
14	401,00	407,10	609,50	10,28	12,17	1,89	20,00	9,72	7,82	6,10
15	605,30	617,80	501,30	10,35	13,83	3,48	20,64	10,29	6,81	12,50
16	336,10	408,50	505,10	15,36	17,31	1,95	20,21	4,86	2,91	72,40

A partir destes resultados a equação 3.8 foi ajustada por mínimos quadrados procurando-se minimizar a variável *ERRO*, definida da seguinte forma:

$$ERRO = \sum (\dot{Q} - P_{eletrica})^2 \quad (3.9)$$

Os valores obtidos para os parâmetros α , β , $UA_{entrada}$ e UA_{saida} foram respectivamente os seguintes: 0,9988; 57,11; 1,012 e 3,007. A equação para determinação da taxa de transferência de calor assumiu então a seguinte forma:

$$\dot{Q} = 57,11 + [\rho \cdot \dot{V} \cdot c_p \cdot (\bar{T}_{ar,entrada} - \bar{T}_{ar,saida})] \cdot 0,9988 + 1,012 \cdot (\bar{T}_{amb} - \bar{T}_{ar,entrada}) + 3,007 \cdot (\bar{T}_{amb} - \bar{T}_{ar,saida}) \quad (3.10)$$

O elevado valor de β pode ser explicado através da realização de um teste sem dissipação de potência, com o ar estagnado dentro do túnel e a diferença de temperatura entre o ar no interior do túnel e o exterior ser praticamente nula. A figura 3.21 mostra o resultado de tal teste, onde a temperatura do fluxo de ar se manteve próxima da temperatura ambiente.

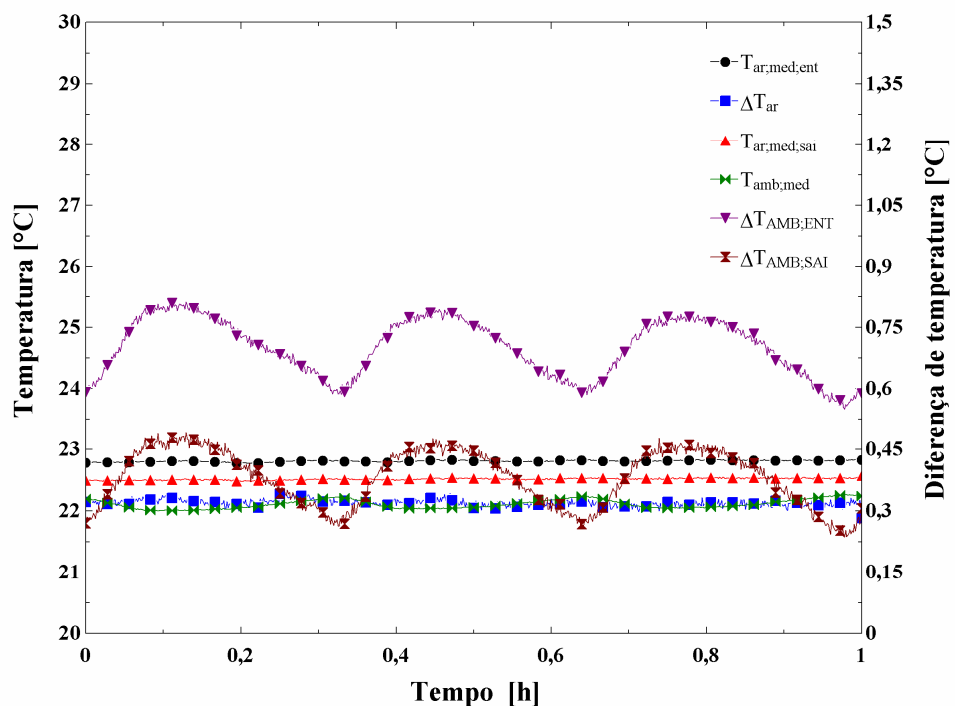


Figura 3.21 – Verificação do valor de β : Estabilização das temperaturas

A figura 3.21 mostra que, mesmo com as temperaturas do ar no interior da bancada muito próximas da temperatura ambiente, ainda existe uma diferença de temperatura entre os planos de entrada e saída da seção de testes.

Computando-se a taxa de transferência de calor, através da equação 3.10, obtêm-se os resultados mostrados na figura 3.22.

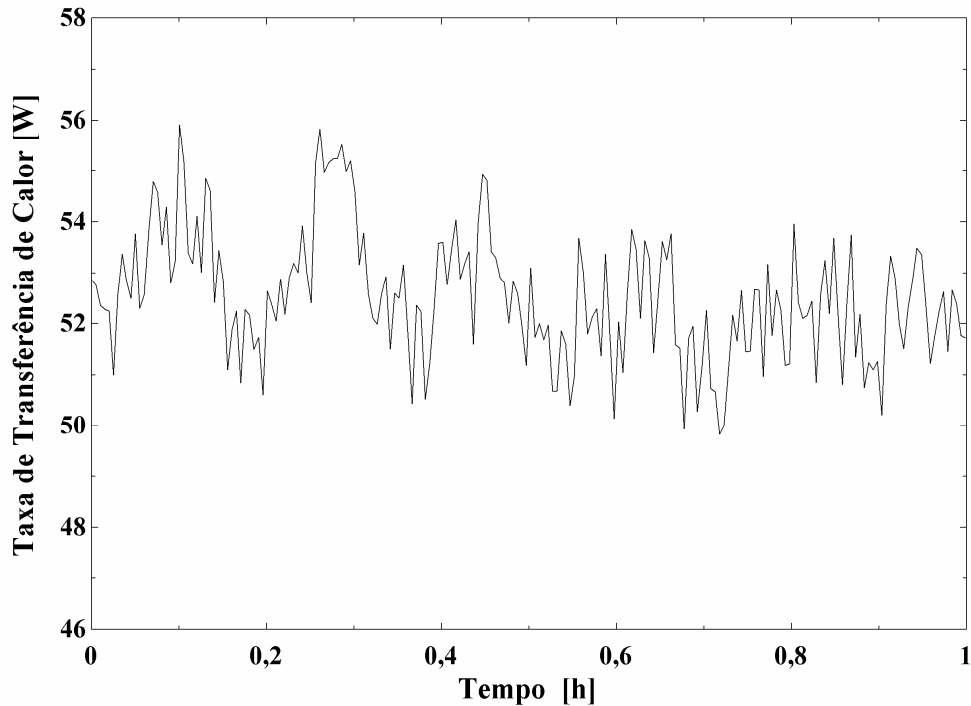


Figura 3.22 – Taxa de transferência de calor

Esse teste mostra que existe um erro sistemático na medição da taxa de transferência de calor que é corrigido através da introdução da variável β na equação 3.8. Pode-se observar que os valores determinados experimentalmente se aproximam muito do valor empregado na correlação.

Um teste adicional foi realizado para comparar o comportamento da equação 3.10 com o da equação 3.3. Tal comparação é mostrada na figura 3.23.

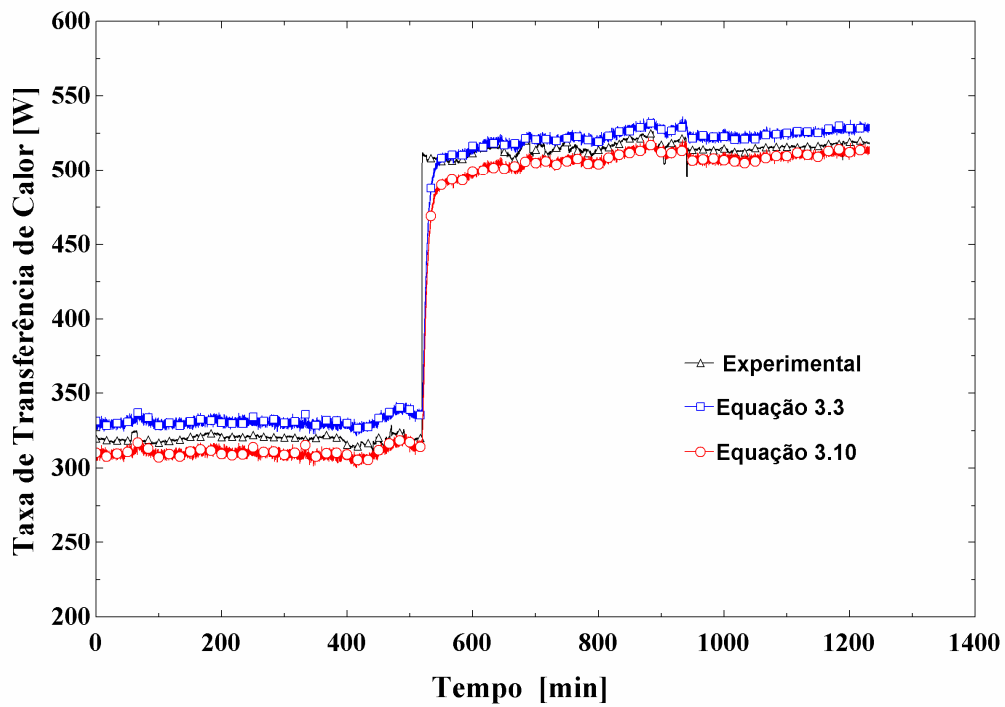


Figura 3.23 – Comparação entre a equação 3.10 e a equação 3.3

Observou-se que o erro médio gerado pela equação 3.10 foi da ordem de -2.5% contra 4% da equação 3.3, para uma taxa de transferência de calor de 300W. Com 500W o erro foi de -1.1% para a equação 3.10 contra 2% da equação 3.3.

Passando agora para a situação real de realização de teste com o CTB, deve-se considerar a figura 3.24.

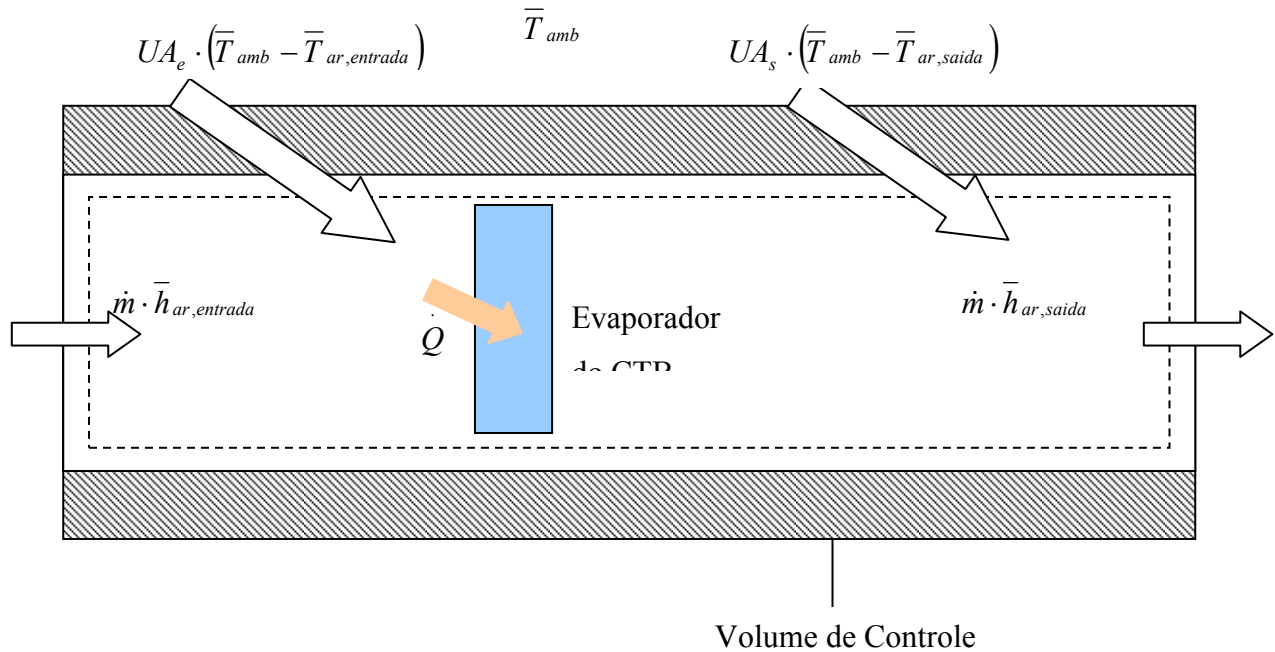


Figura 3.24 – Esquema da infiltração de calor na bancada quando operando com o CTB.

Um balanço de energia no volume de controle indicado na figura 3.24, fornece

$$\dot{Q} + \dot{m} \cdot \bar{h}_{ar,saida} = \dot{m} \cdot \bar{h}_{ar,entrada} + UA_s \cdot (\bar{T}_{amb} - \bar{T}_{ar,entrada}) + UA_e \cdot (\bar{T}_{amb} - \bar{T}_{ar,saida}) \quad (3.11)$$

Rearranjando os termos, e introduzindo os valores de α , β e das condutâncias, obtêm-se:

$$\dot{Q} = \left[\dot{m} \cdot (\bar{h}_{ar,entrada} - \bar{h}_{ar,saida}) \right] \cdot 0,9988 + 1,012 \cdot (\bar{T}_{amb} - \bar{T}_{ar,entrada}) + 3,007 \cdot (\bar{T}_{amb} - \bar{T}_{ar,saida}) +$$

- 57,11 (3.12)

3.5 Procedimento experimental

Nesta seção serão descritos os procedimentos experimentais para cada tipo de teste realizado, sendo eles:

- Variação da carga de refrigerante
- Variação da diferença de temperatura entre as fontes quente e fria
- Variação da vazão de ar
- Variação do diâmetro da tubulação
- Variação do desnível entre o condensador e o evaporador

3.5.1 Variação da carga de refrigerante

Este teste busca avaliar o efeito da carga de refrigerante sobre o desempenho do sistema. Para variar a carga empregou-se o aparato experimental esquematizado na figura 3.25.

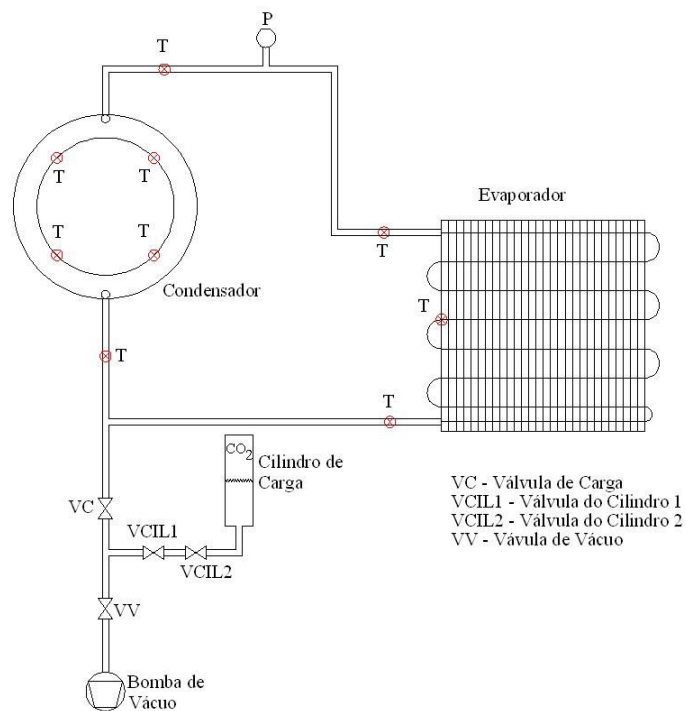


Figura 3.25 – Aparato para carga de refrigerante no CTB.

O procedimento de carga inicia com a evacuação do circuito através de uma bomba de vácuo atingindo-se níveis da ordem de 3×10^{-2} mbar. Com as válvulas VC e VV abertas, e com a VCIL1 fechada. Um cilindro com uma massa de CO₂ previamente determinada é conectado a válvula VCIL1. A região de conexão do cilindro é também evacuada, com as válvulas VV e VCIL1 abertas e VC e VCIL2 fechadas. Em seguida a válvula VV é fechada, enquanto VC e

VCIL2 são abertas permitindo a entrada de fluido no circuito. A válvula VCIL2 é então fechada e o cilindro desconectado para ser pesado.

Caso a carga de refrigerante do circuito seja inferior à desejada, o procedimento é repetido incrementando-se a carga, sem a retirada da massa já colocada. Quando a carga desejada é excedida, o sistema é novamente evacuado e o procedimento de carga repetido.

A balança utilizada para medição da massa de refrigerante possui uma faixa de medição de 0 a 10kg, com erro máximo de $\pm 5g$.

3.5.2 Variação da diferença de temperatura entre as fontes quente e fria

Esta variável foi variada através do aumento da temperatura do fluxo de ar na entrada do evaporador em incrementos de $5^{\circ}C$, partindo de $5^{\circ}C$ até $20^{\circ}C$. Tal variação foi promovida por um módulo de potência acoplado a um controlador do tipo PID.

3.5.3 Variação da vazão de ar

A vazão de ar em circulação foi variada através do ajuste da rotação do ventilador, e medida através da utilização de um bocal. A tabela 3.10 mostra os valores de vazão de ar, rotação do ventilador e diâmetro do bocal de medição.

Tabela 3.10 – Combinação de vazão de ar, rotação do ventilador e diâmetro do bocal de medição de vazão.

Vazão de Ar [m ³ /h]	Diâmetro Bocal [polegadas]	Rotação Ventilador [rpm]
200	3	1280
300	3	1980
400	3	2735
500	4	2340
600	4	2875

3.5.4 Variação do diâmetro interno da tubulação

Esta variável possui um papel importante na determinação do limite de bombeamento do CTB devido à perda de carga gerada por atrito. Para avaliar o efeito desta variável, foram utilizados tubos com diâmetro externo de 9,525mm (3/8”) e de 6,35mm (1/4”), com espessura de parede de 0,3mm, sempre mantendo os mesmos comprimentos das tubulações.

3.5.5 Variação do desnível entre o condensador e o evaporador

Uma das condições de contorno a serem satisfeitas no desenvolvimento de um CTB para aplicação em refrigeração comercial leve, e particularmente na plataforma cassette, onde todo o sistema de refrigeração é montado em uma única caixa que é acoplada ao gabinete, é a altura total do sistema. Todos os testes descritos até o momento foram realizados com uma diferença de altura de 25 cm.

Para variar a altura o circuito foi remontado com os dois trocadores de calor nivelados entre si. A partir deste ponto a altura foi variada em acréscimos de 5 cm até a altura de 20 cm.

CAPÍTULO 4 – MODELO MATEMÁTICO

4.1 Introdução

A análise matemática de circuitos de termossifão vem sendo motivo de estudo desde meados do século XX. No início a ênfase estava colocada nos sistemas sem mudança de fase, os quais possibilitavam simplificações e a elaboração de modelos analíticos. A introdução de processos de mudança de fase tornou a tarefa de elaboração de modelos analíticos um pouco mais complexa.

A maior dificuldade no desenvolvimento de modelos matemáticos para sistemas bifásicos, é o aparecimento de uma região de transição entre as fases líquido e vapor, onde o comportamento do fluido é extremamente difícil de ser previsto. Os modelos existentes geralmente incluem correlações empíricas para a determinação dos coeficientes de transferência de calor e para a perda de carga do escoamento.

Tais correlações precisam ser extrapoladas com uma certa frequência o que pode gerar erros significativos, como reportado por McDonald e Ali (1977) e Rhi (2000).

4.2 Modelo físico

Nesta seção objetiva-se promover o entendimento físico do problema, juntamente com um equacionamento básico para entendimento dos fenômenos que ocorrem dentro do CTB. O detalhamento do modelo e das correlações utilizadas dentro de cada componente e região será feito nas seções seguintes.

Na figura 4.1 pode-se observar um circuito de termossifão bifásico em operação com os seus quatro componentes: evaporador; linha de vapor; condensador e linha de líquido. A superfície da região denominada condensador é chamada de fonte fria do circuito onde ocorre transferência de calor do fluido de trabalho do CTB para um sumidouro de calor externo que mantém a temperatura dessa superfície em um valor constante. No lado oposto do circuito encontra-se uma região provida de aletas em contato com um escoamento de ar denominado de fonte quente por estar em um nível de temperatura superior ao da fonte fria. Este componente é o evaporador do CTB onde ocorre transferência de calor do escoamento de ar para o fluido de trabalho do circuito.

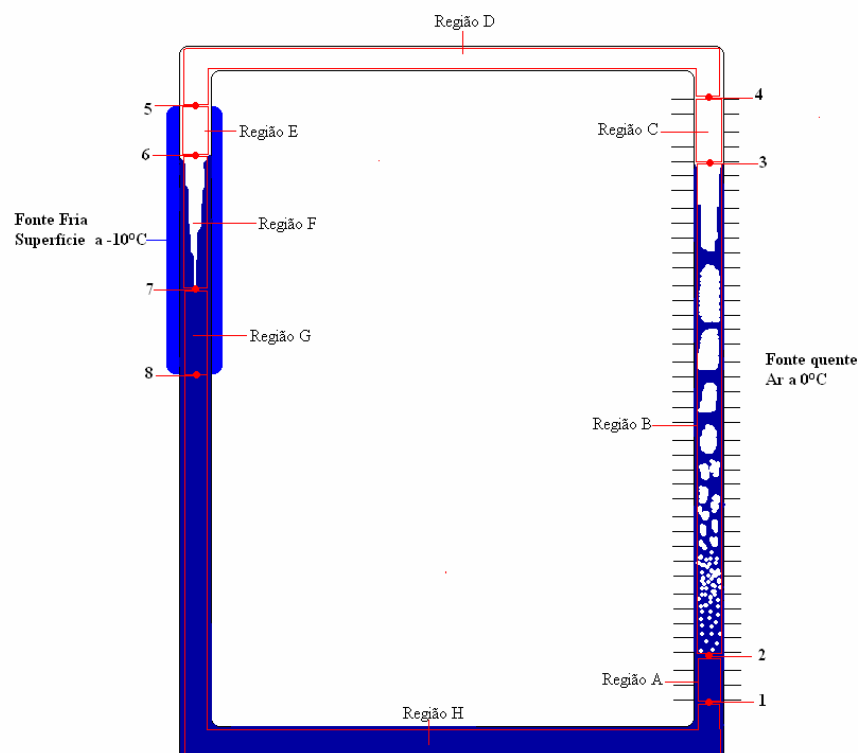


Figura 4.1– Circuito de termossifão com suas respectivas regiões de interesse.

Ainda na figura 4.1 divide-se o CTB em 8 regiões nomeadas de “A” até “H”, e também 8 pontos situados nas interfaces destas regiões. Ao iniciar-se a descrição do funcionamento deste circuito pode-se tomar como ponto de partida o ponto 1 na entrada da região “A”. Nesta região o fluido de trabalho do CTB escoar em uma condição de líquido subresfriado, recebendo calor da fonte quente até que atinja a condição de líquido saturado no ponto 2. Além disso, a corrente de fluido ao escoar por essa região sofre uma queda de

pressão devida principalmente pelo atrito viscoso nas paredes e ao campo gravitacional atuando no sentido contrário ao do escoamento.

Ao tomar os limites indicados pela região “A” como as fronteiras de um volume de controle e aplicar um balanço de energia, quantidade de movimento e massa para um escoamento monofásico, incompressível com propriedades termodinâmicas constantes tem-se que (Incropera e DeWitt, 1998):

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.1)$$

$$\Delta P_A = P_1 - P_2 = \frac{8 \cdot f_A \cdot L_A \cdot \dot{m}_{ref}^2}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot \rho_A} + \rho_A \cdot g \cdot (z_2 - z_1) \quad (4.2)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{ref} \quad (4.3)$$

Avançando ao longo do comprimento do circuito, entre os pontos 2 e 3 encontra-se a região “B”, região esta em que o fluido de trabalho entra em um estado líquido saturado e ao receber calor da fonte quente começa a mudar sua fase para vapor. O escoamento de refrigerante na região “B” pode ser então caracterizado como um escoamento onde coexistem duas fases, líquido e vapor, até atingir o ponto 3, onde o fluido se caracteriza como vapor saturado. Nesta região, o escoamento além de receber calor ainda tem a sua pressão reduzida por efeito de atrito viscoso com as paredes da tubulação, pela ação do campo gravitacional em sentido contrário ao escoamento e ainda pela aceleração do fluido ao mudar de fase. Da mesma forma que na região “A” ao aplicar-se os três balanços nas fronteiras do volume de controle da região “B” obtém-se:

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{ref} \cdot (h_3 - h_2) \quad (4.4)$$

$$\Delta P_B = P_2 - P_3 = \frac{8 \cdot f_B \cdot L_B \cdot \dot{m}_{ref}^2}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot \rho_B} + \rho_B \cdot g \cdot (z_3 - z_2) + \Delta P_{aceleração} \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{ref} \quad (4.6)$$

Neste caso porém a hipótese de escoamento com propriedades termodinâmicas constantes é muito forte pois estas variam fortemente em função do título de vapor que varia de 0 à 1 dos pontos 2 à 3. Estas particularidades de cada região serão tratadas mais detalhadamente mais adiante.

Avançando no circuito chega-se à região “C”, ainda dentro do evaporador, onde o fluido entra no estado de vapor saturado e a medida que escoar na região recebe calor da fonte quente causando o superaquecimento do fluido refrigerante. O escoamento ainda tem a sua pressão reduzida pelo atrito viscoso e pela ação do campo gravitacional. Ao aplicar-se os balanços de energia, quantidade de movimento linear e massa no volume de controle definido pela região “C” obtém-se:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{ref} \cdot (h_4 - h_3) \quad (4.7)$$

$$\Delta P_C = P_3 - P_4 = \frac{8 \cdot f_C \cdot L_C \cdot \dot{m}_{ref}^2}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot \rho_C} + \rho_C \cdot g \cdot (z_4 - z_3) \quad (4.8)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{ref} \quad (4.9)$$

A região “D” compreende toda a linha de vapor que liga a saída do evaporador à entrada do condensador. Nesta região o escoamento é adiabático, por estar isolado termicamente do meio externo, sendo assim como a troca de calor é nula, escoamento sofre apenas variação de pressão em um processo isentálpico. Tal fato pode ser confirmado ao aplicar-se um balanço de energia nas fronteiras da região “D”, levando à equação 4.10. Aplicando-se os demais balanços, quantidade de movimento e massa, obtém-se as equações 4.11 e 4.12 respectivamente.

$$\dot{Q}_D = \dot{m}_{ref} \cdot (h_5 - h_4) = 0 \quad (4.10)$$

$$\Delta P_D = P_4 - P_5 = \frac{8 \cdot f_D \cdot L_D \cdot \dot{m}_{ref}^2}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot \rho_D} + \rho_D \cdot g \cdot (z_5 - z_4) \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{ref} \quad (4.12)$$

Avançando para dentro do condensador, que está em contato com a fonte fria, chega-se à região “E”. Nesta região o fluido entra em um estado de vapor superaquecido, ponto 5, sendo resfriado ao entrar em contato com a superfície à temperatura mais baixa mantida pela fonte fria, até atingir o estado de vapor saturado, no ponto 6. O escoamento neste caso é considerado incompressível, unidimensional, em regime permanente e com as propriedades termodinâmicas constantes. Aplicando-se os mesmos balanços das regiões anteriores obtém-se:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{ref} \cdot (h_6 - h_5) \quad (4.13)$$

$$\Delta P_E = P_5 - P_6 = \frac{8 \cdot f_E \cdot L_E \cdot \dot{m}_{ref}^2}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot \rho_E} + \rho_E \cdot g \cdot (z_6 - z_5) \quad (4.14)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{ref} \quad (4.15)$$

Na região “F” é onde acontece o processo de condensação, ou seja, o fluido muda sua fase de líquido para vapor cedendo calor à fonte fria. O fluido sai então de um estado de vapor saturado para o de líquido saturado caracterizando novamente, ver região “B”, um escoamento de mistura bifásica. O escoamento tem a sua pressão variando ao longo da região devido ao atrito viscoso com as paredes, à ação do campo gravitacional agindo no sentido favorável ao escoamento, e também à desaceleração do fluido que muda de fase. Aplicando-se então os mesmos balanços realizados nas outras seções e fazendo-se as mesmas hipóteses e ressalvas da região “B” obtém-se:

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_{ref} \cdot (h_7 - h_6) \quad (4.16)$$

$$\Delta P_F = P_6 - P_7 = \frac{8 \cdot f_F \cdot L_F \cdot \dot{m}_{ref}^2}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot \rho_F} + \rho_F \cdot g \cdot (z_7 - z_6) + \Delta P_{desaceleração} \quad (4.17)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{ref} \quad (4.18)$$

Avançando ao longo do CTB o fluido entra na região “G” caracterizada por ser uma região onde o fluido torna-se um líquido subresfriado por efeito da transferência de calor para a fonte fria e ainda tem a sua pressão variando devido ao atrito viscoso e à atuação do campo gravitacional novamente. Após aplicar os balanços pertinentes ao volume de controle, pode-se obter:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{ref} \cdot (h_8 - h_7) \quad (4.19)$$

$$\Delta P_G = P_7 - P_8 = \frac{8 \cdot f_G \cdot L_G \cdot \dot{m}_{ref}^2}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot \rho_G} + \rho_G \cdot g \cdot (z_8 - z_7) \quad (4.20)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{ref} \quad (4.21)$$

Finalmente chega-se à região “H” onde o fluido retorna à entrada do evaporador pela linha de líquido. Nesta linha, o fluido escoar adiabaticamente, tendo a sua pressão variando

conforme explicitado na equação 4.23 proveniente da aplicação de um balanço de quantidade movimento linear. As equações 4.22 e 4.24 expressam os balanços de energia e massa respectivamente.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{ref} \cdot (h_1 - h_8) = 0 \quad (4.22)$$

$$\Delta P_H = P_8 - P_1 = \frac{8 \cdot f_H \cdot L_H \cdot \dot{m}_{ref}^2}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot \rho_H} + \rho_H \cdot g \cdot (z_1 - z_8) \quad (4.23)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{ref} \quad (4.24)$$

Assim fecha-se o ciclo do circuito de termossifão bifásico, com os processos em todas as regiões descritos até aqui e a definição do estado termodinâmico dos pontos nas interfaces entre as regiões é possível visualizar todos os pontos do circuito em um diagrama pressão-entalpia específica conforme mostrado na figura 4.3.

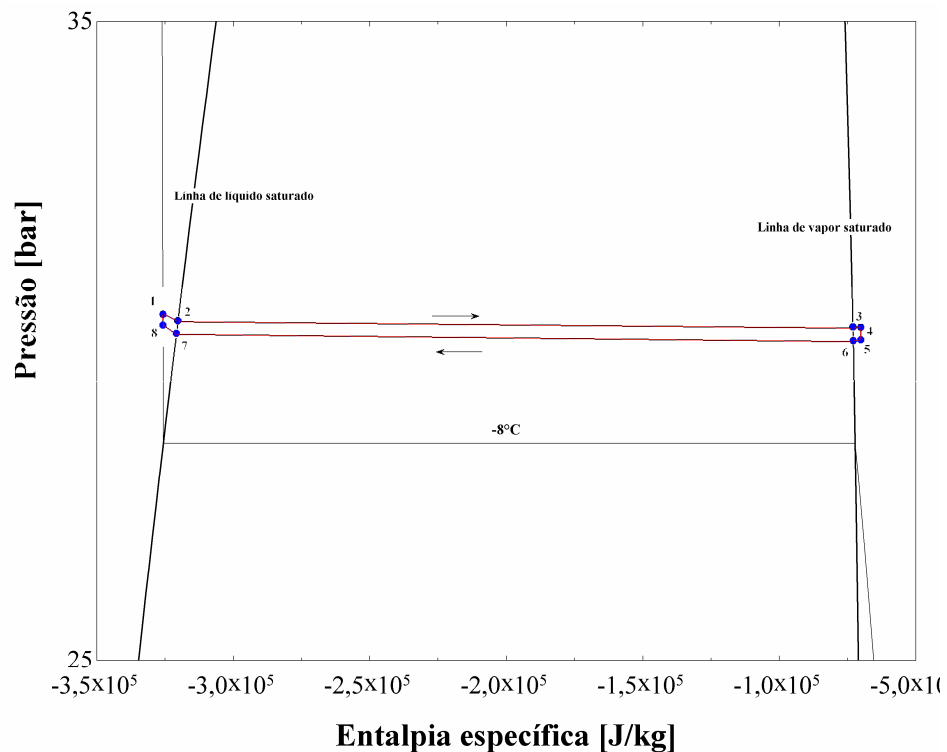


Figura 4.2 – Diagrama pressão-entalpia dos pontos do circuito de termossifão.

A figura 4.3 mostra o circuito considerado neste trabalho, o qual para propósito de modelação foi dividido em quatro componentes principais, interligados entre si, o evaporador,

o condensador e as linhas de líquido e de vapor. Cada componente foi ainda subdividido nas regiões acima descritas. Nas seções seguintes serão discutidas em detalhes as soluções das equações 4.1 a 4.24 e as particularidades geométricas do CTB modelado.

Para o fechamento podemos afirmar que a taxa de transferência de calor que é absorvida pelo fluido no evaporador é igual à taxa de transferência de calor rejeitada no condensador e que ao longo do circuito a soma das variações de pressão deve se igualar a zero.

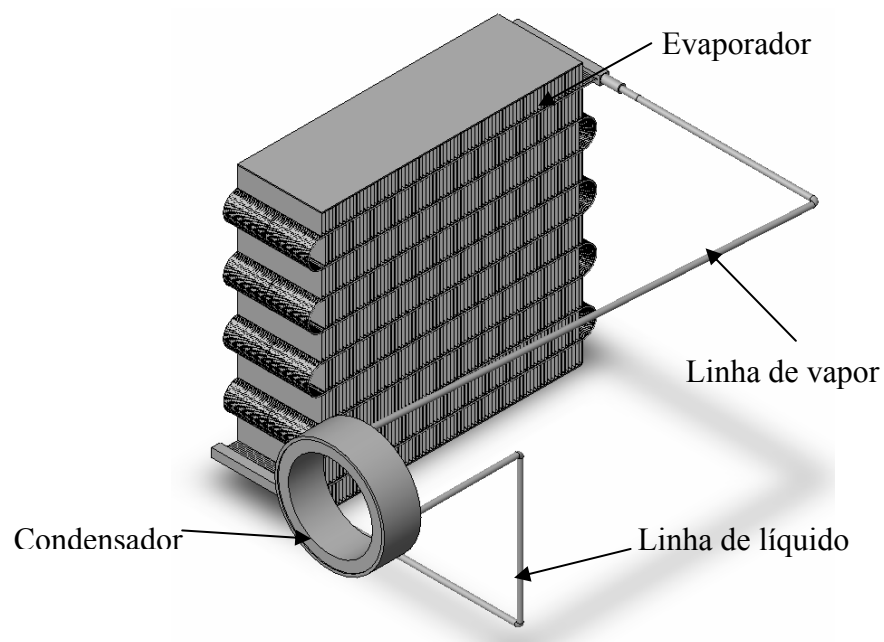


Figura 4.3 – Circuito de termostação modelado

4.3 Modelos dos componentes e regiões

4.3.1 Evaporador

O evaporador foi modelado através de uma abordagem discretizada, dividindo-o em um número pré-determinado de segmentos. Neste trabalho foram utilizados 200 segmentos

para o evaporador. Para cada segmento foram resolvidas os balanços de massa, energia e quantidade de movimento linear. A figura 4.4 mostra a geometria de um volume elementar do evaporador.

Por possuírem naturezas de escoamento diferenciadas, é necessário definir a localização dos pontos nas interfaces entre as regiões que estão dentro do evaporador. Para identificar as fronteiras entre as regiões “A”, “B” e “C” foi tomado como parâmetro o título termodinâmico na entrada de cada elemento.

Para resolver as equações 4.1 e 4.7 nas regiões “A” e “C”, o evaporador pode ser classificado como um trocador de calor de fluxo cruzado com ambos os fluidos não misturados. Aplicando-se o método de efetividade-NUT o balanço de energia entre o ar e o fluido refrigerante escoando no trocador pode ser expresso através da equação 4.25 (Incropera e DeWitt, 1998). As equações 4.26 e 4.27 são complementos da equação 4.25 e vêm da mesma referência. A temperatura do refrigerante foi aproximada pela temperatura do fluido na entrada de cada volume elementar, e conseqüentemente as propriedades termofísicas do fluido são calculadas com base nessa temperatura e na pressão na entrada de cada elemento.

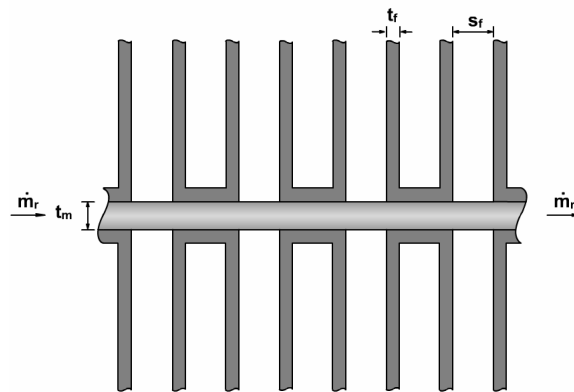


Figura 4.4 – Elemento discreto do evaporador.

$$\Delta \dot{Q} = C_{\text{mínimo}} \cdot (T_{\text{ar,ent}} - T_{\text{refrig,ent}}) \cdot \left[1 - e^{\left(\frac{NUT^{0.22}}{C_r} \left[e^{(-C_r \cdot NUT^{0.78})} - 1 \right] \right)} \right] \quad (4.25)$$

$$NUT = \frac{UA}{C_{\text{mínimo}}} \quad (4.26)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{\text{interno}} \cdot \frac{A_{\text{interna}}}{N_{\text{evap}}}} + R_{t,\text{condução}} + \frac{1}{\frac{h_{\text{ar}} \cdot A_{\text{externa,tubos}} + \eta_{\text{aletado}} \cdot h_{\text{ar}} \cdot A_{\text{aletado}}}{N_{\text{evap}}}} \quad (4.27)$$

Onde, $\Delta\dot{Q}$ representa a taxa de transferência de calor no elemento e $C_{\text{mínimo}}$ corresponde a menor capacidade térmica entre as duas correntes de fluido. UA é a condutância térmica do elemento e N_{evap} representa o número de elementos discretos do evaporador.

O coeficiente de transferência de calor interno foi determinado através da correlação de *Colburn*, apresentada por Incropera e DeWitt (1998).

$$\lambda_{\text{interno}} = \frac{k \cdot 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4}}{D_m} \quad (4.28)$$

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{\text{ref}}}{N_m \cdot \pi \cdot D_m \cdot \mu} \quad (4.29)$$

Onde Re é o número de Reynolds baseado no diâmetro interno do canal (D_m), \dot{m}_{ref} é o fluxo de massa de refrigerante, N_m é o número de canais para escoamento do refrigerante e μ é a viscosidade do fluido.

O coeficiente de transferência de calor por convecção externo foi determinado por correlações também apresentadas por Incropera e DeWitt, 1998. As propriedades termofísicas do ar foram determinadas com base na temperatura de entrada do ar no evaporador.

Quando o escoamento é laminar tem-se:

$$\text{Nu}_{D_H} = \frac{\lambda_{\text{ar}} \cdot D_H}{k_{\text{ar}}} = 4,79 \quad (4.30)$$

Assumiu-se o valor de 4,79 considerando que a relação entre a largura e a altura do canal formado entre as aletas do trocador é de aproximadamente 6 e a condição de contorno não é nem de fluxo de calor nem de temperatura uniforme. Uma interpolação dos valores foi então empregada.

Quando o escoamento é turbulento ($\text{Re} > 2300$) tem-se:

$$\text{Nu}_{D_H} = \frac{\lambda_{\text{ar}} \cdot D_H}{k_{\text{ar}}} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,3} \quad (4.31)$$

A eficiência do conjunto aletado $\eta_{aletado}$ foi determinada através da equação 4.12 que considera a eficiência de uma aleta retangular com condição de contorno de fluxo de calor nulo na extremidade. Tal condição se origina do fato de se admitir como comprimento da aleta, a metade do espaçamento entre os tubos, tanto na parte superior como inferior do tubo, o que gera uma condição de simetria.

$$\eta_{aletado} = 1 - N_{aletas} \cdot \frac{A_{aletado}}{A_{total}} \cdot (1 - \eta_{aleta}) \quad (4.32)$$

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh(mL_{aleta})}{mL_{aleta}} \quad (4.33)$$

$$m = \sqrt{\frac{\lambda_{ar} \cdot 2 \cdot (L_{aleta} + e_{aleta})}{k_{aleta} \cdot L_{aleta} \cdot e_{aleta}}} \quad (4.34)$$

A resistência térmica da parede do tubo de microcanal foi avaliada considerando-se um processo de condução de calor em uma parede plana de espessura igual a 0,5mm.

$$R_{t,condução} = \frac{e_{tubo}}{k_{tubo} \cdot P_{tubo} \cdot \frac{L_{evap}}{N_{evap}}} \quad (4.35)$$

Onde e_{tubo} é a espessura da parede do tubo de microcanal e P_{tubo} é o perímetro do tubo. Na região “B” pela característica de escoamento bifásico no interior do tubo a equação 4.25 assume a seguinte forma (Incropera e DeWitt, 1998),

$$\Delta\dot{Q} = C_{mínimo} \cdot (T_{ar,ent} - T_{refrig,ent}) \cdot [1 - e^{(-NUT)}] \quad (4.36)$$

Neste caso $C_{mínimo}$ representa a capacidade térmica do escoamento de ar. As equações complementares 4.26 e 4.27 são aqui também empregadas.

Para entender como foi feita a determinação do coeficiente de transferência de calor interno na região de escoamento bifásico é preciso acompanhar o seguinte raciocínio: o escoamento de ar em um duto com 5mm de largura por 30mm de altura gera um diâmetro

hidráulico de 8,57mm. Admitindo-se uma temperatura de 0°C, uma vazão de 500m³/h e um trocador com área de face de 0,3x0,3m², obtém-se uma velocidade no canal de 1,54m/s e um número de Reynolds de 9856, o que caracteriza um escoamento turbulento. Com auxílio da equação 4.31 obtém-se um coeficiente de transferência de calor de 90,65 W/m²K.

Este valor quando comparado com coeficientes internos de transferência de calor na região bifásica, da ordem de 1000W/m²K a 10000W/m²K, evidencia que a resistência térmica do lado externo do trocador de calor é dominante. Por tal razão, optou-se por prescrever o coeficiente de transferência de calor por convecção na região bifásica em 4000W/m²K.

A equação da conservação da quantidade de movimento linear deve também ser satisfeita. Através da mesma abordagem para a solução das equações 4.2 e 4.7, pode-se determinar a variação de pressão em cada elemento da região “A” e “C”, através da seguinte equação:

$$\Delta P = \frac{8 \cdot f \cdot L_{evap} \cdot \dot{m}_{ref}^2}{\pi^2 \cdot D_m^5 \cdot \rho \cdot N_m \cdot N_{evap}} + \rho \cdot g \cdot \Delta z \quad (4.37)$$

Para escoamento laminar utiliza-se o fator de atrito de Darcy (Fox e McDonald, 1985), dado por:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (4.38)$$

Para escoamento turbulento, utiliza-se a correlação de *Blasius* para tubos lisos, apresentada por Fox e McDonald (1985), dada por:

$$f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (4.39)$$

Na região bifásica optou-se por utilizar um modelo homogêneo para determinar a perda de carga do escoamento. O modelo homogêneo considera o escoamento bifásico como sendo monofásico de um pseudo-fluido que tem as suas propriedades termofísicas tais como viscosidade e densidade, determinadas por valores ponderados entre as mesmas propriedades do líquido e do vapor saturados. Além disso, o modelo homogêneo não considera diferença de

velocidade entre as fases, o que de fato implica em desconsiderar a variação de pressão devido à aceleração do fluido mudando de fase.

A viscosidade homogênea é um parâmetro bastante difícil de ser modelado. Um modelo bastante empregado, é o de Cichitti (1969), já aplicado com sucesso em escoamentos no interior de tubos capilares (Boabaid, 1994; Seixlack, 1996) e definida na equação 4.40.

A perda de carga na região bifásica do escoamento foi então determinada através da equação 4.4, porém utilizando a densidade homogênea definida na equação 4.41.

$$\mu_H = x \cdot \mu_v + (1 - x) \cdot \mu_l \quad (4.40)$$

$$\rho_H = \left[\frac{1 - x}{\rho_l} + \frac{x}{\rho_v} \right]^{-1} \quad (4.41)$$

As propriedades do refrigerante no interior do elemento foram admitidas iguais aos valores da entrada do elemento. As propriedades na saída do elemento anterior foram utilizadas como variáveis de entrada para o próximo elemento.

4.3.2 Linha de vapor

A linha de comunicação entre o evaporador e o condensador foi modelada com a mesma metodologia empregada no evaporador para as regiões “B” e “C”, porém deixando-se de lado a equação da energia já que o escoamento é adiabático. Vale lembrar que neste elemento também pode ocorrer escoamento bifásico caso o fluido não atinja a condição de vapor saturado dentro do evaporador.

4.3.3 Condensador

O condensador também teve as suas regiões subdivididas em pequenos elementos para proporcionar a melhor identificação entre as interfaces de cada região, aqui também foi utilizado o título termodinâmico como propriedade que caracteriza a fronteira entre as regiões. O total de elementos utilizados para o condensador foi de 150.

Para modelar a transferência de calor e a perda de carga nas regiões do condensador, “E”, “F” e “G”, são também necessárias correlações empíricas para determinar o coeficiente de transferência de calor interno e o fator de atrito. Nas regiões “E” e “G” foram utilizadas as mesmas correlações das regiões “A” e “C” no evaporador. As correlações para determinação do coeficiente de transferência de calor por condensação não foram, entretanto, encontradas

na literatura em face da particularidade da geometria considerada. Decidiu-se, então, transformar a geometria do condensador na forma mostrada na figura 4.5.

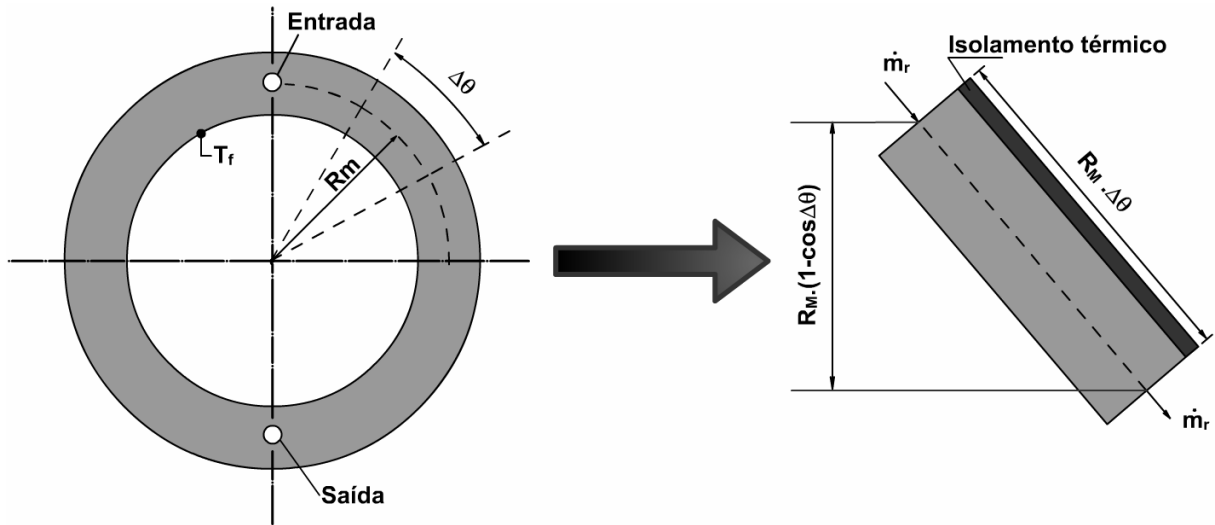


Figura 4.5 - Geometria real e simulada do condensador

O balanço de energia para cada elemento do condensador é dado por (Incropera e DeWitt, 1998):

$$\Delta \dot{Q} = UA_c \cdot (T_{ref} - T_{cf}) \quad (4.42)$$

Onde o parâmetro UA_c de cada elemento pode ser determinado através do circuito térmico análogo mostrado na figura 4.6.

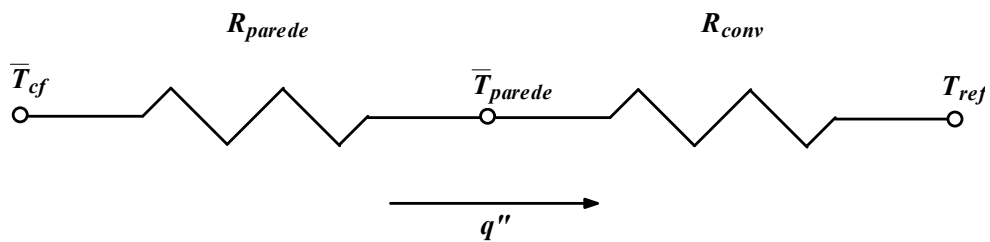


Figura 4.6 – Circuito térmico análogo de resistências térmicas no condensador.

A partir da figura 4.6 pode-se determinar a seguinte equação para UA_c :

$$\frac{1}{UA_c} = R_{parede} + R_{conv} \quad (4.43)$$

$$R_{parede} = \frac{N_{cond} \cdot \ln \left[\frac{D_{canal}}{D_{int,cond}} \right]}{2 \cdot \pi \cdot k_{parede} \cdot P_{cond}} \quad (4.44)$$

Onde D_{canal} , é o diâmetro do condensador até o início do canal de passagem do refrigerante, e P_{cond} é a largura do condensador.

$$R_{conv} = \frac{1}{\frac{\lambda_{conv} \cdot \eta_{aletado} \cdot A_{aletado} + \lambda_{conv} \cdot A_{base}}{N_{cond}}} \quad (4.45)$$

Neste caso a eficiência de aleta é calculada da seguinte forma:

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (4.46)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \lambda_{conv} \cdot (\Delta L + e_{aleta})}{k_{aleta} \cdot \Delta L \cdot e_{aleta}}} \quad (4.47)$$

$$\eta_{aletado} = 1 - N_{aletas} \cdot \frac{A_{aletas}}{A_{total}} \cdot (1 - \eta_{aleta}) \quad (4.48)$$

Para a região de condensação, não se encontrou correlações específicas para o CO₂, pois este fluido é geralmente empregado em ciclos de refrigeração transcíticos onde o fluido refrigerante não se liquefaz.

Foram testadas, portanto, algumas correlações encontradas na literatura para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na região bifásica, indicadas a seguir:

- Akers *et al.* (1961) referenciado por Rhi (2000)

$$\lambda_{conv} = \frac{k_l \cdot C \cdot \text{Re}_{eq}^N \cdot \text{Pr}^{1/3}}{D_h} \quad (4.49)$$

Onde as constantes C e N assumem os seguintes valores,

$$\begin{aligned} \text{Re}_{eq} &\geq 50000 \\ C &= 0,0265 \\ N &= 0,8 \end{aligned} \quad (4.50)$$

$$\begin{aligned} \text{Re}_{eq} &\leq 50000 \\ C &= 5.03 \\ N &= \frac{1}{3} \end{aligned} \quad (4.51)$$

O número de Reynolds equivalente assume a forma indicada na equação 4.52.

$$\text{Re}_{eq} = \frac{G_{eq} \cdot D_h}{\mu_l} \quad (4.52)$$

$$G_{eq} = G \cdot \left[1 - x + x \cdot \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}} \right] \quad (4.53)$$

- Dobson – Chato (1998) e Jung *et al.* (2003)

$$\lambda_{conv} = \lambda_{liq} \cdot \left[1 + a \cdot X_{tt}^{-b} \right] \quad (4.54)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (4.55)$$

Onde λ_{liq} é o coeficiente de transferência de calor por convecção na fase líquida, calculado com correlações para escoamento monofásico.

As constantes a e b podem ser encontradas na tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Constantes da equação 4.37

Correlação	a	b	Fluidos
Dobson e Chato (1998)	2,22	0,89	CFC-12, HFC-134a , HCFC-22
Jung <i>et al.</i> (2003)	2,65	0,79	Vários

A perda de carga no condensador foi calculada de acordo com a abordagem proposta por Rhi (2000), que considera apenas o escoamento de líquido. Assumiu-se portanto que o vapor é totalmente condensado na entrada do trocador de calor. A equação para o cálculo da perda de carga assume então a seguinte forma:

$$\Delta P = -\frac{8 \cdot f \cdot \Delta L_{cond} \cdot \dot{m}_{ref}^2}{\pi^2 \cdot D_{h,canal}^5 \cdot \rho_l \cdot N_{canais}^2 \cdot N_{cond}} - g \cdot \text{sen } \varphi \cdot \rho_l \cdot \Delta L_{cond} \quad (4.56)$$

$$\text{sen } \varphi = \frac{\Delta z}{\Delta L_{cond}} \quad (4.57)$$

$$\Delta z = \frac{D_{m,cond}}{2} \cdot (1 - \cos \theta) \quad (4.58)$$

4.3.4 Linha de líquido

A transferência de calor na linha de retorno de líquido ao evaporador é considerada nula, devido a utilização de isolamento térmico.

A perda de carga nessa linha é calculada da mesma maneira que na linha de vapor, região “D”, utilizando-se as propriedades do refrigerante líquido.

4.3.5 Inventário de massa

O cálculo da massa de refrigerante contida no sistema foi dividido em duas parcelas, uma referente as regiões monofásicas e outra as regiões bifásicas (Gonçalves, 2004).

$$M_{ref} = M_{monof} + M_{bif} = \iiint_{monof} \rho \cdot dv + \iiint_{bif} \rho \cdot dv \quad (4.59)$$

Para as regiões onde a área da seção transversal (A) é constante e o comprimento é L as integrais pode ser reescritas como,

$$\iiint \rho \cdot dv = A \cdot L \cdot \frac{\int_0^L \rho \cdot dL}{\int_0^L dL} = v \cdot \bar{\rho} \quad (4.60)$$

Nas regiões monofásicas pode-se aproximar $\bar{\rho}$ pela densidade do fluido na entrada do elemento em questão.

Nas regiões bifásicas o calculo de $\bar{\rho}$ deve ser feito com base no conceito de fração de vazio (α).

$$\alpha = \frac{v_{vapor}}{v_{total}} = \frac{A_{vapor}}{A_{total}} \quad (4.61)$$

$$M_{bif} = M_{vapor} + M_{liq} = v_{bif} \cdot \left[\rho_v \cdot \frac{\int_0^L \alpha \cdot dL}{\int_0^L dL} + \rho_l \cdot \frac{\int_0^L (1-\alpha) \cdot dL}{\int_0^L dL} \right] \quad (4.62)$$

$$M_{bif} = v_{bif} \cdot [\rho_v \cdot \bar{\alpha} + \rho_l \cdot (1-\bar{\alpha})] \quad (4.63)$$

Onde a fração de vazio média ($\bar{\alpha}$) pode ser escrita na forma indicada na equação 4.64 (Lockhart e Martinelli, 1949; Hughmark, 1962 e Tandon *et al.*, 1985). Nas regiões onde o fluxo de calor é constante e conhecido, caso de pequenos elementos discretos, a massa da região bifásica pode ser calculada pela equação 4.65. Mais detalhes podem ser encontrados em Gonçalves (2004).

$$\bar{\alpha} = \frac{\int_0^L \alpha \cdot dL}{\int_0^L dL} = \frac{\int_{x_{ent}}^{x_{sai}} \frac{\alpha(x)}{\dot{Q}(x)} \cdot dx}{\int_{x_{ent}}^{x_{sai}} \frac{1}{\dot{Q}(x)} \cdot dx} \quad (4.64)$$

$$M_{bif} = M_{vapor} + M_{liq} = v_{bif} \cdot \left[\rho_v \cdot \frac{\int_{x_{ent}}^{x_{sai}} \alpha(x) \cdot dx}{\int_{x_{ent}}^{x_{sai}} dx} + \rho_l \cdot \frac{\int_{x_{ent}}^{x_{sai}} [1-\alpha(x)] \cdot dx}{\int_{x_{ent}}^{x_{sai}} dx} \right] \quad (4.65)$$

Existem inúmeros modelos para determinação da fração de vazio. O mais simples utiliza o conceito de escorregamento entre as fases, e pode ser escrito na forma indicada na equação 4.66. As constantes Ψ , c , d e e são mostradas na tabela 4.2.

$$\alpha = \frac{1}{\left[1 + \Psi \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^c \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^d \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^e \right]} \quad (4.66)$$

Tabela 4.2 – Constantes da equação 4.66

Modelo	Ψ	c	d	e
Homogêneo/Collier (1972)	1,0	1,0	1,0	0,0
Lockhart e Martinelli (1949)	0,28	0,64	0,36	0,07
Baroczy (1963)	1,0	0,74	0,65	0,13
Thom (1964)	1,0	1,0	0,89	0,18
Zivi (1964)	1,0	1,0	0,67	0,0
Turner-Wallis (1965)	1,0	0,72	0,40	0,08

Todos os modelos listados na tabela 4.2 foram utilizados neste trabalho para prever a carga de refrigerante no sistema. Os resultados numéricos são comentados no capítulo 5.

4.4 Algoritmo de solução

A lógica de solução do sistema de equações, com todos os componentes integrados, é apresentada na figura 4.7.

O programa necessita dos seguintes dados de entrada:

- Geometria dos trocadores de calor e das linhas de ligação
- Estado termodinâmico inicial na entrada do evaporador (Pressão, Temperatura)
- Fluxo de massa inicial do refrigerante (\dot{m}_{ref})
- Condições do ar na entrada do evaporador (T, P, \dot{m}_{ar})
- Temperatura da superfície interna do condensador

Após ser alimentado com esses dados o programa marcha ao longo dos elementos dos componentes, resolvendo as equações da energia, massa e quantidade de movimento.

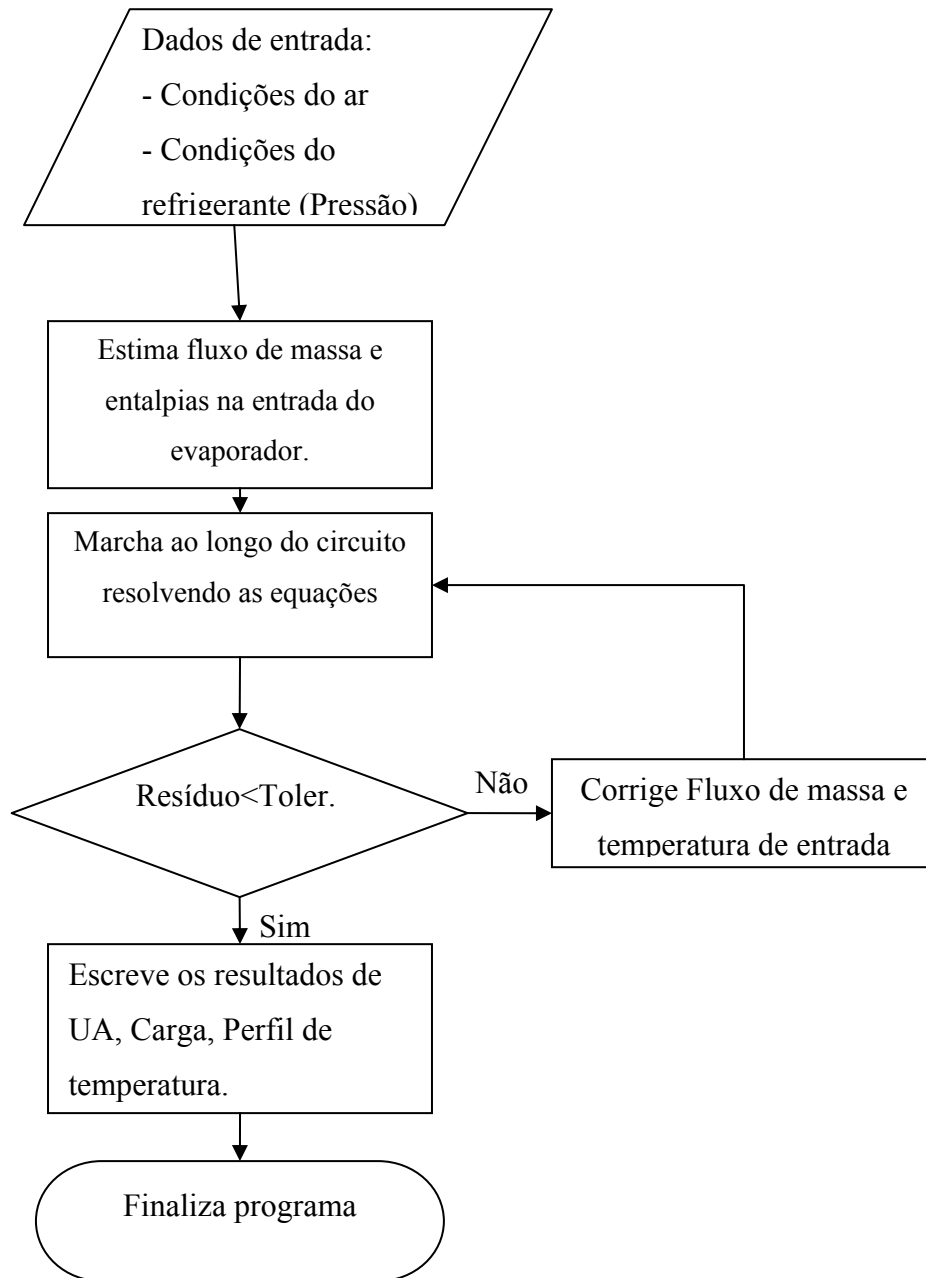


Figura 4.7 – Fluxograma principal do programa de simulação.

Ao fechar o ciclo, voltando a entrada do evaporador, as propriedades do refrigerante são comparadas com os valores anteriores, da seguinte forma:

$$R_{entalpia} = \left| \frac{h_{sai} - h_{ent}}{h_{ent}} \right| \quad (4.67)$$

$$R_{pressao} = \frac{P_{sai} - P_{ent}}{P_{ent}} \quad (4.68)$$

O resíduo a ser minimizado é expresso da seguinte forma:

$$RESIDUO = R_{pressao} + R_{entalpia} \quad (4.69)$$

O programa foi desenvolvido na plataforma EES® e utiliza uma ferramenta de otimização disponível neste software. Tal ferramenta possibilita a minimização ou maximização de uma variável, variando-se outros parâmetros do problema. No caso da simulação do CTB a ferramenta foi aplicada para minimizar a variável “RESIDUO”, tendo como parâmetros independentes o fluxo de massa de refrigerante e a temperatura de entrada do refrigerante no evaporador.

Quando o programa encerra o processo de minimização, a simulação é encerrada e os seguintes dados de saída fornecidos:

- Condutância térmica do CTB, do condensador e do evaporador
- Fluxo de massa de refrigerante
- Massa de refrigerante no circuito
- Superaquecimento e Subresfriamento

5.1 Introdução

Neste capítulo serão apresentados resultados experimentais, juntamente com algumas comparações com resultados gerados pelo modelo matemático.

Os experimentos foram realizados variando a carga de refrigerante, a diferença de temperatura entre as fontes quente e fria, a vazão de ar no evaporador e o diâmetro da tubulação. Para o circuito de 9,52mm variou-se também o desnível entre o evaporador e o condensador.

As incertezas de medição foram determinadas através do cálculo das derivadas parciais numericamente utilizando uma rotina do software EES® disponível para este tipo de avaliação. Os valores estão colocados ao lado das variáveis de interesse nas tabelas do apêndice B. De uma maneira geral as incertezas variaram de 1 até 10%, dependendo da condição de teste, sendo que as maiores incertezas relacionadas ao UA do condensador.

5.2 Circuito de 6,35mm de diâmetro

5.2.1 Determinação da carga de refrigerante

Este teste foi descrito na seção 3.5.1. Neste caso a massa de CO₂ foi variada entre 60g e 180g. As respectivas capacidades de refrigeração e condutâncias térmicas são mostradas na figura 5.1.

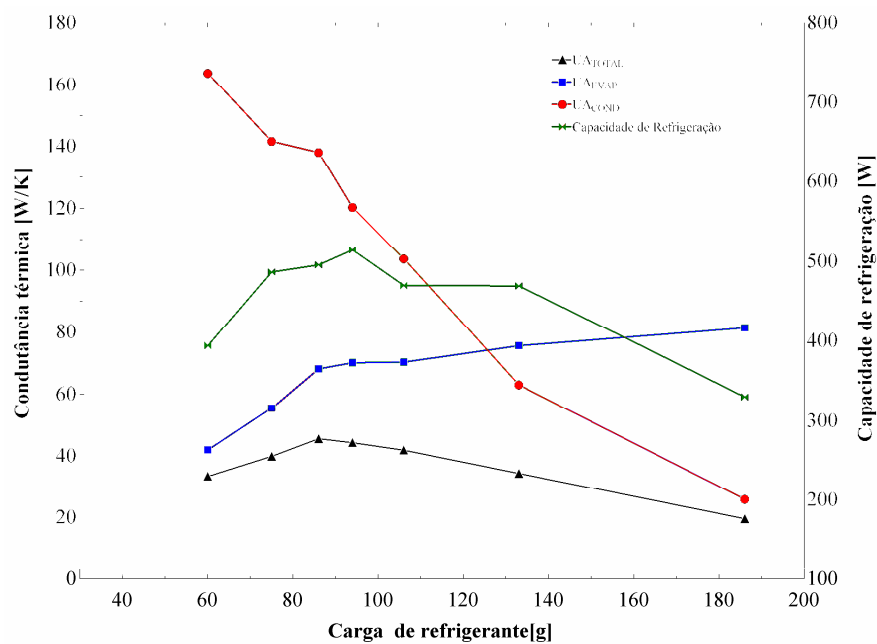


Figura 5.1 – Capacidade de refrigeração e condutância térmica versus carga de refrigerante.

Pode-se observar que a capacidade de refrigeração passa por um ponto de máximo. Neste ponto o evaporador opera totalmente na região bifásica, ou seja, com altos níveis de transferência de calor. Na região à esquerda da carga ótima, o evaporador está subalimentado, ou seja, existe um superaquecimento considerável do fluido de trabalho, o que diminui a capacidade de refrigeração (ver figura 5.2). O superaquecimento aqui é definido como a diferença entre a temperatura medida na superfície do tubo na saída do evaporador e a temperatura de saturação correspondente à pressão medida no circuito. Na região à direita do ponto ótimo o condensador passa a ficar sobrealimentado, aumentando a extensão da região líquida (subresfriamento) e, portanto reduzindo a troca de calor nesse componente e em todo o circuito. De maneira semelhante ao superaquecimento o subresfriamento é definido como a diferença entre a temperatura de saturação correspondente à pressão medida no circuito e a temperatura da superfície do tubo na saída do condensador.

O comportamento das condutâncias térmicas reflete não apenas o efeito da capacidade de refrigeração, mas também da diferença de temperatura nos componentes, ou seja, evaporador e condensador. Com a adição de refrigerante a pressão e conseqüentemente a temperatura de saturação aumentam (ver figura 5.3). Isso reduz a diferença de temperatura no evaporador e aumenta a diferença de temperatura no condensador, originando os comportamentos observados na figura 5.1.

A condutância térmica total do circuito tem um comportamento semelhante ao da capacidade de refrigeração, uma vez que a diferença de temperatura entre as fontes quente e fria muda muito pouco, refletindo apenas as dificuldades de controle das condições do experimento.

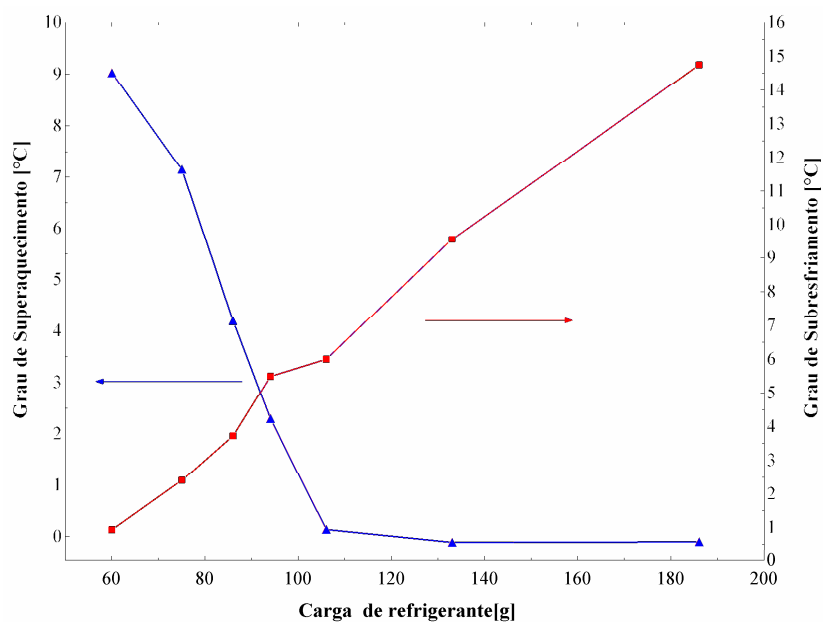


Figura 5.2 – Superaquecimento e subresfriamento versus carga de refrigerante.

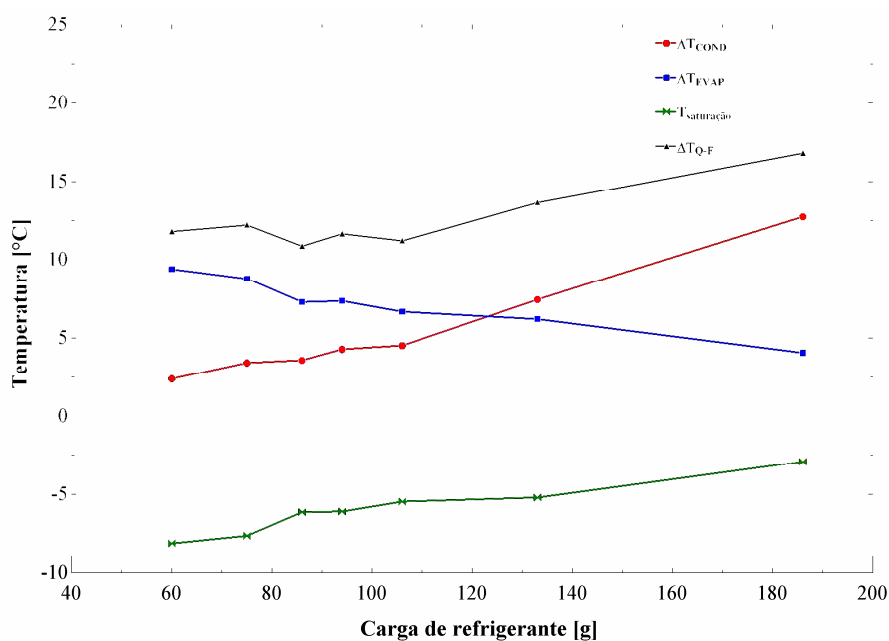


Figura 5.3 – Temperatura de saturação e diferenças de temperatura nos componentes versus carga de refrigerante.

É importante mencionar que para cargas de refrigerante mais elevadas, acima de 185g, foi difícil controlar o diferencial de temperatura entre as fontes fria e quente, devido ao aparecimento de uma considerável estratificação de temperaturas na superfície interna do condensador.

Para os testes subsequentes adotou-se como carga ideal o valor de 100g, onde a condutância térmica é elevada e o superaquecimento próximo de zero, apesar da máxima capacidade de refrigeração ter sido obtida com uma carga próxima de 85g. Na faixa entre 85 e 110g a condutância térmica varia muito pouco, optando-se por 100g pelo fato do superaquecimento ser mais baixo.

5.2.2 Variação da diferença de temperatura (ΔT_{Q-F})

Este teste consiste em aumentar a temperatura da entrada do ar no evaporador mantendo-se a temperatura da superfície interna do condensador constante.

A figura 5.4 mostra o comportamento da capacidade de refrigeração e das condutâncias térmicas do circuito, sob o efeito da mencionada diferença de temperatura.

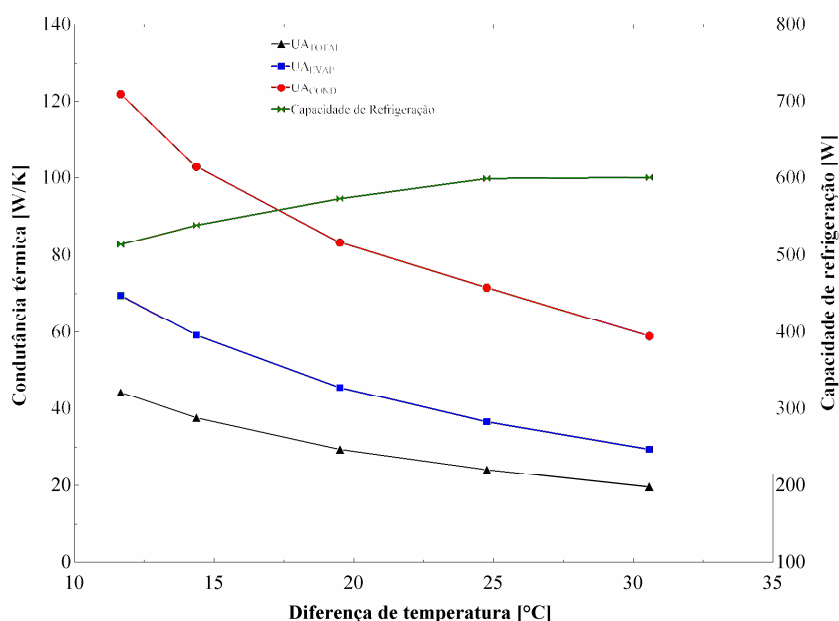


Figura 5.4 – Capacidade de refrigeração e condutância térmica versus ΔT_{Q-F} .

O comportamento mostrado na figura 5.4, apesar de não ser comum em circuitos de termossifão bifásico, é perfeitamente explicável. Com uma carga de refrigerante fixa, à medida que se aumenta o ΔT_{Q-F} eleva-se a taxa de transferência de calor, o que causa uma maior geração de vapor no evaporador. Essa maior geração de vapor é acompanhada por um aumento da região de vapor superaquecido no evaporador e por um aumento da região de líquido subresfriado no condensador (ver figura 5.5). Aqui se observa um aumento de aproximadamente 17% na capacidade de refrigeração para um aumento de duas vezes e meia na diferença de temperatura.

Com o aumento da geração de vapor a pressão de saturação também aumenta, o que juntamente com a elevação da temperatura do ar na entrada do evaporador, gera diferentes

diferenças de temperatura nos componentes (ver figura 5.6), e promove a redução das condutâncias térmicas.

Para a variação de diferença de temperatura considerada a redução da condutância térmica foi de 48% no evaporador e de 42% no condensador.

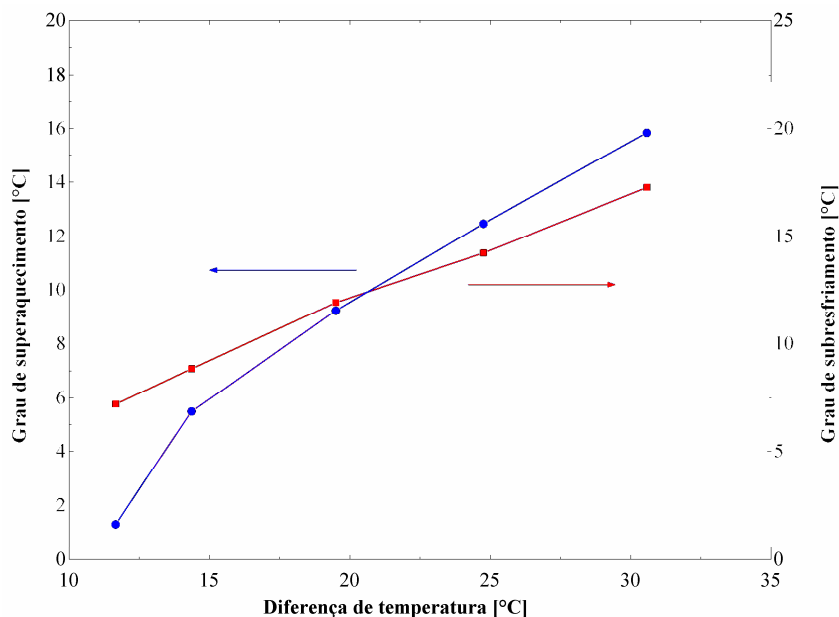


Figura 5.5 – Superaquecimento e subresfriamento versus ΔT_{Q-F} .

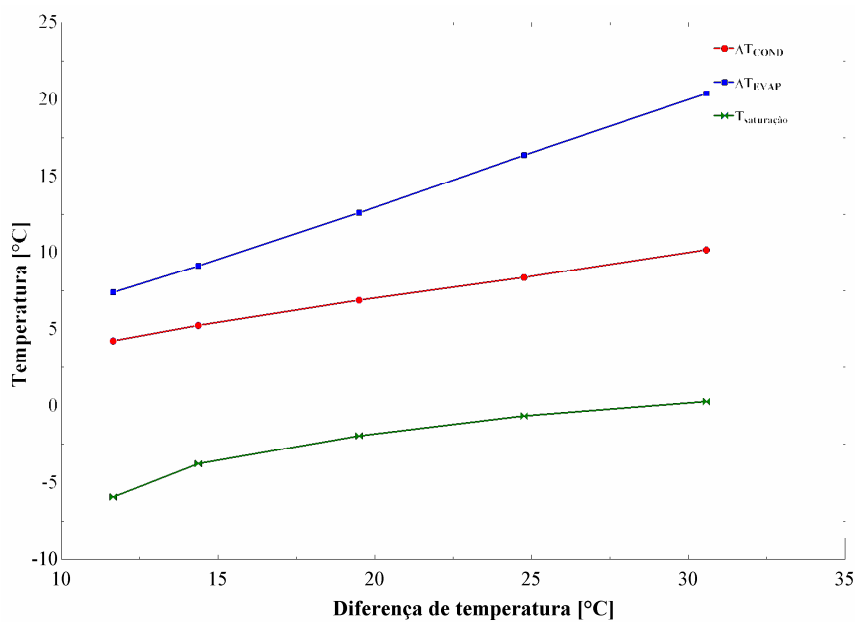


Figura 5.6 – Temperaturas do circuito versus ΔT_{Q-F} .

5.2.3 Variação da vazão de ar

Neste teste a vazão de ar em circulação foi variada de 200 a 600 m³/h em incrementos de 100 m³/h. Em todos os experimentos foram utilizadas a mesma carga de refrigerante e a mesma diferença de temperatura entre as fontes quente e fria. A figura 5.7 mostra que a capacidade de

refrigeração aumenta com o aumento da vazão de ar em circulação, provocando também pequenas variações na temperatura de saturação do refrigerante e na diferença de temperatura nos componentes (ver figura 5.8).

A capacidade de refrigeração aumenta 45% com a variação da vazão de 200 a 600 m³/h. Esse aumento está diretamente associado ao maior coeficiente de transferência de calor por convecção no lado do ar no evaporador, fazendo com que a condutância deste componente aumente 74% enquanto que a condutância térmica do condensador diminua 18%, causando assim um balanço positivo no desempenho do sistema.

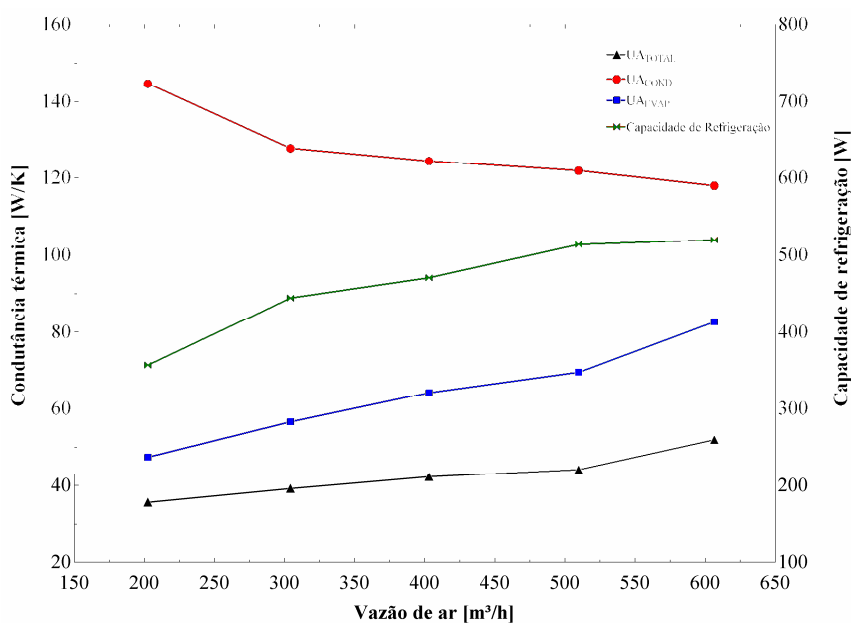


Figura 5.7 – Capacidade de refrigeração e condutância térmica versus vazão de ar

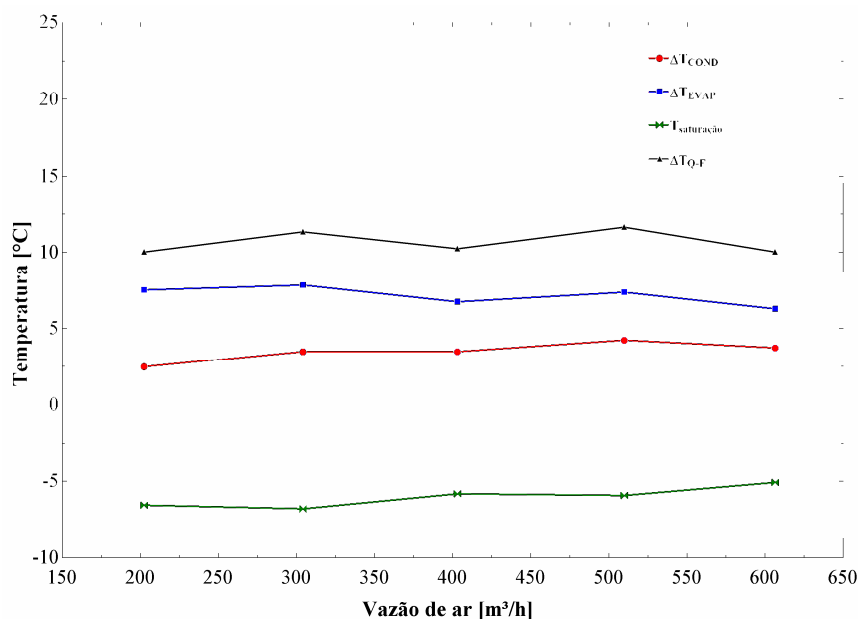


Figura 5.8 – Temperatura de saturação e diferenças de temperatura nos componentes versus vazão de ar.

5.3 Circuito de 9,52mm

5.3.1 Determinação da carga de refrigerante

Neste circuito a carga de refrigerante foi variada entre 86g e 185g, mantendo o ΔT_{Q-F} sempre em aproximadamente 10°C. As figuras 5.9 e 5.10 mostram a capacidade de refrigeração, as condutâncias térmicas, e os graus de superaquecimento e de subresfriamento, como função da carga de refrigerante. A figura 5.11 mostra a variação da temperatura de saturação neste experimento juntamente com as demais diferenças de temperatura. Da mesma maneira que nos testes anteriores observou-se uma pequena variação na diferença entre as temperaturas das fontes quente e fria, da ordem de $\pm 1,0^\circ\text{C}$, que foi considerada aceitável.

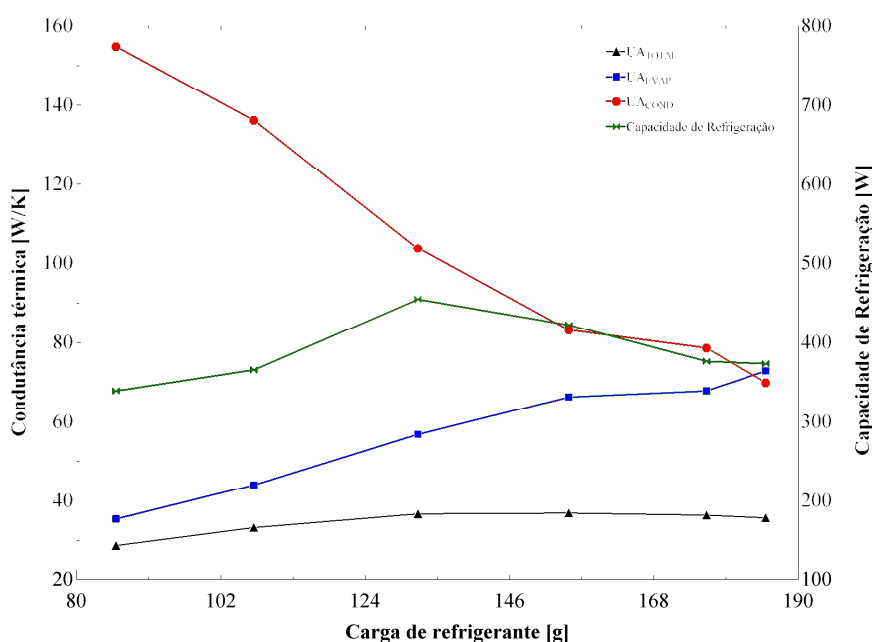


Figura 5.9 – Capacidade de refrigeração e condutância térmica versus carga de refrigerante.

Como esperado o comportamento observado é similar ao do circuito anterior, mostrando que existe uma faixa onde a condutância térmica é máxima, entre 130 e 170g de refrigerante. Todos os demais testes foram, portanto, realizados com 150g de carga de refrigerante.

Aqui se observa uma capacidade de refrigeração máxima de 455W, enquanto que no circuito de 6,35mm obteve-se um valor 13% superior, ou seja 514W.

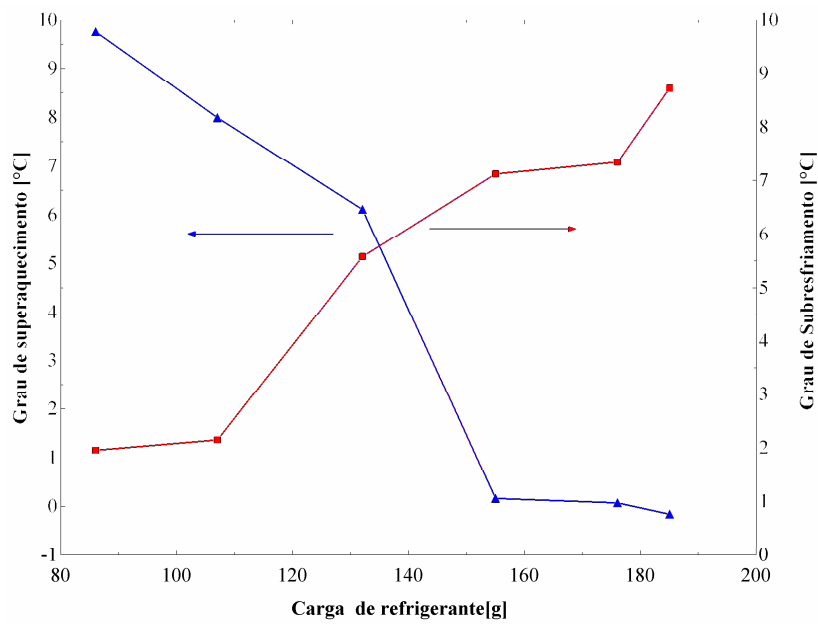


Figura 5.10 – Superaquecimento e subresfriamento versus carga de refrigerante

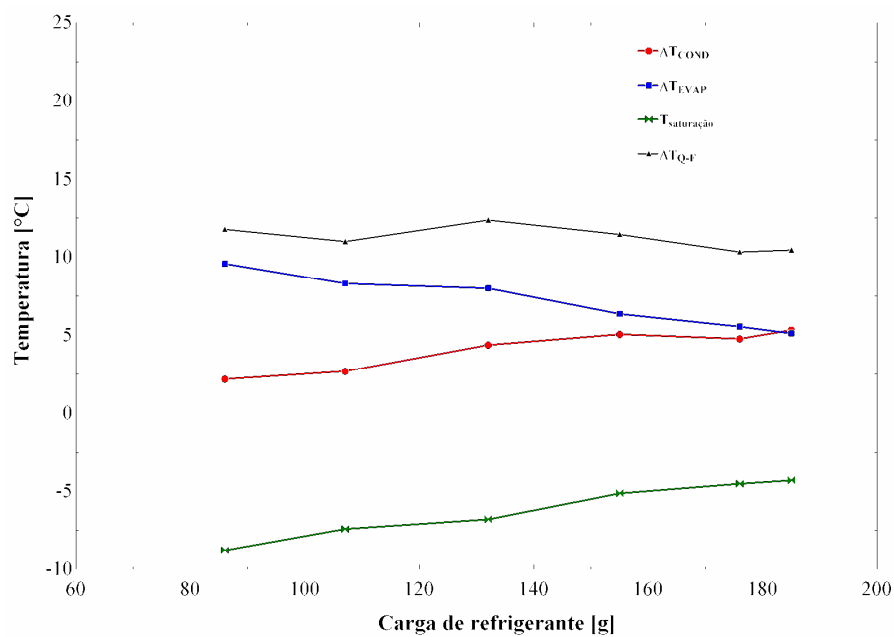


Figura 5.11 – Temperatura de saturação e diferenças de temperatura nos componentes versus carga de refrigerante

5.3.2 Efeito da elevação

O efeito da diferença de altura entre o condensador e o evaporador, foi também explorado numa tentativa de se identificar um eventual impacto sobre a capacidade de bombeamento de refrigerante e conseqüentemente sobre a capacidade de refrigeração.

Num primeiro teste a saída do condensador e a entrada do evaporador foram niveladas. Além deste teste e de um outro já realizado com um desnível de 230mm, foram realizados testes com desníveis de 50, 100 e 150mm, todos com uma carga de refrigerante de 150g.

A figura 5.12 mostra os resultados em termos de capacidade de refrigeração e condutância térmica.

Observa-se que a capacidade de refrigeração cresce com o aumento da altura, devido ao aumento da coluna de líquido que se forma entre o condensador e o evaporador, que aumenta a disponibilidade de pressão para bombear o fluido refrigerante através do circuito.

Entre 5 e 10cm há um leve aumento da diferença entre a temperatura de saturação e a temperatura da superfície interna do condensador o que causa uma pequena queda da condutância térmica deste componente. No evaporador ocorre um patamar de condutância térmica entre 5 e 15cm devido ao aumento de diferença de temperatura nesse componente (ver figura 5.13), a qual contrabalança o aumento da capacidade de refrigeração.

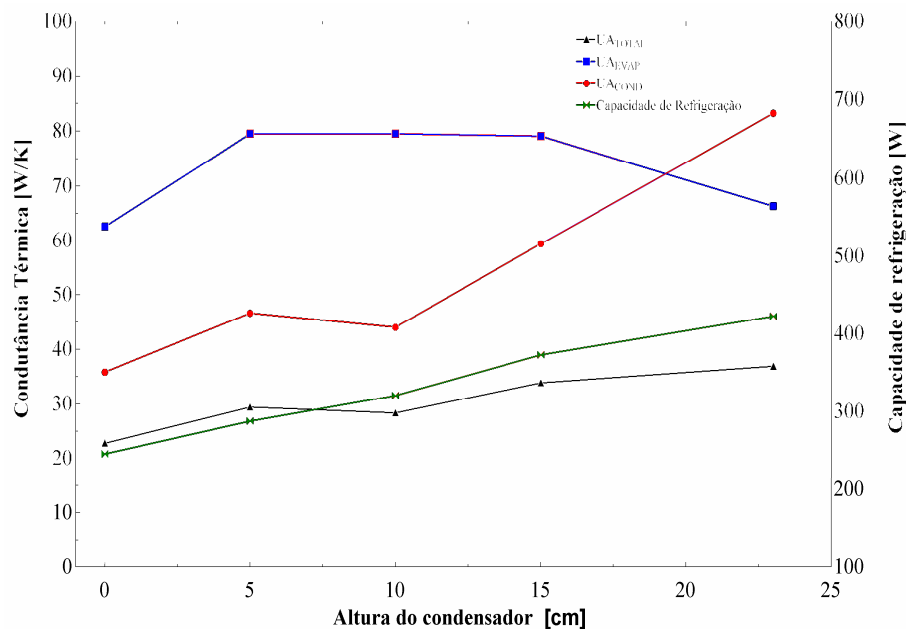


Figura 5.12 – Capacidade de refrigeração e condutância térmica versus altura do condensador.

Por outro lado, entre 15 e 23 cm ocorre uma queda na condutância térmica do evaporador quando o aumento da diferença de temperatura se sobrepõe ao aumento de capacidade de refrigeração.

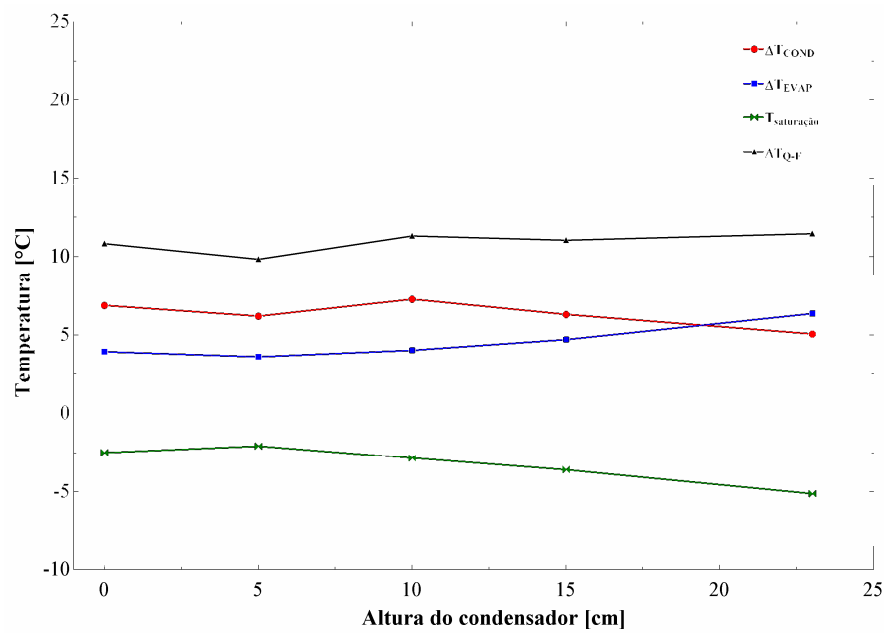


Figura 5.13 – Temperatura de saturação e diferença de temperatura nos componentes versus altura do condensador.

5.3.3 Efeito do diâmetro

Testes variando a diferença de temperatura entre as fontes quente e fria foram também realizados com o circuito de 9,52 mm. O efeito do diâmetro e da diferença de temperatura são explorados nas figuras 5.14 e 5.15.

A figura 5.14 mostra que o comportamento da capacidade de refrigeração e da condutância térmica total é similar ao obtido com o circuito de 6,35mm. Nesse caso, entretanto, obteve-se uma capacidade de refrigeração máxima de 560W, valor esse inferior ao obtido com o circuito de 6,35mm (600W).

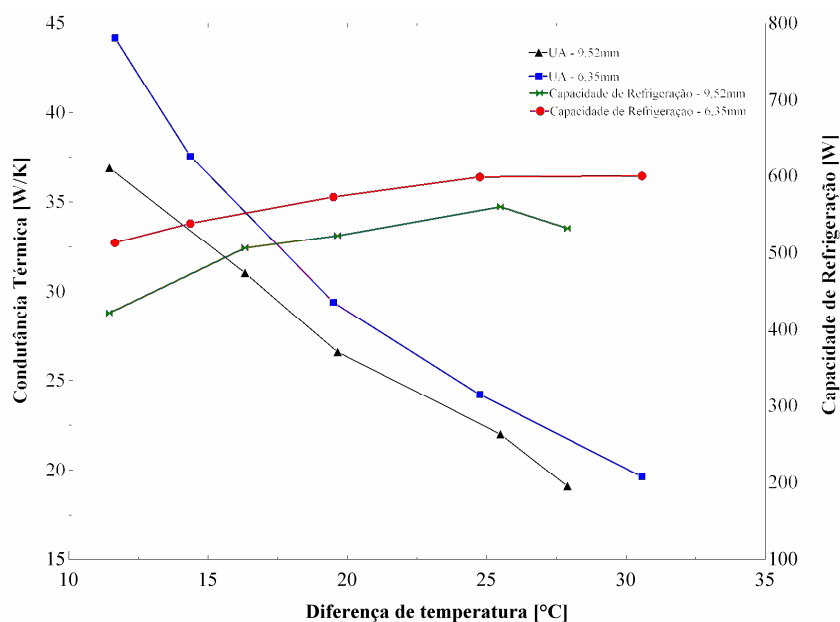
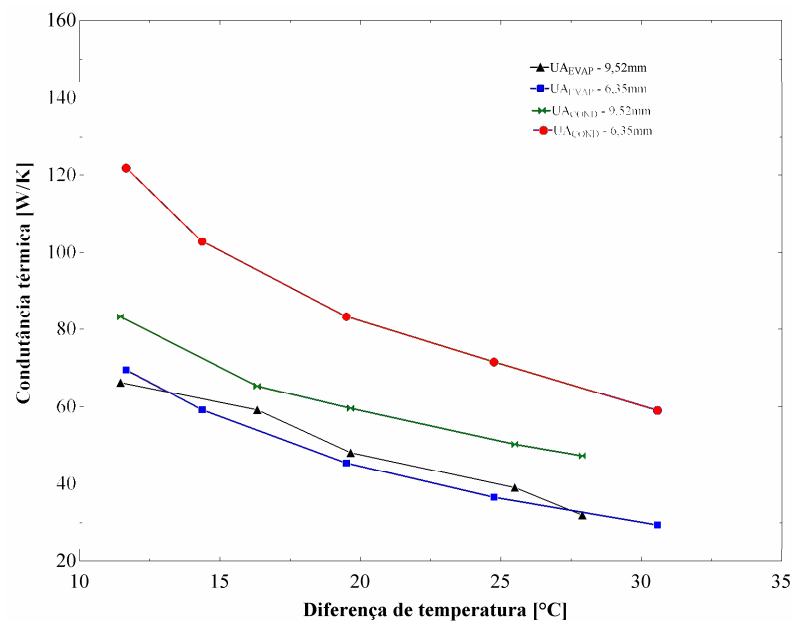


Figura 5.14 – Capacidade de refrigeração e condutância térmica versus ΔT_{Q-F} .

A diferença entre o desempenho dos circuitos de 9,52mm e 6,35mm já era esperada, pois para cada circuito existe uma relação ótima entre o comprimento e o diâmetro da tubulação (Ali & McDonald, 1977).

Como observado em experimentos anteriores o aumento da diferença de temperatura provoca um aumento do superaquecimento, que por sua vez, reduz o desempenho do evaporador, mas mesmo assim provoca uma elevação de 32% na capacidade de refrigeração.

A figura 5.15 mostra que a condutância térmica do evaporador não é afetada pelo diâmetro da tubulação, o mesmo não ocorrendo com a condutância térmica do condensador. Devido a diferenças no volume interno do circuito e na carga de refrigerante, o circuito de 6,35mm, na mesma diferença de temperatura, opera com uma menor temperatura de saturação. Isso significa uma maior diferença de temperatura no evaporador e uma menor diferença de temperatura no condensador em relação ao circuito de 9,52mm. Esse comportamento juntamente com a elevação da capacidade de refrigeração sob a ação da redução do diâmetro, explicam o comportamento observado na figura 5.15.

Figura 5.15 – Condutância térmica nos componentes versus ΔT_{Q-F}

Testes foram também realizados variando a vazão de ar em circulação entre 200m³/h a 600m³/h. A figura 5.16 mostra as capacidades de refrigeração obtidas com os circuitos de 6,35mm e 9,52mm,

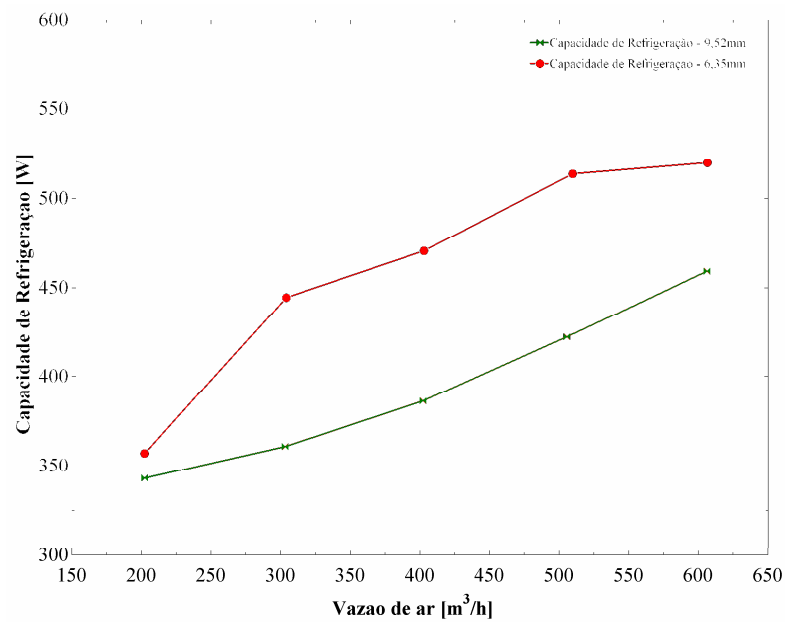


Figura 5.16 – Capacidade de refrigeração vs. vazão de ar.

Como esperado, os comportamentos dos dois circuitos são similares, sendo que o de 6,35mm origina para todas as vazões uma maior capacidade de refrigeração. Isso se deve ao aumento da condutância térmica do condensador, com a passagem do diâmetro de 9,52mm para 6,35mm, como já explicado anteriormente. O aumento da capacidade de refrigeração com o aumento da vazão de ar, já foi explorado anteriormente e deve-se principalmente ao aumento da condutância térmica do evaporador que se sobrepõe à redução da condutância térmica do condensador (figura 5.17).

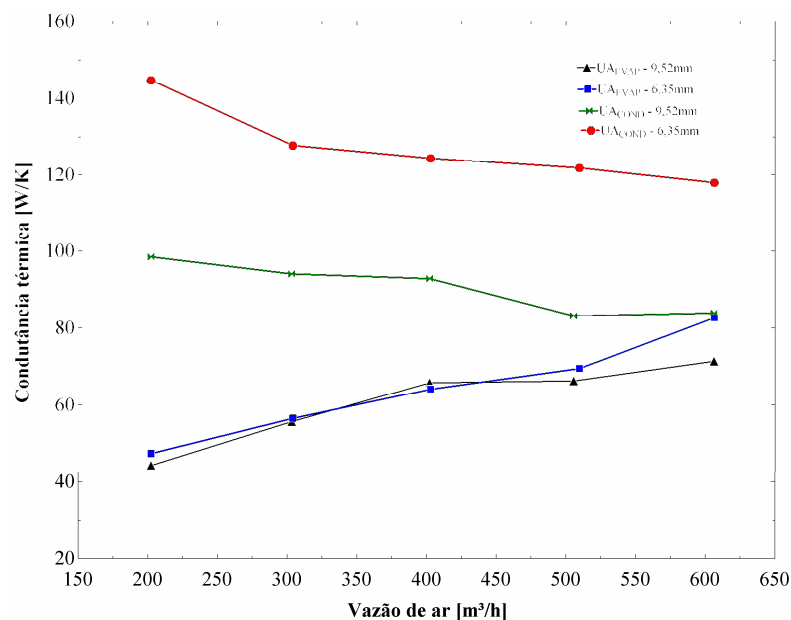


Figura 5.17 – Condutância térmica nos componentes vs. vazão de ar.

5.4 Resultados numéricos vs. experimentais

Uma série de simulações foi realizada com o objetivo de confrontar os resultados gerados pelo modelo com os resultados obtidos experimentalmente.

Os parâmetros utilizados para comparações foram:

- Capacidade de refrigeração
- Condutância térmica dos trocadores e do circuito

Ao todo foram comparados trinta e nove casos utilizando os dados obtidos com os circuitos de 6,35mm e 9,52mm.

Dentre os modelos de fração de vazio utilizados para o computo da carga de refrigerante, foi adotado o de escoamento homogêneo, pois os outros geraram discrepâncias consideráveis em relação aos resultados experimentais. Mesmo utilizando o modelo homogêneo, desvios da ordem de 50% a 90% foram observados.

Para contornar este problema, durante a comparação com os dados experimentais, optou-se por utilizar a pressão do refrigerante medida durante os testes, como parâmetro de entrada no modelo numérico, como forma de eliminar a necessidade de computo da carga de refrigerante.

As figuras 5.18 a 5.21 comparam os resultados experimentais com os gerados pelas simulações. Os apêndices B e C mostram, respectivamente, maiores detalhes dos resultados experimentais e computacionais.

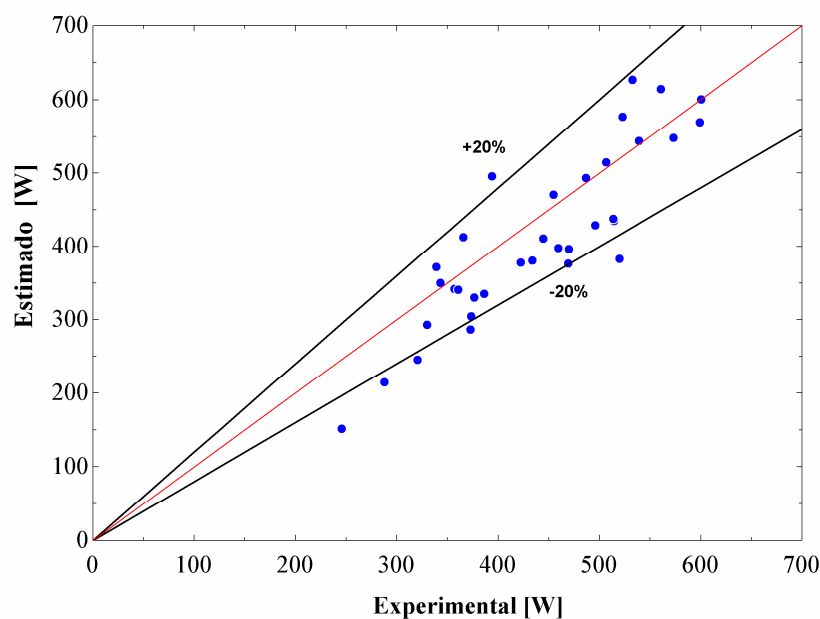


Figura 5.18 – Resultados do modelo versus dados experimentais: capacidade de refrigeração.

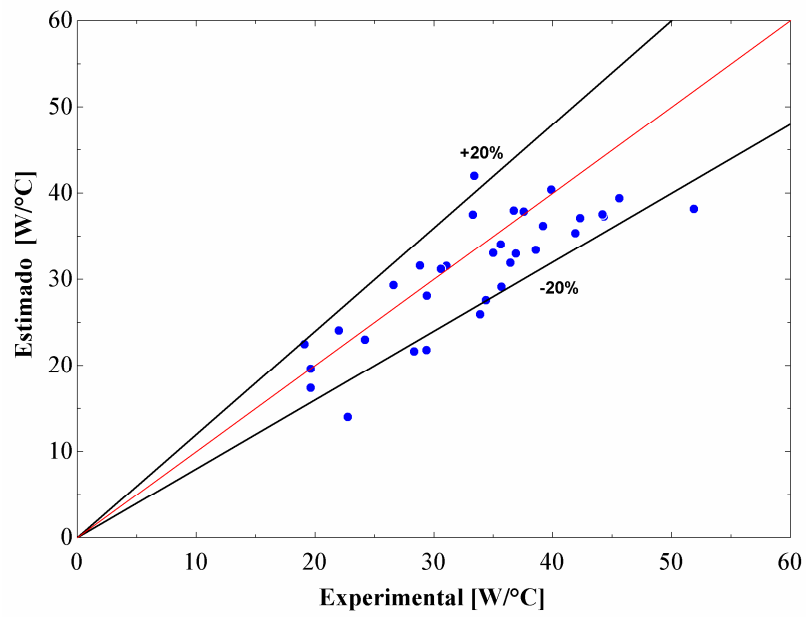


Figura 5.19 – Resultados do modelo versus dados experimentais: Condutância térmica total.

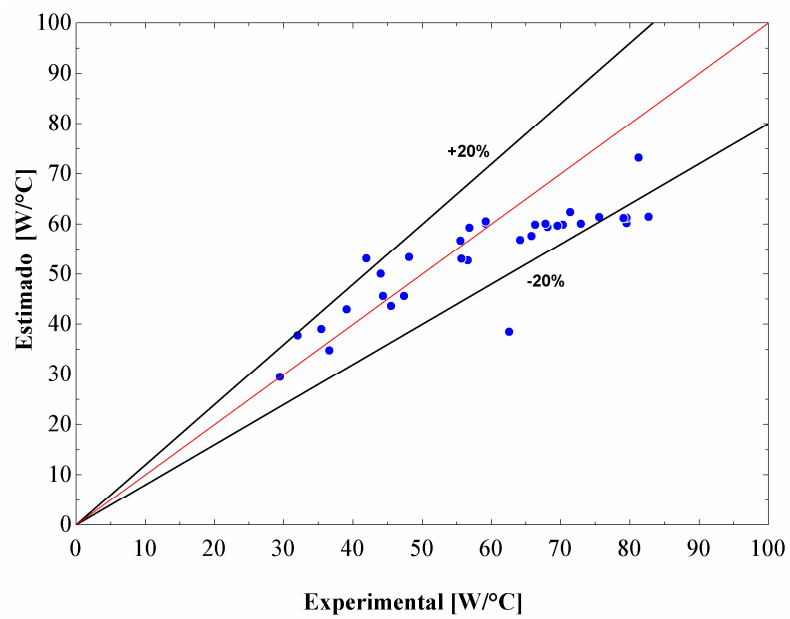


Figura 5.20 – Resultados do modelo versus dados experimentais: Condutância térmica do evaporador.

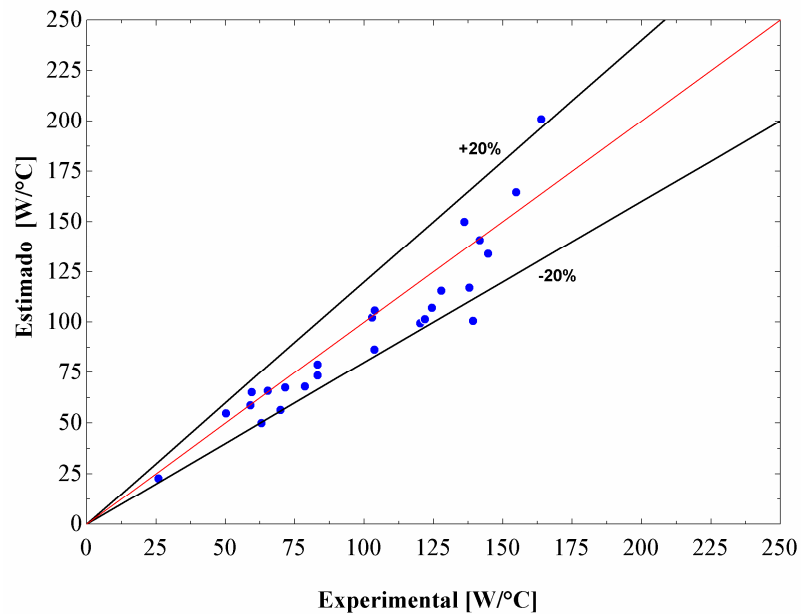


Figura 5.21 – Resultados do modelo versus dados experimentais: Condutância térmica do condensador.

Pode-se verificar que 85% dos pontos representativos da capacidade de refrigeração, da condutância térmica global e da condutância térmica do evaporador, se encontram dentro de uma banda de erro de $\pm 20\%$. Tal percentual aumenta para 95%, quando se trata da condutância térmica do condensador.

Em face da simplicidade do modelo e da complexidade do experimento, pode-se concluir que o modelo em questão é bastante razoável, podendo ser utilizado para explorar outras situações não abordadas nos experimentos.

5.5 Potencialidades do Modelo

Nesta seção serão exploradas as potencialidades do uso do modelo desenvolvido como ferramenta de análise de circuitos de termossifão bifásicos.

Para tanto foram utilizados dois tipos de análise: numa variou-se a diferença de temperatura entre as fontes quente e fria e a carga de refrigerante, para uma geometria e vazão de ar fixas. Na outra se variou o diâmetro da tubulação que liga os trocadores de calor, mantendo-se os outros parâmetros fixos.

5.5.1 Efeitos da diferença de temperatura e carga de refrigerante

Nesta análise foram mantidos constantes: a geometria do sistema, o fluxo de ar sobre o evaporador ($500 \text{ m}^3/\text{h}$) e a temperatura da superfície do condensador (-10°C).

A variável de perturbação foi a temperatura do ar na entrada do evaporador, variada em incrementos de 5°C, e a pressão de operação.

As variáveis de interesse de saída são: capacidade de refrigeração, condutância térmica e carga de refrigerante. Deve-se ressaltar que devido às discrepâncias observadas no cálculo da carga de refrigerante, a mesma foi correlacionada com os dados experimentais a fim de obter um fator multiplicador para a correção da carga de refrigerante.

A figura 5.22 mostra a capacidade de refrigeração em função da carga de refrigerante para três níveis de diferença de temperatura total do sistema.

Nesta figura pode-se observar que existe uma região onde a capacidade de refrigeração é máxima, região esta caracterizada por um superaquecimento praticamente nulo (Figura 5.23). A carga de refrigerante que gera a capacidade máxima é tão menor quanto menor a diferença de temperatura entre as fontes quente e fria, fato também observado nos resultados experimentais.

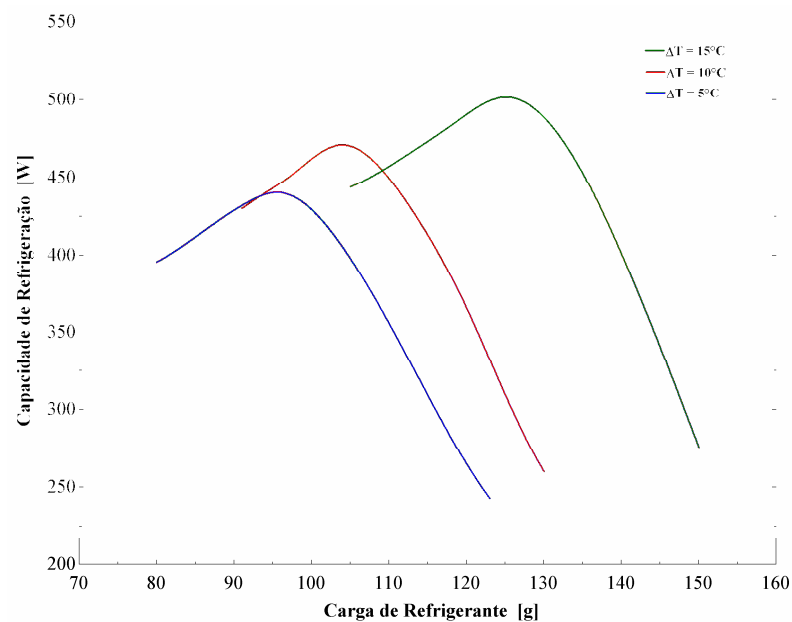


Figura 5.22 – Capacidade de refrigeração vs. carga de refrigerante.

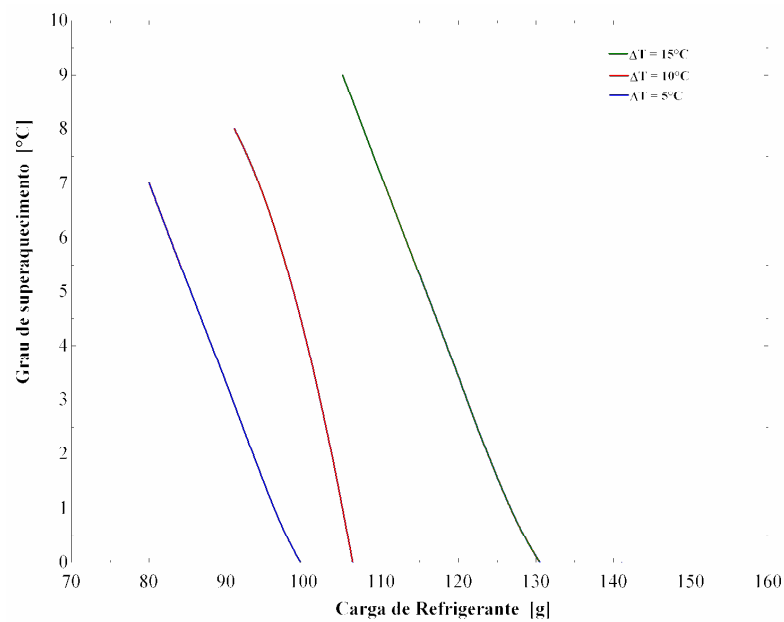


Figura 5.23 – Superaquecimento vs. carga de refrigerante.

Para todas as diferenças de temperatura consideradas, aumentando-se a carga de refrigerante diminui-se o superaquecimento e conseqüentemente aumenta-se o desempenho do evaporador e de todo o sistema de transporte de calor. Por outro lado com o aumento da carga de refrigerante aumenta-se também o subresfriamento (figura 5.24), o que diminui o desempenho do condensador e explica a queda de performance do sistema após o ponto de máximo ter sido atingido.

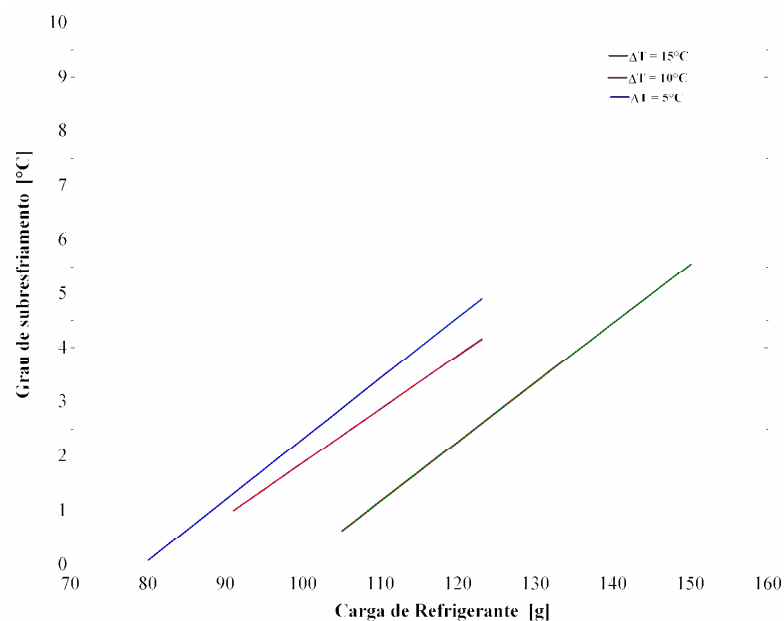


Figura 5.24 – Subresfriamento vs. carga de refrigerante

5.5.2 Efeito do diâmetro interno das tubulações entre os componentes

Durante esta análise numérica, as seguintes variáveis foram mantidas constantes:

- Geometria dos trocadores de calor
- Fluxo de ar no evaporador ($500\text{m}^3/\text{h}$)
- Temperatura da superfície interna do condensador (-10°C)
- Diferença de temperatura entre as fontes quente e fria (10°C)
- Comprimento das linhas de vapor e de líquido
- Grau de superaquecimento na saída do evaporador

O diâmetro interno das tubulações foi variado entre 3mm e 10mm, e o impacto dessa variação sobre a capacidade de refrigeração pode ser vista na figura 5.25.

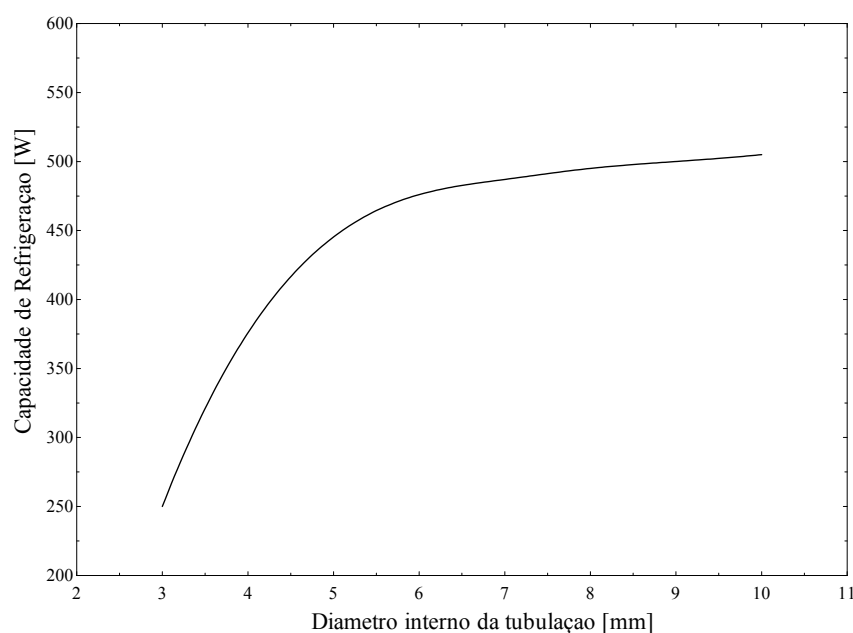


Figura 5.25 – Capacidade de refrigeração vs. diâmetro interno dos tubos

A figura 5.25 mostra que a capacidade de refrigeração do sistema diminui com a diminuição do diâmetro da tubulação que interliga os componentes, não reproduzindo a tendência experimental. Deve-se enfatizar, no entanto, que durante as simulações o superaquecimento na saída do evaporador foi mantido constante, variável esta que não foi fixada experimentalmente pois é uma consequência do ponto de operação do sistema. Até que um diâmetro crítico seja atingido a queda de capacidade é relativamente pequena. Entretanto quando esse valor limite é ultrapassado a perda de carga aumenta consideravelmente, reduzindo na mesma proporção a vazão de refrigerante em circulação e a capacidade de refrigeração.

As análises anteriores mostram que um programa de simulação, mesmo simples, mas devidamente calibrado, pode reduzir substancialmente o número de experimentos necessários para a análise de um problema específico. A determinação da carga ótima de refrigerante para uma

dada geometria e condição de operação, por exemplo, é uma tarefa que demanda um tempo de experimentação considerável. Com a utilização de uma ferramenta computacional, os testes para determinação de carga, embora não sejam eliminados totalmente, podem ser reduzidos sensivelmente. Além disso, pode-se otimizar a geometria de um dado sistema, com o objetivo de encontrar o melhor compromisso entre desempenho, facilidade de manufatura e custo.

CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES

6.1 Conclusões

Um estudo sobre o desempenho de circuitos de termossifão bifásico aplicado às condições de operação do lado frio de uma máquina Stirling de refrigeração foi proposto e desenvolvido.

Uma bancada para a avaliação de CTB's foi proposta, construída e calibrada para realização de experimentos que caracterizassem o desempenho de tal circuito.

Foram realizados experimentos variando-se a carga de fluido refrigerante, a diferença de temperatura entre as fontes quente e fria, a vazão de ar em circulação na bancada, a diferença de altura entre condensador e evaporador e o diâmetro interno das tubulações que conectam os dois trocadores de calor.

Os experimentos mostraram que a capacidade de refrigeração e a condutância térmica global do circuito de 6,35mm são 13% superiores as do circuito de 9,5mm. No circuito de 6,35mm foram obtidas capacidades de refrigeração da ordem de 514W, com uma diferença de temperatura de 11°C. Este resultado mostra que a tecnologia de CTB é uma alternativa viável para um sistema Stirling de refrigeração operando nesta faixa de capacidade.

A exemplo da literatura observou-se que existe um ponto ótimo onde a carga de refrigerante maximiza a capacidade de refrigeração, para uma dada diferença de temperatura entre as fontes quente e fria. Este ponto é caracterizado por um título próximo da unidade na saída do evaporador.

A adição excessiva de refrigerante degrada o desempenho do condensador por aumentar a área de transferência de calor monofásica. Por outro lado, a falta de refrigerante prejudica o desempenho do evaporador por aumentar a área ocupada por vapor superaquecido.

O aumento da diferença de temperatura entre as fontes quente e fria, provoca um aumento da capacidade de refrigeração acompanhado de uma degradação na condutância térmica global.

A vazão de ar no evaporador tem influência sobre o desempenho do sistema. Ao aumentar a vazão aumenta-se a condutância térmica do evaporador e do circuito em torno de 25%.

Observou-se que variando a diferença de altura entre condensador e evaporador entre 0 e 23cm ocorria um aumento de 72% na capacidade de refrigeração, embora houvesse uma queda de desempenho entre 15 e 23cm.

O modelo matemático proposto abrangeu 85% dos pontos experimentais em uma faixa de erro de $\pm 20\%$. Tal discrepância foi considerada satisfatória para o estudo em questão.

Houve dificuldade na determinação da carga de refrigerante numérica devido a desvios causados pelo modelo de fração de vazio escolhido.

6.2 Sugestões para trabalhos futuros

Como sugestões para trabalhos futuros voltados para a utilização de CTB como circuitos secundários de transferência de calor em sistemas de refrigeração, recomenda-se:

1. Avaliar outros arranjos de circuito, introduzindo, por exemplo, um separador de líquido na saída do evaporador.
2. Melhorar a rotina de convergência do modelo numérico desenvolvido evitando a utilização das rotinas de minimização do EES®.
3. Melhorar o modelo de fração de vazio para melhorar a estimativa da carga de refrigerante e conseqüentemente, reduzir o tempo necessário para a determinação experimental deste parâmetro.
4. Estudar outras geometrias de condensador.

5. Acoplar o condensador a uma maquina Stirling de refrigeração.

7.1 Referências

ALI, A. F. M.; MCDONALD, T. W. **Thermosyphon loop performance characteristics: part 2. Simulation program.** ASHRAE Transactions, Vol. 83, pp. 260-278, 1977.

ANSI/ASHRAE **Standard methods for laboratory airflow measurements.**, 41.2 – 1987 (RA 92), Atlanta – Georgia - USA, 1987.

ARI **Standard for Forced-circulation air-cooling and air-heating coils**, 410, Arlington – Virginia – USA, 2001.

ASHRAE **Methods for testing Forced circulation air cooling and heating coils.** 33-78, New York - USA, 1978.

BERCHOWITZ, D. M.; MCENTEE, J.; WELTY, S. **Design and testing of a 40W free piston Stirling cycle cooling unit.** In: International Congress of Refrigeration, XX, 1999, Sydney, **Proceedings.**

BERNIER, M.A. ; BALIGA, B. R., **A 1-D/2-D model and experimental results for a closed-loop thermosyphon with vertical heat transfer sections**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 35, N. 11, pp 2969-2982, 1992.

BOABAID N., C., **Análise numérica do desempenho de tubos capilares adiabáticos**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1994.

- BOX, G.P.; HUNTER, W. G.; HUNTER, J. S., **Statistics for Experimenters - An Introduction to design, Data Analysis and model building**, John Wiley & Sons, N.Y., 1978.
- CHEN, K. S.; CHANG, Y. R. **Steady state analysis of two-phase natural circulation loop**. International Journal of Heat and Mass Transfer, Great Britain, Vol. 31, N° 5, pp. 931 – 940, 1988.
- CHENG, K. C.; ROVANG, G. W. **Operating and heat transfer characteristics of a closed-loop two-phase thermosyphon system for low grade waste heat recovery**. In: ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, Vol. 3, 1987, Proceedings.
- COLLIER, J. G., **Convective Boiling and Condensation**, McGraw-Hill, New York, 1972.
- CUNDY, V. A.; HA, L. N. **The characterization of a gravity assisted heat pipe with internal two-phase parallel flow throughout.**, Thermal Sciences, Washington, Vol. 2, N° 16, pp. 599-612, 1983.
- DOBSON, M.K.; CHATO, J.C., **Condensation in smooth horizontal tubes**. ASME Journal of Heat Transfer, vol. 120, pp.193–213, 1998.
- DUARTE, P.O.O., **Desempenho de sistemas termoelétricos aplicados a refrigeradores de pequena capacidade**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.
- FAGHRI A., **Heat Pipe Science and Technology**, Taylor & Francis, London, 1995.
- FOX, R. W.; McDONALD, A. T., **Introduction to Fluid Mechanics**, John Wiley & Sons, 1998.
- GONÇALVES, J. M., **Desenvolvimento e aplicação de uma metodologia para a análise térmica de refrigeradores domésticos**, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.
- GREIF, R.; **Natural circulation loops**. Journal of Heat Transfer, USA, Vol. 110, pp. 1243-1258, Novembro, 1988.
- HEIDRICH, J. W. F. **Simulação numérica de máquinas stirling de refrigeração**. Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, 2002.

- HUANG, B. J.; ZELAYA, R., Heat transfer behavior of a rectangular thermosyphon loop, Journal of Heat Transfer, USA, Vol. 110, pp. 487 - 493 (1988).
- HUGHMARK, G. A., **Hold-up in gas-liquid flow**, Chemical Engineering Progress 1962, vol. 52, n. 4, pp. 62-65, 1962.
- INCROPERA, F. P.; DeWITT, D. P., **Introduction to heat transfer**, 3rd edition, Jon Wiley & Sons, N.Y., 1998.
- JOSHI, Y. K.; NAKAYAMA, W.; **A natural circulaion model of the closed loop, two-phase thermosyphon for electronics cooling**. Journal of Heat Transfer, USA, Vol. 124, pp. 881-890, 2002.
- JUNG, D.; SONG, K.; CHO, Y. ; KIM, S., **Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants**, International Journal of Refrigeration, vol. 26 pp. 4–11, 2003.
- KAYS, W. M.; LONDON, A. L., **Compact heat exchangers**, 4th edition, McGraw-Hill, N.Y., 1998.
- KIM, S.Y.; CHUNG, W. S.; SHIN, D. K.; CHO, K. S. **The aplication of stirling cooler to refrigeration.**, LG Electronics Inc, Living System Lab., Seoul, in: www.globalcooling.com, 1999.
- KHANDEKAR, S., **Thermo-hydrodynamics of closed loop pulsating heat pipes**, Doctoral Dissertation, University of Stuttgart, 2004.
- KHODABANDEH R. ,**Thermal performance of a closed advanced two-phase thermosyphon loop for cooling of radio base stations at different operating conditions**, Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 2643–2655, 2004.
- KREITH, F., **The CRC Handbook of Thermal Engineering**, CRC Press LLC, Boca Raton, 2000.
- LEE J.S. ; RHI S.H. ; KIM C.N., LEE Y. ,**Use of two-phase loop thermosyphons for thermoelectric refrigeration: experiment and analysis**, Applied Thermal Engineering, vol. 23, pp. 1167–1176, 2003.

- LOCKHARDT, R. W.; MARTINELLI, R. C., **Proposed correlation data for isothermal two phase two component flow in pipes**, Chemical Engineering Progress 1949, vol. 45, n. 1, pp. 39-48, 1949.
- MAIDANIK Y.; VERSHININ, S.; Kholdov, V.; DOLGGIREV, J.; **Patent Number 4515209**, US Patent, 1985.
- MCDONALD, T. W.; HWANG, K. S.; DICICCIO, R. **Thermosyphon loop performance characteristics: part 1. Experimental study**. ASHRAE Transactions, Vol 83, pp 250-259, 1977.
- MCDONALD, T. W. ; ALI, A. F. M.. **Thermosyphon loop performance characteristics: part 3. Simulated performance**. ASHRAE Transactions, Vol. 83, pp. 279-287,1977.
- NISGOSKI, A. R. **Análise de um circuito de termossifão bifásico**. Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, 2002.
- RAMASWAMY, C.; JOSHI, Y. K.; NAKAYAMA, W.; JOHNSON, W. B. **Thermal performance of a compact two-phase thermosyphon: response to evaporator confinement and transient loads**. Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol. 6, N° 2-4, pp. 279-288, 1999.
- REID, R. S.; MERIGAN, M. A.; SENA, J. T., **Review of liquid metal heat pipe work at Los Alamos**, Publication number LA-UR-90-3721, Los Alamos National Laboratory, new Mexico, 1990.
- RHI S.H. , **An Experimental and Analytical (Simulation) Study on Two-Phase Loop Thermosyphons, Very Small to Very Large Systems**, Ph.D. Thesis, University of Ottawa, Canada, 2000.
- SEIXLACK, A.L., **Modelagem do escoamento bifásico em tubos capilares**, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.
- TAMBURINI, P., **“T-system”- Proposal of a new concept heat transport system**, American Institute of Aeronautics and Astronautics, pp. 346-353, 1978.
- TANDON, T.N.; VARMA, H.K.; GUPTA, C.P., **An experimental investigation of forced convection condensation during annular flow inside a horizontal tube**. ASHRAE Transactions, 343–354,1985.

THOME, J.R., **Condensation of fluorocarbon and other refrigerants: a state-of-the-art review**, ARI report, Arlington, 1997.

VINCENT, C.C.J.; KOK, J.B.W., **Investigation of the overall transient performance of the industrial 2-phase closed-loop thermosiphon**, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 35 (6), pp.1419-1426, 1992.

YANAGISAWA,T.; FUKUTA, M.; OGURA N.; KANEO H., **Operating characteristics of natural circulating CO2 secondary loop refrigeration system working with NH3 primary loop**, Proceedings of the 6th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Glasgow, 2004.

ZIVI, S. M., **Estimation of steady state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production**, ASME Transactions, Journal of Heat Transfer, Series C, Vol. 86, pp. 247-252, 1964.

Web sites:

GLOBAL COOLING BV – www.globalcooling.com

EMBRACO – www.embraco.com.br

A.1 Programa de processamento dos dados experimentais

PROCEDURE Tratamento_dados(R:Tar_ent_maxvar;Tar_sai_maxvar)

Diam_{bocal,in} := 4

Patm := 100978,4

Levap := 0,28

Hevap := 0,29

Tar_{ent,maxvar} := 0

Tar_{sai,maxvar} := 0

DTS_{maxvar} := 0

Tar_{ent,min} := 500

Tar_{ent,max} := - 500

Tar_{sai,min} := 500

Tar_{sai,max} := - 500

DTS_{min} := 500

DTS_{max} := - 500

Linha := 1

Linhas_{total} := **NLookupRows** ('ArquivoEES')

Repeat

Tar_{ent;1} := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'TAR;E;1')

Tar_{ent;2} := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'TAR;E;2')

Tar_{ent;3} := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'TAR;E;3')

Tar_{ent;4} := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'TAR;E;4')

Tar_{ent;5} := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'TAR;E;5')

Tar_{ent;6} := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'TAR;E;6')

Tar_{ent;7} := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'TAR;E;7')

Tar_{ent;8} := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'TAR;E;8')

Tar_{ent;9} := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'TAR;E;9')

DT1 := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'DT1')

DT2 := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'DT2')

DT3 := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'DT3')

DT4 := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'DT4')

DT5 := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'DT5')

DT6 := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'DT6')

DT7 := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'DT7')

DT8 := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'DT8')

DT9 := **Lookup** ('ArquivoEES'; Linha ; 'DT9')

DE1 := DT1 · 0,00004

DE2 := DT2 · 0,00004

DE3 := DT3 · 0,00004

DE4 := DT4 · 0,00004

DE5 := DT5 · 0,00004

DE6 := DT6 · 0,00004

DE7 := DT7 · 0,00004

DE8 := DT8 · 0,00004

DE9 := DT9 · 0,00004

Lookup ('Arquivo_{EES}'; Linha ; 'DE1') := DE1

Lookup ('Arquivo_{EES}'; Linha ; 'DE2') := DE2

Lookup ('Arquivo_{EES}'; Linha ; 'DE3') := DE3

Lookup ('Arquivo_{EES}'; Linha ; 'DE4') := DE4

Lookup ('Arquivo_{EES}'; Linha ; 'DE5') := DE5

Lookup ('Arquivo_{EES}'; Linha ; 'DE6') := DE6

Lookup ('Arquivo_{EES}'; Linha ; 'DE7') := DE7

Lookup ('Arquivo_{EES}'; Linha ; 'DE8') := DE8

Lookup ('Arquivo_{EES}'; Linha ; 'DE9') := DE9

T_{amb;01} := **Lookup** ('Arquivo_{EES}'; Linha ; T_{AMB;1}')

T_{amb;02} := **Lookup** ('Arquivo_{EES}'; Linha ; T_{AMB;2}')

T_{amb;03} := **Lookup** ('Arquivo_{EES}'; Linha ; T_{AMB;3}')

T_{BOCAL} := **Lookup** ('Arquivo_{EES}'; Linha ; T_{BOCAL}')

P_{abs} := **Lookup** ('Arquivo_{EES}'; Linha ; P_{ABS}')

DP_{bocal} := **Lookup** ('Arquivo_{EES}'; Linha ; DP_{BOCAL}')

DP_{PROC} := **Lookup** ('Arquivo_{EES}'; Linha ; DP_{TROCADOR}')

UMD_{IN;1} := **Lookup** ('Arquivo_{EES}'; Linha ; UMD_{IN;1}')

UMD_{IN;2} := **Lookup** ('Arquivo_{EES}'; Linha ; UMD_{IN;2}')

UMD_{IN;3} := **Lookup** ('Arquivo_{EES}'; Linha ; UMD_{IN;3}')

UMD_{IN;4} := **Lookup** ('Arquivo_{EES}'; Linha ; UMD_{IN;4}')

$UMD_{OUT,1} := \text{Lookup} ('Arquivo_{EES}; \text{ Linha}; 'UMD_{OUT,1}')$
 $UMD_{OUT,2} := \text{Lookup} ('Arquivo_{EES}; \text{ Linha}; 'UMD_{OUT,2}')$
 $UMD_{OUT,3} := \text{Lookup} ('Arquivo_{EES}; \text{ Linha}; 'UMD_{OUT,3}')$
 $UMD_{OUT,4} := \text{Lookup} ('Arquivo_{EES}; \text{ Linha}; 'UMD_{OUT,4}')$
 $UMD_{IN} := \text{Average} (UMD_{IN,1}; UMD_{IN,2}; UMD_{IN,3}; UMD_{IN,4})$
 $UMD_{OUT} := \text{Average} (UMD_{OUT,1}; UMD_{OUT,2})$
 $T_{CF,1} := \text{Lookup} ('Arquivo_{EES}; \text{ Linha}; 'T_{CF,1}')$
 $T_{CF,2} := \text{Lookup} ('Arquivo_{EES}; \text{ Linha}; 'T_{CF,2}')$
 $T_{CF,3} := \text{Lookup} ('Arquivo_{EES}; \text{ Linha}; 'T_{CF,3}')$
 $T_{CF,4} := \text{Lookup} ('Arquivo_{EES}; \text{ Linha}; 'T_{CF,4}')$
 $TS_{COND,IN} := \text{Lookup} ('Arquivo_{EES}; \text{ Linha}; 'TS_{COND,IN}')$
 $TS_{COND,OUT} := \text{Lookup} ('Arquivo_{EES}; \text{ Linha}; 'TS_{COND,OUT}')$
 $TS_{EVAP,IN} := \text{Lookup} ('Arquivo_{EES}; \text{ Linha}; 'TS_{EVAP,IN}')$
 $TS_{EVAP,MD} := \text{Lookup} ('Arquivo_{EES}; \text{ Linha}; 'TS_{EVAP,MD}')$
 $TS_{EVAP,OUT} := \text{Lookup} ('Arquivo_{EES}; \text{ Linha}; 'TS_{EVAP,OUT}')$
 $P_{TS} := \text{Lookup} ('Arquivo_{EES}; \text{ Linha}; 'P_{CO2}')$
 $Maximo := \text{Max} (Tar_{ent,1}; Tar_{ent,2}; Tar_{ent,3}; Tar_{ent,4}; Tar_{ent,5}; Tar_{ent,6}; Tar_{ent,7}; Tar_{ent,8}; Tar_{ent,9})$
 $Mnimo := \text{Min} (Tar_{ent,1}; Tar_{ent,2}; Tar_{ent,3}; Tar_{ent,4}; Tar_{ent,5}; Tar_{ent,6}; Tar_{ent,7}; Tar_{ent,8}; Tar_{ent,9})$
 If ($Maximo - Mnimo > Tar_{ent,maxvar}$) Then
 $Tar_{ent,maxvar} := Maximo - Mnimo$
 If ($Mnimo < Tar_{ent,min}$) Then
 $Tar_{ent,min} := Mnimo$
 If ($Maximo > Tar_{ent,max}$) Then
 $Tar_{ent,max} := Maximo$
 $P_{bocal} := P_{atm} - P_{abs}$

$$P_{\text{proc}} := P_{\text{bocal}} + D_{\text{Pproc}}$$

$$T_{\text{med;ent}} := \text{Average} (T_{\text{ent};1}; T_{\text{ent};2}; T_{\text{ent};3}; T_{\text{ent};4}; T_{\text{ent};5}; T_{\text{ent};6}; T_{\text{ent};7}; T_{\text{ent};8}; T_{\text{ent};9})$$

$$\text{Call } \mathbf{DELTA}_T (DE1 ; T_{\text{ent};1} : DTar_{01})$$

$$\text{Call } \mathbf{DELTA}_T (DE2 ; T_{\text{ent};2} : DTar_{02})$$

$$\text{Call } \mathbf{DELTA}_T (DE3 ; T_{\text{ent};3} : DTar_{03})$$

$$\text{Call } \mathbf{DELTA}_T (DE4 ; T_{\text{ent};4} : DTar_{04})$$

$$\text{Call } \mathbf{DELTA}_T (DE5 ; T_{\text{ent};5} : DTar_{05})$$

$$\text{Call } \mathbf{DELTA}_T (DE6 ; T_{\text{ent};6} : DTar_{06})$$

$$\text{Call } \mathbf{DELTA}_T (DE7 ; T_{\text{ent};7} : DTar_{07})$$

$$\text{Call } \mathbf{DELTA}_T (DE8 ; T_{\text{ent};8} : DTar_{08})$$

$$\text{Call } \mathbf{DELTA}_T (DE9 ; T_{\text{ent};9} : DTar_{09})$$

$$\Delta T_{\text{AR;DTs}} := \text{Average} (DTar_{01}; DTar_{02}; DTar_{03}; DTar_{04}; DTar_{05}; DTar_{06}; DTar_{07}; DTar_{08}; DTar_{09})$$

$$T_{\text{med;sai}} := T_{\text{med;ent}} - \Delta T_{\text{AR;DTs}}$$

$$UMD_{\text{REAL;IN}} := \frac{UMD_{\text{IN}}}{1,0546 - 0,00216 \cdot T_{\text{med;ent}}}$$

$$UMD_{\text{REAL;OUT}} := \frac{UMD_{\text{OUT}}}{1,0546 - 0,00216 \cdot T_{\text{med;sai}}}$$

$$UMD_{\text{OUT}} := \frac{UMD_{\text{REAL;OUT}}}{100}$$

$$UMD_{\text{IN}} := \frac{UMD_{\text{REAL;IN}}}{100}$$

$$T_{\text{bocal}} := T_{\text{BOCAL}}$$

$$\rho_s := \rho (\text{'AirH2O'} ; T=T_{\text{bocal}} ; P=P_{\text{bocal}} ; R=UMD_{\text{OUT}})$$

$$\rho := \rho (\text{'AirH2O'} ; T=T_{\text{med;ent}} ; P=P_{\text{proc}} ; R=UMD_{\text{IN}})$$

$$\text{visc} := \mathbf{Visc} (\text{'AirH2O'} ; T=T_{\text{bocal}} ; P=P_{\text{bocal}} ; R=UMD_{\text{OUT}})$$

$$U_{\text{mid;abs;in}} := \omega (\text{'AirH2O'} ; T=T_{\text{med;ent}} ; P=P_{\text{proc}} ; R=UMD_{\text{IN}})$$

$$U_{\text{mid;abs;out}} := \omega (\text{'AirH2O'} ; T=T_{\text{med;sai}} ; P=P_{\text{bocal}} ; R=UMD_{\text{OUT}})$$

$$\alpha := 1 - \frac{DP_{\text{bocal}}}{\rho_5 \cdot R \cdot \text{ConvertTemp} (C; K; T_{\text{bocal}})}$$

$$Y := 1 - 0,548 \cdot (1 - \alpha)$$

$$\text{Diam}_{\text{bocal}} := \text{Diam}_{\text{bocal},\text{in}} \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right|$$

Call **Processo**_{iterativo} (visc ; ρ ; Diam_{bocal} ; Y ; DP_{bocal} ; ρ₅ : Cd)

$$\text{Area} := \pi \cdot \frac{\text{Diam}_{\text{bocal}}^2}{4}$$

$$\text{Qar} := \frac{\rho_5}{\rho} \cdot 2^{(1/2)} \cdot Y \cdot \left[\frac{|DP_{\text{bocal}}|}{\rho_5} \right]^{(1/2)} \cdot \text{Cd} \cdot \frac{\text{Area}}{\left| 0,000277778 \cdot \frac{\text{h}}{\text{s}} \right|}$$

$$\text{Vel}_{\text{bocal}} := \frac{\text{Qar}}{\text{Area} \cdot \left| 3600 \cdot \frac{\text{s}}{\text{h}} \right|}$$

$$\text{Vel}_{\text{evap}} := \frac{\text{Qar}}{\text{Levap} \cdot \text{Hevap} \cdot \left| 3600 \cdot \frac{\text{s}}{\text{h}} \right|}$$

$$h_{\text{ar,ent}} := h ('AirH2O' ; T=\text{Tar}_{\text{med,ent}} ; P=\text{P}_{\text{troc}} ; R=\text{UMD}_{\text{IN}})$$

$$h_{\text{ar,sai}} := h ('AirH2O' ; T=\text{Tar}_{\text{med,sai}} ; P=\text{P}_{\text{bocal}} ; R=\text{UMD}_{\text{OUT}})$$

$$\Delta H := h_{\text{ar,ent}} - h_{\text{ar,sai}}$$

$$\dot{Q}_{\text{ref}} := \frac{\text{Qar}}{\left| 3600 \cdot \frac{\text{s}}{\text{h}} \right|} \cdot \rho \cdot (h_{\text{ar,ent}} - h_{\text{ar,sai}})$$

$$T_{\text{amb}} := \text{Average} (T_{\text{amb},01} ; T_{\text{amb},02} ; T_{\text{amb},03})$$

$$\dot{Q}_{\text{ref,corr}} := 0,9988 \cdot \dot{Q}_{\text{ref}} - 57,11 + 1,012 \cdot (T_{\text{amb}} - \text{Tar}_{\text{med,ent}}) + 3,007 \cdot (T_{\text{amb}} - \text{Tar}_{\text{med,sai}})$$

$$c_p := \text{Cp} ('AirH2O' ; T=\text{Tar}_{\text{med,ent}} ; P=\text{P}_{\text{troc}} ; R=\text{UMD}_{\text{IN}})$$

$$\dot{Q}_{\text{ref},T} := \frac{\text{Qar}}{\left| 3600 \cdot \frac{\text{s}}{\text{h}} \right|} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T_{\text{AR},\text{DTs}}$$

$$\dot{M}_{ar} := \frac{Q_{ar}}{\left| 3600 \cdot \frac{s}{h} \right|} \cdot \rho$$

$$CPDELTA T := c_p \cdot \Delta T_{AR,DTs}$$

$$\dot{Q}_L := \dot{M}_{ar} \cdot (U_{mid,abs,in} - U_{mid,abs,out}) \cdot 2501,3$$

$$T_{cf} := \text{Average} (T_{CF,1}; T_{CF,2}; T_{CF,3}; T_{CF,4})$$

$$\Delta T_{H,C} := T_{ar,med,ent} - T_{cf}$$

$$FLUIDO\$:= 'CarbonDioxide'$$

$$T_{sat} := T_{sat} \left[FLUIDO\$; P=P_{TS} \cdot \left| 100000 \cdot \frac{Pa}{bar} \right| \right]$$

$$\Delta T_{COND} := T_{sat} - T_{cf}$$

$$\Delta T_{EVAP} := T_{ar,med,ent} - T_{sat}$$

$$SUPERAQ := T_{SEVAP,OUT} - T_{sat}$$

$$SUBRESF := T_{sat} - T_{SCOND,OUT}$$

$$R_{COND} := \frac{\Delta T_{COND}}{\dot{Q}_{ref,corr}}$$

$$R_{EVAP} := \frac{\Delta T_{EVAP}}{\dot{Q}_{ref,corr}}$$

$$R_{TOTAL} := \frac{\Delta T_{H,C}}{\dot{Q}_{ref,corr}}$$

$$UA_{TOTAL} := \frac{1}{R_{TOTAL}}$$

$$UA_{COND} := \frac{1}{R_{COND}}$$

$$UA_{EVAP} := \frac{1}{R_{EVAP}}$$

$$H_{EVAP,OUT} := h \left['CarbonDioxide' ; T=T_{sat} + SUPERAQ ; P=P_{TS} \cdot \left| 100000 \cdot \frac{Pa}{bar} \right| \right]$$

$$H_{EVAP,IN} := h \left['CarbonDioxide' ; T=T_{sat} - SUBRESF ; P=P_{TS} \cdot \left| 100000 \cdot \frac{Pa}{bar} \right| \right]$$

$$\dot{M}_{REF} := 3600 \cdot \left[\frac{\dot{Q}_{ref,corr}}{H_{EVAP,OUT} - H_{EVAP,IN}} \right]$$

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'Q_{AR}') := Q_{ar}

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'Q_{REF}') := \dot{Q}_{ref}

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'DT_{H,C}') := $\Delta T_{H,C}$

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'DT_{COND}') := ΔT_{COND}

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'DT_{EVAP}') := ΔT_{EVAP}

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'R_{COND}') := R_{COND}

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'R_{EVAP}') := R_{EVAP}

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'R_{TOTAL}') := R_{TOTAL}

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'T_{AR;MED;ENT}') := T_{ar,med,ent}

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'T_{AR;MED;SAI}') := T_{ar,med,sai}

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'Q_{dot,ref,T}') := $\dot{Q}_{ref,T}$

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'T_{CF}') := T_{cf}

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'DT_{AR;DTs}') := $\Delta T_{AR,DTs}$

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'SUPERAQ') := SUPERAQ

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'SUBRESF') := SUBRESF

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'UA_{TOTAL}') := UA_{TOTAL}

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'UA_{EVAP}') := UA_{EVAP}

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'UA_{COND}') := UA_{COND}

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'M_{DOT;REF}') := \dot{M}_{REF}

Lookup ('ArquivoEES'; Linha; 'Q_{DOT;REF;CORR}') := $\dot{Q}_{ref,corr}$

Linha := Linha + 1

Until (Linha > Linhas_{total})

End Tratamento_dados

SUBPROGRAM Processo_iterativo(visc;rho;Diam_bocal;Y;DP_bocal;rho_5;Cd)

$$C_d = 0,9986 - \frac{7,006}{Re^{0,5}} + \frac{134,6}{Re}$$

$$Re = \frac{2^{0,5}}{\nu_{isc}} \cdot C_d \cdot Diam_{bocal} \cdot Y \cdot \left[|DP_{bocal}| \cdot \rho \right]^{0,5}$$

end Processo_iterativo

FUNCTION EMF(T)

$$EMF := \left[3,874 \cdot 10 \cdot T + 3,319 \cdot 0,01 \cdot T^2 + 2,071 \cdot 0,0001 \cdot T^3 - 2,195 \cdot 1,0 \times 10^{-6} \cdot T^4 + 1,103 \cdot 1,0 \times 10^{-8} \cdot T^5 - 3,093 \cdot 1 \right]$$

End EMF

SUBPROGRAM DELTA_T(DE;Tent:DT)

$$Tsai = Tent - DT$$

$$DE = \mathbf{EMF}(Tent) - \mathbf{EMF}(Tsai)$$

end DELTA_T

$$R = 287,1$$

Call **Tratamento**_{dados} (R : Tar_{ent;maxvar} ; Tar_{sai;maxvar})

APENDICE B

B.1 Médias estabilizadas e incertezas nos testes com o circuito de 6,35mm.

Tabela B.1 – Resultados experimentais para circuito de 6,35mm

Variável	Unidade	Valor																	
Carga de Refrigerante	[g]	60	75	86	94	106	133	186	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	
Temperatura do ar entrada evap	[°C]	1,30	1,16	1,15	1,26	1,24	1,00	1,15	1,48	5,35	10,66	15,73	20,67	1	1,08	0,96	1,48	1,22	
Temperatura do ar saída evap	[°C]	-0,65	-1,29	-1,25	-1,25	-1,14	-1,37	-0,53	-1,01	2,41	7,32	12,05	16,66	-3,27	-2,55	-1,67	-1,01	-0,89	
Temperatura Ambiente	[°C]	19,29	18,85	18,67	19,06	19,01	18,85	18,87	19,82	19,09	19,91	20,25	20,13	18,76	18,84	18,47	19,82	19,95	
Pressão absoluta	[Pa]	26,99	26,37	27,35	26,49	26,32	26,98	27,32	26,03	27,32	27,71	28,99	29,46	22,25	34,53	50,1	26,03	33,96	
DP Bocal	[Pa]	200,6	200,5	200,1	201,1	200,3	200,8	201,3	201,3	195,8	192,4	188,9	186,0	101,3	227,3	398,9	201,3	285,4	
UR entrada	[%]	50,21	46,45	51,74	50,32	47,45	46,80	48,03	49,95	43,90	38,39	34,93	30,72	39,54	43,34	50,35	49,95	50,47	
UR saída	[%]	56,11	54,05	59,23	58,11	55,07	54,28	53,24	57,52	52,94	47,50	43,49	39,46	50,59	53,87	58,94	57,52	56,87	
Pressão de evaporação R404A	[bar]	3,65	3,46	3,69	3,50	3,63	3,32	3,01	3,36	3,59	3,55	3,48	3,28	3,59	3,35	3,39	3,36	3,73	
Temperatura da cabeça fria 1	[°C]	-9,89	-10,48	-9,19	-9,63	-9,47	-13,68	-18,39	-9,60	-8,31	-8,91	-9,74	-11,39	-8,97	-10,01	-9,47	-9,6	-8	
Temperatura da cabeça fria 2	[°C]	-11,25	-12,23	-11,47	-12,94	-12,61	-15,91	-18,59	-13,18	-12,19	-12,75	-13,29	-14,83	-10,45	-12,46	-11,68	-13,18	-10,8	
Temperatura da cabeça fria 3	[°C]	-10,02	-10,05	-8,39	-8,49	-8,00	-8,90	-9,19	-7,52	-6,55	-5,17	-4,45	-3,77	-7,37	-7,75	-6,6	-7,52	-7,35	
Temperatura da cabeça fria 4	[°C]	-10,84	-11,40	-9,83	-10,50	-9,81	-12,12	-16,49	-10,37	-9,00	-8,51	-8,61	-9,58	-9,35	-10,87	-9,46	-10,37	-9,09	
Temperatura na entrada cond	[°C]	-0,49	-1,23	-1,89	-3,21	-5,07	-4,97	-2,93	-3,32	2,10	7,06	11,13	14,98	-6,06	-6,27	-5,41	-3,32	-3,37	
Temperatura na saída cond	[°C]	-9,03	-10,02	-9,86	-11,59	-11,45	-14,76	-17,66	-11,68	-10,84	-11,47	-12,03	-13,53	-8,19	-10,42	-9,19	-11,68	-9,23	
Temperatura na entrada do evap	[°C]	-8,02	-8,62	-8,30	-9,61	-9,49	-13,16	-16,12	-9,51	-8,44	-8,30	-8,21	-9,04	-7,12	-8,86	-7,75	-9,51	-7,64	
Temperatura no meio do evap	[°C]	-6,47	-6,88	-5,57	-5,52	-4,97	-4,89	-2,71	-5,21	-2,97	-0,67	2,59	12,96	-6,02	-6,27	-5,4	-5,21	-4,43	
Temperatura na saída do evap	[°C]	0,94	-0,46	-1,92	-3,79	-5,30	-5,32	-3,00	-4,29	3,11	9,59	14,95	20,09	-6,49	-6,67	-5,74	-4,29	-4,31	
Pressão de operação do termostato	[bar]	27,95	28,34	29,53	29,56	30,09	30,29	32,24	29,70	31,51	33,09	34,25	35,11	29,19	29	29,79	29,7	30,4	
Vazão de ar	[m³/h]	507,9	508,1	507,6	508,1	508,0	508,0	508,3	509,6	506,3	507,3	507,6	508,3	202,3	304,0	402,9	509,6	606,4	
DT _{op}	[°C]	11,80	12,21	10,87	11,65	11,21	13,66	16,82	11,65	14,36	19,49	24,75	30,57	10,04	11,35	10,26	11,65	10,03	
DT _{case}	[°C]	2,41	3,44	3,59	4,30	4,53	7,45	12,76	4,25	5,25	6,89	8,37	10,18	2,49	3,49	3,49	4,25	3,74	
DT _{evap}	[°C]	9,39	8,77	7,28	7,35	6,68	6,21	4,06	7,40	9,11	12,60	16,38	20,39	7,54	7,86	6,77	7,4	6,29	
Temperatura média da cabeça fria	[°C]	-10,50	-11,04	-9,72	-10,39	-9,97	-12,65	-15,67	-10,17	-9,01	-8,83	-9,02	-9,89	-9,03	-10,27	-9,3	-10,17	-8,81	
Grau de superaquecimento	[°C]	9,03	7,15	4,20	2,30	0,14	-0,11	-0,10	1,63	6,87	11,54	15,60	19,81	0,05	0,11	0,07	1,63	0,76	
Grau de subresfriamento	[°C]	0,94	2,41	3,73	5,50	6,00	9,56	14,76	5,77	7,08	9,53	11,38	13,81	1,65	3,64	3,38	5,77	4,16	
UA total	[°C/W]	33,39±1,65	39,88±1,65	45,6±1,88	44,3±1,75	41,91±1,81	34,37±1,44	19,62±1,11	44,19±1,75	37,56±1,39	29,41±0,98	24,21±0,75	19,64±0,60	35,63±1,07	39,19±1,20	42,31±1,63	44,19±1,75	51,88±2,4	
UA evaporador	[°C/W]	41,95±2,41	55,51±2,94	68,11±3,8	70,16±3,84	70,33±4,3	75,59±4,83	81,25±7,57	69,52±3,8	59,17±2,9	45,48±1,86	36,57±1,32	29,45±1,00	47,39±2,18	56,57±2,64	64,14±3,56	69,52±3,79	82,69±5,24	
UA condensador	[°C/W]	163,8±23,14	141,7±14,41	138±12,7	120,3±9,5	103,7±8,3	63,03±3,6	25,87±1,56	121,9±9,65	102,9±7,2	83,28±4,8	71,61±3,6	59,01±2,7	144,7±17,7	127,8±11,7	124,5±11,45	121,9±9,64	118±12,54	
Capacidade de refrigeração	[W]	393,9±18,29	486,8±18,39	495,8±18,36	514,5±18,42	469,9±18,36	469,3±18,38	330±18,28	513,8±18,42	539±18,15	573,1±17,94	599,1±17,73	600,4±17,57	357±8,2	444,6±11,1	470,7±14,47	513,8±18,42	520±21,77	
Temperatura de saturação	[°C]	-8,10	-7,60	-6,12	-6,09	-5,44	-5,20	-2,91	-5,92	-3,76	-1,95	-0,66	0,28	-6,54	-6,78	-5,81	-5,92	-5,07	

B.2 Médias estabilizadas e incertezas nos testes com o circuito de 9,5mm.

Tabela B.2 – Resultados experimentais para circuito de 9,5mm

Variável	Unidade	Valor																				
Caixa de Refrigerante	[g]	86	107	132	155	176	185	155	155	155	155	155	155	155	155	155	155	155	155	155		
Diferença de Altura	[cm]	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	
Temperatura do ar entrada evap	[°C]	0,82	0,90	1,21	1,24	1,03	0,83	1,24	5,41	10,69	14,98	20,10	0,98	0,81	0,77	1,24	0,92	1,46	1,55	1,18	1,12	1,24
Temperatura do ar saída evap	[°C]	-0,99	-1,08	-1,18	-1,09	-1,09	-1,19	-1,09	2,52	7,46	11,34	16,24	-3,2	-2,22	-1,65	-1,09	-1,18	0,35	0,2	-0,4	-0,66	-1,09
Temperatura Ambiente	[°C]	18,63	18,09	21,33	19,64	19,22	18,61	19,64	18,53	19,87	19,24	19,22	18,88	18,15	18,3	19,64	18,31	21,8	22,51	20,29	19,31	19,64
Pressão absoluta	[Pa]	22,66	21,61	20,05	21,93	22,75	21,42	21,93	22,96	25,91	28,02	28,60	17,12	25,25	27,12	21,93	29,4	17,04	16,09	16,15	16,84	21,93
DP Evap	[Pa]	201,2	198,9	196,0	198,6	198,6	195,4	198,6	196,5	189,0	187,7	184,9	101,4	226,9	298,6	198,6	285,6	197,5	197,2	196,7	196,3	198,6
UR entrada	[g]	43,04	42,26	44,92	44,29	44,26	47,00	44,29	37,02	34,43	37,99	25,68	35,25	43,38	47,08	44,29	45,85	53,29	49,77	48,19	48,2	44,29
UR saída	[g]	55,87	58,24	56,69	57,11	56,24	57,15	57,11	54,95	55,41	52,02	51,62	54,61	56,8	57,53	57,11	56,78	57,85	56,13	56,27	53,63	57,11
Pressão de evaporação R404A	[bar]	3,70	3,62	3,43	3,59	3,61	3,42	3,59	3,44	3,67	3,19	3,62	3,33	3,38	3,44	3,59	3,45	4	3,9	3,81	3,74	3,59
Temperatura da cabeça fina 1	[°C]	-10,33	-9,58	-10,16	-9,66	-9,10	-9,76	-9,66	-11,41	-10,11	-12,72	-9,82	-10,17	-9,51	-9,22	-9,66	-10,37	-10,76	-10,51	-11,6	-10,13	-9,66
Temperatura da cabeça fina 2	[°C]	-11,71	-10,81	-13,46	-12,89	-12,55	-13,75	-12,89	-14,36	-12,68	-15,90	-12,67	-12,86	-12,43	-12,33	-12,89	-13,89	-11,18	-11,24	-12,28	-12,56	-12,89
Temperatura da cabeça fina 3	[°C]	-10,76	-9,53	-9,75	-8,35	-6,44	-5,70	-8,35	-7,38	-4,74	-3,40	-1,29	-7,27	-6,28	-5,84	-8,35	-8,92	-6,57	-4,54	-7,36	-7,72	-8,35
Temperatura da cabeça fina 4	[°C]	-11,05	-10,44	-11,33	-9,92	-9,15	-9,33	-9,92	-10,27	-8,30	-10,00	-7,39	-10,64	-9,8	-9,65	-9,92	-10,76	-8,92	-6,81	-9,27	-9,27	-9,92
Temperatura na entrada cond	[°C]	-0,85	-0,64	-1,12	-4,38	-4,29	-4,20	-4,38	1,66	6,95	10,83	15,22	-6,5	-5,45	-4,93	-4,38	-2,14	1,67	0,73	-1,65	-2,81	-4,38
Temperatura na saída do cond	[°C]	-10,73	-9,56	-12,38	-12,25	-11,86	-13,01	-12,35	-13,68	-12,01	-15,07	-11,93	-12,05	-11,67	-11,34	-12,25	-13,12	-10,55	-10,9	-11,67	-12	-12,25
Temperatura na entrada do evap	[°C]	-8,89	-7,64	-9,57	-9,85	-9,69	-10,90	-9,85	-10,15	-8,28	-10,85	-8,77	-9,33	-8,8	-8,57	-9,85	-10,18	-7,94	-9,08	-9,81	-10,35	-9,85
Temperatura no meio do evap	[°C]	-1,90	-6,57	-6,37	-4,73	-4,18	-4,14	-4,73	-2,71	0,46	1,85	6,29	-6,42	-5,3	-4,76	-4,73	-5,19	-2,05	-1,61	-2,41	-3,36	-4,73
Temperatura na saída do evap	[°C]	0,99	0,38	-0,68	-4,97	-4,45	-4,46	-4,97	2,68	8,98	14,05	19,32	-6,8	-5,72	-5,16	-4,97	-2,17	0,9	-1,77	-2,7	-3,41	-4,97
Pressão de operação do termostático	[bar]	27,43	28,50	28,99	30,35	30,86	31,05	30,35	32,03	34,69	35,45	38,15	29,02	29,9	30,37	30,35	30,03	32,62	32,98	32,3	31,65	30,35
Vazão de ar	[m³/h]	507,2	505,0	504,5	505,3	504,8	500,6	505,3	507,0	502,3	504,7	505,8	202,3	303,2	402,2	505,3	606,1	503,3	503,1	502,1	501,8	505,3
DT _{evap}	[°C]	11,78	11,80	12,38	11,45	10,34	10,46	11,45	16,32	19,64	25,49	27,89	11,22	10,31	10,03	11,45	11,91	10,82	9,83	11,31	11,04	11,45
DT _{cond}	[°C]	2,19	2,69	4,38	5,08	4,79	5,34	5,08	7,75	8,78	11,15	11,25	3,48	3,83	4,16	5,08	5,47	6,88	6,21	7,28	6,32	5,08
DT _{evap}	[°C]	9,58	8,31	8,00	6,37	5,55	5,12	6,37	8,56	10,87	14,34	16,63	7,74	6,48	5,87	6,37	6,44	3,93	3,62	4,03	4,72	6,37
Temperatura média da cabeça fina	[°C]	-10,96	-10,09	-11,17	-10,21	-9,31	-9,63	-10,21	-10,91	-8,96	-10,51	-7,79	-10,24	-9,5	-9,26	-10,21	-10,98	-9,36	-8,28	-10,13	-9,92	-10,21
Grav de superaquecimento	[°C]	9,76	7,99	6,11	0,16	0,07	-0,16	0,16	5,83	9,16	13,41	15,85	-0,05	-0,05	-0,05	0,16	3,24	3,37	0,3	0,15	0,18	0,16
Grav de subresfriamento	[°C]	1,96	2,15	5,39	7,12	7,34	8,72	7,12	10,52	11,83	15,72	15,39	5,29	6	6,43	7,12	7,61	8,08	8,83	8,83	8,4	7,12
UA total	[°C/W]	28,8241,64	33,2741,79	36,7341,61	36,941,25	36,4241,94	35,6941,88	36,941,75	31,0541,20	26,6140,96	22,80,73	19,140,65	30,5840,91	34,9841,30	38,5241,64	36,941,25	38,5841,97	22,7241,71	29,3741,92	38,3441,67	33,8941,74	36,941,75
UA evaporador	[°C/W]	35,4442,56	44,0242,86	56,8343,88	66,344,55	67,8345,34	72,945,82	66,344,55	59,1643,12	48,1242,22	39,141,36	32,0241,27	44,3442,06	55,6843,17	65,7944,21	66,344,55	71,3845,06	62,5646,21	79,547,80	79,5247,30	79,146,12	66,344,55
UA condensador	[°C/W]	154,8425,96	136,2418,8	103,848,88	83,2346,61	78,6646,81	69,9245,45	83,2346,61	65,3643,7	59,5543,05	50,2842,23	47,3442,19	38,5448,95	34,348,20	32,9247,67	83,2346,61	83,9646,57	35,8342,96	46,6843,55	44,0543,03	59,443,90	83,2346,61
Capacidade de refrigeração	[W]	339,1418,28	365,8418,22	454,8418,25	422,5418,27	376,5418,23	373,4418,08	422,5418,27	506,6418,16	522,8417,76	560,6417,69	532,7417,49	34348,17	360,7411,01	386,2414,45	422,5418,27	459,4421,79	245,5418,02	287,8418,03	320,5418,05	372,9418,07	422,5418,27
Temperatura de saturação	[°C]	-8,76	-7,40	-6,79	-5,13	-4,52	-4,30	-5,13	-3,15	-0,17	0,63	3,46	-6,751	-5,67	-5,11	-5,13	-5,52	-2,48	-2,07	-2,84	-3,39	-5,13

APENDICE C

C.1 Resumo das simulações

Os parâmetros geométricos menos relevantes podem ser encontrados ao longo do texto principal.

Tabela C.1 - Resumo dos parâmetros e resultados das simulações

Pressão [bar]	Diametro [mm]	Area de face [m ²]	Altura [cm]	DT _{q,F} [K]	UA total [W/K]	UA evap [W/K]	UA cond [W/K]	Capacidade de Refrigeração [W]
27,95	6,35	0,2 x 0,235	23	11,8	42,01	53,12	200,9	495,7
28,34	6,35	0,2 x 0,235	23	12,21	40,44	56,72	140,9	493,4
29,53	6,35	0,2 x 0,235	23	10,87	39,46	59,47	117,2	428,9
29,56	6,35	0,2 x 0,235	23	11,65	37,34	59,71	99,65	435
30,09	6,35	0,2 x 0,235	23	11,21	35,38	59,9	86,45	396,7
30,29	6,35	0,2 x 0,235	23	13,66	27,58	61,42	50,05	376,5
32,24	6,35	0,2 x 0,235	23	16,82	17,43	73,21	22,87	293,1
29,7	6,35	0,2 x 0,235	23	11,65	37,59	59,71	101,5	437,9
31,51	6,35	0,2 x 0,235	23	14,36	37,88	60,12	102,4	544
33,09	6,35	0,2 x 0,235	23	19,49	28,12	43,68	78,96	548,1
34,25	6,35	0,2 x 0,235	23	24,75	23,01	34,88	67,64	569,5
35,11	6,35	0,2 x 0,235	23	30,57	19,66	29,54	58,76	600,8
29,19	6,35	0,2 x 0,235	23	10,04	34,07	45,69	134	341,7
29	6,35	0,2 x 0,235	23	11,35	36,23	52,76	115,6	411,2
29,79	6,35	0,2 x 0,235	23	10,26	37,14	56,83	107,2	381
29,7	6,35	0,2 x 0,235	23	11,65	37,59	59,71	101,5	437,9
30,4	6,35	0,2 x 0,235	23	10,03	38,2	61,51	100,8	383,2
27,43	9,5	0,2 x 0,235	23	11,78	31,6	39,1	164,7	372,2
28,5	9,5	0,2 x 0,235	23	11	37,55	50,1	149,9	412,7
28,99	9,5	0,2 x 0,235	23	12,38	38,02	59,31	105,9	470,7
30,35	9,5	0,2 x 0,235	23	11,45	33,02	59,92	73,54	378
30,86	9,5	0,2 x 0,235	23	10,34	31,93	60,13	68,1	330,2
31,05	9,5	0,2 x 0,235	23	10,46	29,13	60,13	56,49	304,7
30,35	9,5	0,2 x 0,235	23	11,45	33,02	59,92	73,54	378
32,03	9,5	0,2 x 0,235	23	16,32	31,56	60,56	65,91	515,1
34,69	9,5	0,2 x 0,235	23	19,64	29,36	53,38	65,27	577
35,45	9,5	0,2 x 0,235	23	25,49	24,11	43,04	54,83	614,6
38,15	9,5	0,2 x 0,235	23	27,89	22,5	37,82	55,53	627,4
29,02	9,5	0,2 x 0,235	23	11,22	31,21	45,66	98,64	350,2
29,9	9,5	0,2 x 0,235	23	10,31	33,07	53,1	87,69	341
30,37	9,5	0,2 x 0,235	23	10,03	33,42	57,65	79,54	335,2
30,35	9,5	0,2 x 0,235	23	11,45	33,02	59,92	73,54	378
30,03	9,5	0,2 x 0,235	23	11,91	33,44	62,43	72,01	397,9
32,62	9,5	0,2 x 0,235	23	10,82	14,03	38,57	22,06	151,9
32,98	9,5	0,2 x 0,235	0	9,83	21,84	60,27	34,26	214,7
32,3	9,5	0,2 x 0,235	5	11,31	21,68	61,3	33,54	245,2
31,65	9,5	0,2 x 0,235	10	11,04	25,96	61,26	45,04	286,6
30,35	9,5	0,2 x 0,235	15	11,45	33,02	59,92	73,54	378