

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA FACULDADE DE ENGENHARIA CAMPUS DE BAURU

LEVANTAMENTO DE COEFICIENTES DE DESEMPENHO DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS ASSOCIADOS A ARMAZENADOR TÉRMICO

ISMAEL DE MARCHI NETO

BAURU – SP Agosto - 2007

Livros Grátis

http://www.livrosgratis.com.br

Milhares de livros grátis para download.



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA FACULDADE DE ENGENHARIA CAMPUS DE BAURU

LEVANTAMENTO DE COEFICIENTES DE DESEMPENHO DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS ASSOCIADOS A ARMAZENADOR TÉRMICO

ISMAEL DE MARCHI NETO

Orientador: Prof. Dr. Alcides Padilha

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia da UNESP – Campus de Bauru, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

BAURU – SP Agosto - 2007

DIVISÃO TÉCNICA DE BIBLIOTECA E DOCUMENTAÇÃO UNESP - BAURU

Marchi Neto, Ismael de. Levantamento de coeficientes de desempenho de refrigeradores domésticos associados a armazenador térmico / Ismael de Marchi Neto, 2007. 132 f. Orientador: Alcides Padilha. Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2007.

Ficha catalográfica elaborada por Maristela Brichi Cintra - CRB 5046

"Olhe para dentro de sua mente e veja as riquezas infinitas que podem jorrar de sua mente em seu benefício e em benefício de toda a humanidade".

(Maria Fleig)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, pela sua presença constante em minha vida, seguindo meus passos e auxiliando em minhas decisões e dificuldades da vida.

Ao meu orientador Prof. Dr. Alcides Padilha e co-orientador Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon pela amizade, apoio, incentivo e pelos importantes ensinamentos prestados, tanto científicos quanto pessoais, desenvolvendo assim a minha melhor formação.

Ao técnico da oficina do Departamento de Engenharia Mecânica da UNESP-FEIS, Reginaldo Cordeiro da Silva, no auxílio prestado para elaboração das tomadas de temperaturas.

Aos meus pais, Ismael de Marchi Júnior e Elizabeth Von Dreifus de Marchi, aos familiares, à minha namorada, às minhas irmãs por todo amor, pelo incentivo e apoio em superar as dificuldades, além do carinho prestado a cada dia.

Aos meus amigos pelo apoio e amizade cultivada durante a realização do presente trabalho e em especial Marcos Paulo de Oliveira, Santiago del Rio Oliveira e Guilherme Henrique Sempionato Souza Santos.

A todos os funcionários da Faculdade de Engenharia de Bauru que auxiliaram no desenvolvimento e na aquisição de equipamentos necessários para a execução dos experimentos.

A CAPES, pelo apoio financeiro.

MARCHI NETO, I. Levantamento de coeficientes de desempenho de refrigeradores domésticos associados a armazenador térmico. 2007. 132f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2007.

RESUMO

Devido à extrema necessidade de se diversificar as fontes de energia renováveis, torna-se necessário a busca por métodos de reciclagem de energia pela utilização de rejeitos térmicos de equipamentos. Assim, o aproveitamento desses rejeitos pode ser utilizado, como uma nova fonte de energia, para o aquecimento de água e armazenamento da mesma em reservatório para uso doméstico. Devido a isso, é proposta a construção de um aparato experimental de um reservatório de armazenamento térmico cilíndrico, onde o objetivo da pesquisa será o levantamento dos coeficientes de desempenho relativo aos refrigeradores convencional e modificado, além de realizar uma análise da armazenagem da água quente, através da técnica da estratificação térmica utilizando um refrigerador com condensador modificado. O rejeito térmico coletado, através do princípio do termosifão, será armazenado na forma de energia térmica. Os resultados mostraram que os coeficientes de desempenho dos sistemas, calculados pelas técnicas relativas às perdas térmicas teóricas e experimentais, apresentaram grande diferença. Observou-se o comportamento dinâmico das termoclinas, através do efeito da estratificação térmica e a evolução das temperaturas em função do tempo, mostrando maior viabilidade do refrigerador modificado, gerando assim maior conforto térmico aos usuários além de produzir água quente para uso doméstico.

Palavras-chave: coeficiente de desempenho, estratificação térmica, armazenadores térmicos, rejeito térmico, sistema de refrigeração.

MARCHI NETO, I. Survey of domestic refrigerators coefficient of performance associated a thermal storage unit. 2007. 132f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2007.

ABSTRACT

Due to the extreme necessity to diversify renewable energy sources, the search for energy recycling methods through the utilization of thermal losses from equipment has become fundamental. Thus, these losses can be used as a new source of energy for water heating and storage in Domestic Hot Water Storage Tanks (DHWST). For this reason, the construction of an experimental apparatus with a cylindrical thermal storage tank is proposed, in which the objective of the study will be a survey of the Coefficient of Performance concerning conventional and modified refrigerators, as well as to perform an analysis of hot water, through the thermal stratification technique using a refrigerator with a modified condenser. The collected thermal loss, as per the thermosiphon principle, will be stored as thermal energy. The results showed that the coefficient of performance for the systems, calculated using techniques for theoretical and experimental thermal losses, presented great differences. The dynamic behavior of the thermal distribution was observed through the thermal stratification effect and temperature evolution in terms of time, showing greater variability of the modified refrigerator generating more thermal comfort to users in addition to providing domestic hot water.

Key-words: coefficient of performance, thermal stratification, thermal storage, thermal losses, refrigeration of system.

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS	VII
LISTA DE TABELAS	XVII
NOMENCLATURA	XXI
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 - Formas de armazenamento de energia1.2 - Armazenamento por estratificação térmica de líquido	3 4
CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
CAPÍTULO 3 – OBJETIVOS	24
CAPÍTULO 4 – MATERIAIS E MÉTODOS	25
4.1 - Materiais utilizados	26
4.2 - Noções gerais do aparato experimental	27
4.3 - Projeto do condensador modificado	28
4.4 - Construção do armazenador térmico	30
4.5 - Confecção e calibração dos termopares	37
4.5.1 - Análise de propagação de erros	40
4.6 - Sistema de instrumentação	42
4.7 - Coeficientes de desempenho dos sistemas de refrigeração	
(<i>COPS</i>)	48
4.7.1 - Cálculo da taxa de transferência de calor por perdas	
teóricas (<i>q_{Pt}</i>)	51
4.7.2 - Cálculo da taxa de transferência de calor por perdas	
Experimentais (q _{Pe})	55

4.8 - Coeficiente de desempenho do sistema de armazenamento	
térmico e refrigerador modificado (<i>COPS_A</i>)	57
CAPÍTULO 5 – RESULTADOS E DISCUSSÕES	60
5.1 - Comportamento dos perfis de temperaturas para os	
refrigeradores convencional e modificado	61
5.1.1 - Coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração,	
utilizando as perdas teóricas (<i>COPS_{pt}</i>)	64
a) Temperaturas das paredes do compartimento do	
congelador para os refrigeradores domésticos	
convencional e modificado	64
b) Difusão de calor através das paredes do	
compartimento do congelador para os refrigeradores	
domésticos convencional e modificado	66
c) Temperaturas das paredes do compartimento	
refrigerado para os refrigeradores domésticos	
convencional e modificado	71
d) Difusão de calor através das paredes do	
compartimento refrigerado para os refrigeradores	
domésticos convencional e modificado	73
e) $COPS_{Pt}$ referentes aos refrigeradores convencional e	
modificado	77
5.1.2 - Coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração,	
utilizando as perdas experimentais ($COPS_{Pe}$)	79
5.2 - Análise energética do sistema acoplado armazenador térmico e	
refrigerador modificado	86
5.2.1 - Ensaio da dinâmica de carga térmica do armazenador	
durante um período de 24 horas	86
5.2.2 - Ensaio da dinâmica de carga térmica do armazenador	
durante um período de 7 dias	92

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	102
ANEXO I - CURVA DE CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES	107
ANEXO II – MÉTODOS NUMÉRICOS DE INTEGRAÇÃO	126
ANEXO III – ANÁLISE DE PROPAGAÇÃO DE ERROS	.128

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Esquema geral dos aparatos de Lavan e Thompson (1976)7
Figura 2.2 – Diagrama integrado coletor solar-armazenador (MOHAMED, 1997)10
Figura 2.3 – Diagrama esquemático do sistema de energia solar de Alizadeh (1999)12
Figura 2.4 – Diagrama esquemático do coletor solar e o sistema de armazenamento desenvolvido por Hussein (2003)15
Figura 2.5 - Montagem experimental e diagrama esquemático do tanque de armazenamento térmico (SHIN <i>et al.</i> , 2004)17
Figura 2.6 – Diagrama esquemático do processo GEOSOL (TRILLAT-BERDAL <i>et al.</i> 2006)21
Figura 2.7 – Protótipo do armazenador térmico (FERNÁNDEZ-SEARA; UHÍA; SIERES, 2007a,b)22
Figura 4.1 – Materiais utilizados para a construção do tanque armazenador27
Figura 4.2 – Foto ilustrativa do condensador modificado (AMARAL FILHO, 2005)29
Figura 4.3 – Refrigerador acoplado ao condensador modificado, Amaral Filho (2005)29
Figura 4.4 – Esboço do armazenador térmico30

Figura 4.5 – Cortes realizados na estrutura principal do armazenador31
Figura 4.6 - Cruzeta com dois redutores de PVC32
Figura 4.7 – Fotos ilustrativas da montagem final do CAP superior do armazenador térmico33
Figura 4.8 – Cortes realizados no CAP inferior do armazenador33
Figura 4.9 – TE conectado aos redutores de PVC
Figura 4.10 – Fotos das montagens da parte inferior do armazenador34
Figura 4.11 – Foto ilustrativa do armazenador35
Figura 4.12 – Foto do armazenador finalizado
Figura 4.13 – Armazenador térmico isolado37
Figura 4.14 – Termopares tipo T (cobre – constantan) 2x24 AWG com isolamento de PVC38
Figura 4.15 – Bancada utilizada para obtenção das junções dos termopares38
Figura 4.16 – Termopares tipo T (Cobre-Constantan), utilizados no experimento
Figura 4.17 – Instrumentos utilizados na calibração
Figura 4.18 – Fixação dos termopares à sonda com a utilização de cola e silicone43

Figura 4.19 – Fotos ilustrativas da sonda contendo termopares44
Figura 4.20 – Termopares localizados no condensador modificado do refrigerador45
Figura 4.21 – Termopar localizado no gabinete do congelador45
Figura 4.22 – Termopar localizado no gabinete do refrigerador45
Figura 4.23 – Sistema de aquisição de dados46
Figura 4.24 – Registrador eletrônico de sistemas elétricos46
Figura 4.25 – Diagrama esquemático do aparato experimental47
Figura 4.26 – Foto geral do aparato experimental48
Figura 4.27 – Imagem ilustrativa das resistências térmicas51
Figura 4.28 – Localização dos termopares no refrigerador convencional52
Figura 4.29 – Localização dos termopares no refrigerador modificado52
Figura 4.30 – Isolamento de poliuretano e poliestireno expandido53
Figura 4.31 – Diagrama esquemático do sistema para cálculo da temperatura média em cada camada de fluido no armazenador58

Figura 5.1 – F	Perfis de temperaturas em função do tempo para o ensaio de carga do refrigerador convencional com uma taxa de amostragem de 6 medidas por minuto (horário de início do ensaio - 9:00 horas)61
Figura 5.2 – F	Perfis de temperaturas em função do tempo para o ensaio de carga do refrigerador modificado com uma taxa de amostragem de 6 medidas por minutos (horário de início do ensaio - 9:00 horas)62
Figura 5.3 – T	Temperaturas das paredes do compartimento do congelador para o refrigerador doméstico convencional64
Figura 5.4 – T	Temperaturas das paredes do compartimento do congelador para o refrigerador doméstico modificado65
Figura 5.5 – F	Refrigerador doméstico convencional67
Figura 5.6 – F	Refrigerador doméstico modificado68
Figura 5.7 – ((Comportamento dos perfis das temperaturas ambiente, durante os ensaios, e os fluxos de calor dos compartimentos dos congeladores, referentes aos refrigeradores convencional e modificado70
Figura 5.8 – 1 I	Temperaturas das paredes do compartimento refrigerado para o refrigerador doméstico convencional71
Figura 5.9 – 1 I	Temperaturas das paredes do compartimento do refrigerador para o refrigerador doméstico modificado72
Figura 5.10 –	Refrigerador doméstico convencional74

Figura 5.11 -	- Refrigerador doméstico modificado7	75
Figura 5.12 -	- Comportamento dos perfis das temperaturas ambiente, durante os ensaios, e os fluxos de calor dos compartimentos refrigerados, referentes aos refrigeradores convencional e modificado	77
Figura 5.13 -	- Perfis de temperaturas em função do tempo para o ensaio de descarga do refrigerador convencional (horário de início do ensaio - 9:00 horas)8	30
Figura 5.14 -	- Perfis de temperaturas em função do tempo para o ensaio de descarga do refrigerador modificado (horário de início do ensaio - 9:00 horas)	30
Figura 5.15 -	- Variação dos perfis de temperaturas em função do tempo de carga de 2 horas para o refrigerador convencional	82
Figura 5.16 -	- Variação dos perfis de temperaturas em função do tempo de descarga de 9 horas para o refrigerador convencional	82
Figura 5.17 -	Variação dos perfis de temperaturas em função do tempo de carga de 2 horas para o refrigerador modificado	33
Figura 5.18 -	Variação dos perfis de temperaturas em função do tempo de descarga de 9 horas para o refrigerador modificado	34

Figura 5.19 – Comportament	to dos perfis de temperaturas do
refrigerador me	odificado em função do tempo para o
ensaio de carg	a térmica do armazenador, durante um
período de 24	horas (horário de início do ensaio —
10:00 horas)	
Figura 5.20 – Evolução dos p	perfis de temperaturas em função do
tempo no inter	ior do armazenador térmico de acordo
com a posição	dos termopares, a cada 30 minutos,
durante um pe	ríodo de 24 horas (horário de início do
ensaio – 10:00) horas)87
Figura 5.21 - Comportament	o dos perfis de temperaturas em função
da posição dos	s termopares distribuídos ao longo da
altura do tanqu	e, para cada hora do ensaio, durante
um período de	24 horas (horário de início do ensaio –
10:00 horas)	
Figura 5.22 – Taxa de variac	ão de energia elétrica consumida pelo
compressor (E	(Q_b) e energia térmica armazenada (Q_b) .
a cada 30 min	utos, durante um período de 24 horas90
Figura 5.23 – Energia elétric	a consumida pelo compressor (E_{el}) e
energia térmic	ca armazenada (<i>Q_h</i>), acumuladas,
durante um pe	ríodo de 24 horas91
Figura 5 24 - Comportament	o dos perfis de temperaturas em função
do tempo para	o ensaio de caroa do armazenador
tármico, duran	te um período de 7 dias (borário de
início do oncoi	a = 10.00 borse
inicio do ensal	0 - 10.00 Holds

Figura 5.25 - Evolução dos perfis de temperaturas em função do tempo no interior do armazenador térmico de acordo com a posição dos termopares, a cada 30 minutos, durante um período de 7 dias (horário de início do ensaio - 10:00 horas)
Figura 5.26 – Comportamento dos perfis das temperaturas em função da posição dos termopares distribuídos ao longo da altura do tanque, a cada 30 minutos, durante um período de 7 dias (horário de início do ensaio – 10:00 horas)
Figura 5.27 – Taxa de variação de energia elétrica consumida pelo compressor (<i>E_{el}</i>) e energia térmica armazenada (<i>Q_h</i>), a cada 30 minutos, durante um período de 7 dias96
Figura 5.28 – Energia elétrica consumida pelo compressor (<i>E_{el}</i>) e energia térmica armazenada (<i>Q_h</i>), acumuladas, durante um período de 7dias96
Figura 5.29 – Variação instantânea do <i>COPS_A</i> em função do tempo, durante o ensaio de 7 dias98
Figura I1 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº1108
Figura I2 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº2108
Figura I3 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº3109
Figura I4 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº4109
Figura I5 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº5110

Figura I6 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº6110
Figura I7 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº7111
Figura I8 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº8111
Figura I9 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº9112
Figura I.10 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº10112
Figura I.11 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº11113
Figura I.12 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº12113
Figura I.13 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº13114
Figura I.14 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº14114
Figura I.15 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº15115
Figura I.16 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº16115
Figura I.17 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº17116

Figura I.18 –	- Curva de calibração do termopar situado na porta nº18	116
Figura I.19 –	- Curva de calibração do termopar situado na porta nº19	117
Figura I.20 –	- Curva de calibração do termopar situado na porta nº20	117
Figura I.21 –	- Curva de calibração do termopar situado na porta nº21	118
Figura I.22 –	- Curva de calibração do termopar situado na porta nº22	118
Figura I.23 –	- Curva de calibração do termopar situado na porta nº23	119
Figura I.24 –	- Curva de calibração do termopar situado na porta nº24	119
Figura I.25 –	- Curva de calibração do termopar situado na porta nº25	120
Figura I.26 –	- Curva de calibração do termopar situado na porta nº26	120
Figura I.27 –	- Curva de calibração do termopar situado na porta nº27	121
Figura I.28 –	- Curva de calibração do termopar situado na porta nº28	

Figura I.29 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº2912	22
Figura I.30 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº3012	22
Figura I.31 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº3112	23
Figura I.32 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº3212	23
Figura I.33 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº3312	24
Figura I.34 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº3412	24
Figura I.35 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº3512	25
Figura I.36 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº3612	25
Figura II.1 – Gráfico ilustrativo para aplicação da Regra do Trapézio1	26
Figura II.2 – Gráfico ilustrativo para aplicação da Regra de Simpson1	27

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Áreas e espessuras referentes a cada compartimento54
Tabela 5.1 – Quantidades de energia que influenciam no <i>COPS</i> do sistema de refrigeração convencional, relativo a perdas teóricas
Tabela 5.2 – Quantidades de energia que influenciam no COPS do sistema de refrigeração modificado, relativo a perdas teóricas
Tabela 5.3 – Quantidades de energia que influenciam no COPS do sistema de refrigeração convencional, relativo a perdas experimentais
Tabela 5.4 – Quantidades de energia que influenciam no COPS do sistema de refrigeração modificado, relativo a perdas experimentais
Tabela 5.5 – Energia consumida e armazenada utilizada para o cálculo do coeficiente de desempenho do sistema de aquecimento térmico acumulado (COPS _A)92
Tabela 5.6 – Energia consumida e armazenada utilizada para o cálculo do coeficiente de desempenho do sistema de aquecimento térmico acumulado (<i>COPS</i> _A)97
Tabela I.1 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº1108
Tabela I.2 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº2108
Tabela I.3 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº3109

Tabela I.4 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº4109
Tabela I.5 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº5110
Tabela I.6 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº6110
Tabela I.7 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº7111
Tabela I.8 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº8111
Tabela I.9 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº9112
Tabela I.10 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº10112
Tabela I.11 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº11113
Tabela I.12 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº12113
Tabela I.13 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº13114
Tabela I.14 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº14114
Tabela I.15 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº15115
Tabela I.16 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº16115

Tabela I.17 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº17	116
Tabela I.18 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº18	116
Tabela I.19 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº19	117
Tabela I.20 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº20	117
Tabela I.21 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº21	118
Tabela I.22 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº22	118
Tabela I.23 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº23	119
Tabela I.24 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº24	119
Tabela I.25 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº25	120
Tabela I.26 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº26	120
Tabela I.27 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº27	121

Tabela I.28 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº28	121
Tabela I.29 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº29	122
Tabela I.30 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº30	122
Tabela I.31 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº31	123
Tabela I.32 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº32	123
Tabela I.33 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº33	124
Tabela I.34 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº34	124
Tabela I.35 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº35	125
Tabela I.36 –	Dados experimentais para a calibração do termopar nº36	125

NOMENCLATURA

A	área, [<i>m</i> ²]
С	indicativo da posição da camada de fluido localizado
	entre dois termopares
СОР	coeficiente de desempenho do refrigerador
COPS	coeficiente de desempenho do sistema de
	refrigeração
C_p	calor específico a pressão constante, [J/kg.K]
δCp_R	desvio do calor específico a pressão constante,
	[<i>J/kg.K</i>]
D	diâmetro do tubo principal, [m]
е	espessura do isolante, [<i>m</i>]
k	condutividade térmica do poliuretano, [<i>W/m.K</i>]
m _{ar}	massa de ar, [<i>kg</i>]
q	taxa de transferência de calor, [W]
$q_{\scriptscriptstyle L}$	taxa de refrigeração útil, [W]
$q_{\scriptscriptstyle P}$	taxa de transferência de calor do ambiente, [W]
$q^{"}$	fluxo de calor, $[W/m^2]$
Q_c	quantidade de energia retirada do congelador, [J]
Q_h	quantidade de calor rejeitado pelo condensador, [J]
$Q_{\scriptscriptstyle H}$	quantidade de calor total armazenado no tanque, [J]
$Q_{\scriptscriptstyle L}$	quantidade de calor retirado do refrigerador, [J]
$Q_{\scriptscriptstyle R}$	quantidade de energia retirada do refrigerador, [J]
δQ_T	desvio da quantidade de energia total, [J]
R_T	resistência térmica, [K/W]
t^{C}	tempo de carga do sistema de refrigeração, [s]
Т	temperatura, [ºC]

T _{corr}	temperatura corrigida, [ºC]
T_{eq}	temperatura indicado pelo equipamento, [ºC]
T_m	temperatura média, [K]
T_{Pe}	temperatura da parede externa, [ºC]
$T_{_{Pi}}$	temperatura da parede interna, [ºC]
T_{ter}	temperatura indicada pelo termômetro, [${}^{\varrho}C$]
δT_{corr}	desvio da temperatura corrigida, [ºC]
$\delta T_{_{eq}}$	desvio apresentado pelo equipamento, [${}^{\varrho}C$]
δT_m	desvio da temperatura média, [ºC]
δT_{ter}	desvio apresentado pelo termômetro, [ºC]
V	volume de cada camada de fluido, [m^3]
δV_{R}	desvio do volume, $[m^3]$
W	potência consumida pelo compressor, [W]
ρ	densidade, [<i>kg/m</i> ³]
$\delta ho_{_R}$	desvio da densidade, [<i>kg/m³</i>]

ÍNDICES SUBSCRITOS

A	referente ao armazenador térmico
С	referente ao compartimento do congelador
n	referente as posições dos termopares
Pe	referente a perdas experimentais
Pt	referente a perdas teóricas

- *R* referente ao compartimento refrigerado
- *t*₀ referente ao instante inicial
- *t*₁ referente ao instante final

Capítulo 1

Introdução

A partir do início do século XX, os recursos naturais da Terra foram extraídos de maneira intensa sem se preocupar com o esgotamento dos mesmos. Assim sendo, com o aumento da população, com a exploração de seus recursos, com a poluição da atmosfera e com a degradação do solo, estamos iniciando um período de crise energética acentuando a necessidade de formas alternativas de energia. O petróleo, por exemplo, pouco menos de 100 anos após o início de sua exploração efetiva, já está sendo considerada uma fonte de energia prestes a se esgotar, assim como o carvão que é considerado um recurso ainda mais antigo, também está se esgotando. Já a energia nuclear vem sendo amplamente utilizada, porém existe o perigo dos resíduos radioativos além do impacto ambiental considerável.

O uso das fontes tradicionais traça sua trajetória ao declínio, intensificando assim, a busca de novas fontes de energia, sendo estas não apenas as naturais como: o sol, o vento, os cursos de água, as ondas, as marés, os resíduos animais e vegetais, o calor das águas subterrâneas, mas também a uma intensificação no desenvolvimento dos processos de aproveitamento energético ainda mais atraentes para uma humanidade preocupada com o meio ambiente. Ao utilizar fontes de energia renováveis está a contribuir para a diminuição da poluição do meio ambiente, a melhorar a qualidade de vida das pessoas, e ainda contribuindo para garantir a disponibilidade de recursos naturais para as gerações futuras. A utilização de fontes de energia renováveis, juntamente com outras formas tradicionais de energia (quando utilizadas eficientemente), pode contribuir de forma positiva para abrandar o fenômeno das alterações climáticas, em particular o aquecimento global.

A percepção de que a instalação de sistemas de produção de energia renovável apresenta custos de investimento muito mais elevados do que a energia convencional, nem sempre reflete a realidade. Atualmente, é possível desenvolver pequenos sistemas com orçamentos mais modestos, podendo também encontrar disponíveis subsídios e apoios para ajudar ao custo de instalação de energias renováveis.

Para uma utilização "doméstica", as fontes de energias renováveis são várias, destacando-se o solar térmico, o solar fotovoltaico e a energia da biomassa, como as que apresentam maior viabilidade de execução em qualquer tipo de edifício, urbano ou rural. Com a utilização desses sistemas não convencionais de aproveitamento de energia, adquiriu-se uma especial importância a estocagem térmica, possuindo assim um caráter aleatório de suas características e dimensões adequadas variando de acordo com as condições climáticas da região, da radiação solar e do tipo de emprego previsto para o sistema de conversão da energia.

Foi somente a partir do final da década de 60 que a estocagem térmica passou a receber a atenção de diversos pesquisadores, em vista de sua crescente aplicabilidade em sistemas de conservação e aproveitamento de energia. Assim, este tipo de armazenamento constituiu-se num tópico bastante recente de pesquisa e desenvolvimento. Pois, apesar de sua grande aplicabilidade, não existe ainda uma topologia de projeto bem definida, necessitando um grande esforço teórico – experimental para o seu completo entendimento (PADILHA, 1983).

O crescimento desordenado das cidades aliado ao crescimento populacional e, em conseqüência, o esgotamento das reservas naturais, tem imposto à população a necessidade de se obter novas fontes alternativas de energia. Essa escassez é resultado do consumo cada vez maior, do mau uso dos recursos naturais, do desmatamento, da poluição e do desperdício do lixo produzidos, praticamente invisíveis aos consumidores. Hoje, no entanto, é possível observar fenômenos climáticos de grande intensidade, causando um aumento da temperatura média superficial global, que vem ocorrendo nos últimos 150 anos. A principal causa desses fenômenos prejudiciais à atmosfera, se deve ao efeito estufa, proveniente do "lixo térmico", liberado na forma de calor, ou gás e calor, pelos escapamentos dos veículos e pelas indústrias devido à queima de combustíveis fósseis, etc. Dessa forma, o "lixo térmico" tornou-se um grande problema para o Planeta, levando ao desenvolvimento de novas tecnologias, como a reciclagem do "lixo térmico", sendo reaproveitado para outros fins.

Os principais fatores que levam ao desperdício é o desconhecimento deste tipo de reciclagem, a falta de orientação e informação aos cidadãos, e ocorre, na maioria das vezes, no uso de equipamentos domésticos. Com base nestes fatos, o presente trabalho, utilizou-se de um refrigerador doméstico com seu condensador modificado para facilitar a captação do rejeito térmico por um fluido de trabalho. Através do mecanismo de convecção natural, a água aquecida é armazenada na forma de calor sensível em um armazenador térmico, que permanecerá estocado de forma estratificada, para posterior utilização.

1.1 - FORMAS DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA

A energia utilizada em nosso dia a dia, como por exemplo, as Energias Térmica, Elétrica, Química, entre outras, podem ser disponibilizadas na forma de conversão direta ou disponível em sistema de armazenamento, como no caso da Energia Térmica podendo ser subdivididas em três grupos:

Armazenamento de Calor Sensível: quando a energia é armazenada elevando-se a temperatura de uma determinada massa de substância.

Armazenamento de Calor Latente: quando a energia é armazenada a temperatura constante desfrutando da entalpia de mudança de fase.

Armazenamento Híbrido: quando se consegue armazenar calor combinando o calor sensível e calor latente.

No caso de armazenadores de calor sensível, existem vários estudos citados na literatura que utilizam técnicas de armazenamento por estratificação térmica, que consiste em um reservatório rígido onde a temperatura do fluido no seu interior varia com a altura, formando assim um gradiente de temperatura.

Nesse contexto, destaca-se a importância de se utilizar um processo de armazenamento por estratificação, inserindo assim um estudo da necessidade de níveis constantes de temperatura nas fontes quentes e frias e da obtenção de uma grande quantidade de energia térmica armazenada.

1.2 - ARMAZENAMENTO POR ESTRATIFICAÇÃO TÉRMICA DE LÍQUIDO

Neste processo de estratificação observam-se no interior dos armazenadores térmicos três regiões distintas: regiões com temperaturas mais elevadas e localizadas na parte superior do tanque, oriundas de uma fonte externa que troca calor com o fluido de trabalho; regiões com temperaturas mais baixas e localizadas na parte inferior do tanque, por onde a fonte de calor externa é alimentada; e uma região intermediária que possui um elevado gradiente de temperatura, estando assim presente as termoclinas que representa a história da temperatura do fluido em estratificação ao longo da altura do armazenador (PADILHA, 1983). Caso haja algum fator que proporcione algum tipo de mistura entre esses níveis, a temperatura do fluido armazenado terá um valor intermediário entre as temperaturas máximas e mínimas.

Pode-se dizer que, em determinados sistemas de aproveitamento de energia, os valores médios de temperatura tornam-se insatisfatórios para uma posterior utilização desta energia para acionar uma máquina térmica, como, por exemplo, havendo pouca disponibilidade de energia no sistema de armazenamento em fornecer calor a níveis determinados de temperatura para realização de trabalho.

Dessa forma, considerando a necessidade da manutenção de níveis constantes de temperatura nas fontes quente e fria, surgiu a idéia de se utilizar o processo de armazenagem por estratificação onde é possível manter um líquido a duas temperaturas distintas, sem ocorrer à mistura. Assim, o fluido quente entra no topo do tanque através de difusores, ficando aí estocado, enquanto que o fluido frio segue o caminho inverso (PADILHA, 1982).

Do ponto de vista econômico, a utilização do armazenamento por termoclinas é também muito atraente, pois se constitui num sistema simples e de baixo custo, tanto em materiais, quanto em instalação e manutenção (GROSS, 1980). Portanto, o armazenamento térmico tornou-se um tópico muito pesquisado no decorrer dos anos, necessitando para seu completo entendimento um grande esforço teórico e experimental.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

A partir da década de setenta, quando se verificou a possibilidade de escassez do petróleo e, em conseqüência, a elevação de preços acentuados na energia. Dessa forma, houve uma grande preocupação no que diz respeito ao abastecimento de energia no Brasil, fazendo com que despertasse cada vez mais o interesse em aproveitamento energético alternativo, por parte da sociedade. Assim, devido a essa crise, surgiram importantes grupos de pesquisadores que desenvolveram diversos trabalhos precursores, no que diz respeito aos armazenadores de fluido estratificado termicamente. Portanto, na presente revisão bibliográfica, buscou-se traçar toda evolução dos estudos já realizados, tanto teóricos quanto experimentais desses armazenadores, com o objetivo de aplicar, melhorar sua eficiência e sua capacidade de armazenamento de energia e buscar novas tecnologias no que diz respeito à reciclagem de energia.

Utilizando estudos experimentais, Lavan e Thompson (1976), realizaram testes com armazenadores térmicos, utilizando água como fluido de trabalho, enfatizando assim, testes de grande descarga de líquido estratificado termicamente. Os dados foram obtidos para diferentes temperaturas de entrada e saída de fluido, considerando diversas razões entre o diâmetro e altura do tanque, conforme ilustrado na Figura 2.1. Além destes testes, também foi estudado o efeito das posições das tomadas de carga e descarga na estratificação térmica. Todos os dados foram correlacionados empiricamente, chegando, assim, em uma nova configuração de entrada e saída para um tanque de armazenamento específico.



Figura 2.1 – Esquema geral do aparato de Lavan e Thompson (1976)

Um modelo numérico bidimensional de escoamento, com transferência de calor da água estratificada para o interior e exterior de um armazenador foi apresentado por Cabelli (1977). O objetivo de seu trabalho foi realizar um estudo numérico utilizando um modelo matemático bidimensional para obter os perfis de velocidades e de temperaturas do líquido estratificado termicamente no interior do armazenador, provenientes de sistemas de um aquecimento solar. Através da utilização das equações de Navier-Stokes foi desenvolvida a modelagem matemática e para sua solução foi aplicada a técnica do método de diferenças finitas. Foi, também, verificado tipos de configurações geométricas de entrada e saída do fluido de trabalho, podendo assim analisar os efeitos dos números de Reynolds e de Grashof do fluido estratificado termicamente. Os resultados obtidos

numericamente, a partir do modelo matemático bidimensional, quando comparados com sua solução analítica unidimensional, não apresentaram grandes variações.

Um modelo teórico unidimensional foi apresentado por Blay (1980), utilizando um processo de resfriamento por convecção natural, considerando-se os perfis de temperaturas de um fluido orgânico (Geothermal) em estratificação e da parede do tanque. Os resultados teóricos obtidos foram comparados com os dados experimentais, comprovando a validade do modelo adotado por meio do mecanismo de resfriamento do líquido, ou seja, em repouso.

Utilizando o balanço de energia para o sistema de armazenamento, Padilha (1982) propôs um modelo semi-empírico unidimensional e transiente, quando obteve os perfis de temperaturas da parede do isolante e do líquido termicamente estratificado durante os períodos de dinâmicas de carga e descarga e de resfriamento natural. Verificou-se também a influência da relação altura/diâmetro do armazenador sobre a eficiência da estratificação térmica, pelas Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, além de comparar os resultados teóricos com os experimentais disponíveis na literatura.

A partir de um modelo matemático bidimensional, com a temperatura dependente do tempo, proposto por Guo e Wu (1985), utilizando-se da técnica por solução numérica, foi possível investigar o comportamento do escoamento e das temperaturas do fluido, estratificado termicamente, no interior de um armazenador térmico admitindo-se os mecanismos das convecções natural e forçada. Para obter a solução numérica foi utilizado um sistema de equações diferenciais parciais, não lineares, obtendo assim uma solução para altos valores de números de Reynolds e Grashof.

Zurigat, Ghajar e Moretti (1988) apresentaram o desenvolvimento das termoclinas considerando os efeitos da turbulência na região de entrada.

Uma medida prática para quantificar essa mistura foi obtida pela introdução de efeitos difusivos em um modelo de escoamento unidimensional. Assim, foram utilizadas diferentes configurações de entrada de líquido no tanque, caracterizando os efeitos turbulentos no interior do armazenador térmico. Dessa forma, foi possível selecionar a configuração de um difusor mais adequado para obter uma maior preservação de estratificação térmica no interior do armazenador.

Kandari (1990) analisou os resultados do estudo experimental sobre estratificação térmica em tanques de armazenamento de água aquecida, através da utilização de um coletor solar. Um modelo experimental de escala 1:25 em relação ao volume, foi construído para estudar o efeito da geometria mais adequada para o distribuidor. Os resultados mostraram que a zona sujeita a perturbação é de aproximadamente 30% da altura do armazenador e as eficiências de extração para os processos dinâmicos de carregamento e descarregamento podem ser obtidas na faixa de 73% a 85%.

Para obter um maior desempenho da estratificação térmica, Yoo e Pak (1993) desenvolveram um modelo teórico analisando a dinâmica de carga de um armazenador pelo processo de estratificação térmica. A partir do processo perfeitamente estratificado termicamente do fluido, as condições de contorno foram idealizadas para uma posterior aplicação das transformadas de Laplace onde resultou na solução transiente para as distribuições das temperaturas como uma função do Número de Peclet (Pe). O modelo foi validado, utilizando duas regiões semi-infinitas em contato com uma interface de fluido em movimento, ocorrendo assim uma transferência de energia entre as mesmas. Os perfis de temperaturas para os casos representativos assim como os efeitos do número de Peclet foram ilustrados e discutidos. Dessa forma, para conveniência do uso, uma simples correlação de eficiência é proposta como função do número de Pe.

No trabalho realizado por Sanderson e Cunninghan (1995), um estudo experimental utilizando um armazenador térmico retangular foi
construído. Esferas de poliestireno foram introduzidas no seu interior e posteriormente o tanque foi completado com 95% de água onde a mesma foi utilizada como fluido de trabalho. Os resultados experimentais mostraram que, a variação do diâmetro das esferas contidas no interior do armazenador pode causar uma maior ou menor dispersão de energia na direção axial, apresentando, assim, uma maior dissipação de energia em esferas de diâmetros pequenos. Os autores mostraram, também, que os perfis de temperaturas unidimensionais podem ser obtidos por meio de distribuidores de fluxo, conectados nas entradas e saídas do armazenador térmico.

Devido à necessidade do desenvolvimento de um coletor solar integrado ao tanque armazenador, Mohamad (1997). Construiu um protótipo com a presença de um diodo térmico para evitar a circulação reversa no período da noite. Um modelo matemático foi desenvolvido para avaliar o desempenho do sistema, ilustrado na Figura 2.2. A simulação indicou que o diodo térmico reduziu de maneira significativa as perdas de calor no período da noite. A eficiência do aquecedor sugerido mostrou-se comparável com a dos sistemas convencionais e o fenômeno de estratificação térmica foi claro e evidente.



Figura 2.2 – Diagrama integrado coletor solar-armazenador (MOHAMED, 1997)

Ismail, Leal e Zanardi (1997) apresentaram resultados numéricos de um estudo comparativo entre armazenadores de líquido estratificado termicamente para armazenadores de calor sensível. A solução numérica foi obtida da técnica dos volumes finitos aplicada a um modelo matemático bidimensional e os resultados obtidos comparados com resultados numéricos e experimentais disponíveis na literatura.

Alizadeh (1999) apresentou um estudo numérico e experimental do comportamento térmico de um armazenador cilíndrico horizontal utilizado em sistemas de aquecimento solar, conforme Figura 2.3. Dessa forma, utilizouse quatro condições experimentais, onde a água fria era injetada na parte inferior do armazenador com diferentes temperaturas iniciais: a primeira apresentava a temperatura de entrada do fluxo, na parte inferior do tanque igual a de saída, a segunda, a temperatura do fluido no fundo do tanque inicia-se com uma temperatura relativamente maior que a temperatura de entrada, a terceira, o fluido no tanque está uniformemente aquecido e a quarta é similar à primeira, mas com um bocal divergente cônico na entrada de fluido no tanque com ângulo de 30º. Verificou-se que a condição que obteve a melhor estratificação térmica pode ser obtida utilizando um bocal divergente cônico devido à diminuição da velocidade na entrada do armazenador. Utilizaram-se dois modelos matemáticos unidimensionais, conhecidos como Turbulent Mixing Model e Displacement Mixing Model, para validar os resultados experimentais. Estas comparações indicaram boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais, principalmente no topo do armazenador.



Figura 2.3 – Diagrama esquemático do sistema de energia solar de Alizadeh (1999)

Kalogirou e Papamarcou (2000) empregaram ferramentas matemáticas e técnicas computacionais no estudo e desenvolvimento de um equipamento de aquecimento de água residencial pelo fenômeno do termosifão. Experiências simples foram conduzidas a fim de validar o modelo, cuja às condições de tempo foram obtidas a cada 10 minutos e integradas sobre uma hora. Os testes para validação foram executados durante 25 dias aleatórios em 6 meses e o desvio médio entre os valores reais, do aumento da temperatura de água, foi de 4,7%, sendo satisfatória com grande concordância entre os resultados teóricos esperados e os obtidos na prática.

Com o objetivo de determinar um coeficiente de transferência de calor para o ar, Lee *et al.* (2001), realizaram um estudo numérico e experimental em condensadores do tipo aletado, utilizados em refrigeradores domésticos, determinando, assim, os fatores de correção das correlações de Zhukauskas. Com base nestas correções, pode-se analisar as aplicabilidades dos mesmos demonstrando uma boa aproximação do modelo numérico com os resultados experimentais.

Quadir, Krishnan e Seetharamu (2002), conduziram um estudo numérico utilizando o método de Galerkin em elementos finitos, para analisar condensadores do tipo aletado. Este modelo pode ser utilizado para checar a quantidade adequada de tubos no trocador para satisfazer as diversas condições de funcionamento, na qual o mesmo será empregado, podendo também ser utilizado como ferramenta de projeto de novos trocadores de calor do tipo "tubo aletado", para condições extremas de utilização. O método proposto foi usado para o estudo de parâmetros como vazão mássica de refrigerante e temperatura ambiente entre outros, para as regiões de início e fim de mudança de fase ou para a região de subresfriamento do refrigerante no trocador.

A distribuição da temperatura de acordo com a altura, de um armazenador de água estratificada termicamente, foi estudada por Sateikis (2002), sendo necessário conhecer a temperatura de mistura da água e a quantidade de energia térmica estocada no armazenador. Dessa forma, utilizou-se um método analítico para determinar a temperatura de mistura no interior do armazenador, com fonte de calor externa e interna. Testes foram realizados com tanques de diferentes diâmetros e alturas determinando-se o tempo de carga e descarga dinâmica dos mesmos. Concluiu-se que, em armazenador que apresenta fonte de energia localizada na região inferior, possui maior quantidade de energia de mistura em relação aqueles com fonte de energia externa.

Tendo como finalidade obter os valores da capacidade térmica, perda de carga e grau de sub-resfriamento para diferentes condições de refrigeradores domésticos, Bansal Chin operação de е (2002)desenvolveram um estudo numérico e experimental para um refrigerador comercial equipado com um condensador do tipo parede quente, utilizando R134a como fluido refrigerante. Um modelo numérico de simulação foi desenvolvido para analisar a transferência de calor característica destes condensadores, via técnicas de elementos finitos, apresentando resultados com desvios de aproximadamente 10% quando comparado com os experimentais. Tal fato pode ser explicado pela transferência de calor do condensador para o interior do compartimento refrigerado. Dessa forma,

pode-se dizer que os resultados numéricos apresentam boa aproximação quando comparados com dados experimentais, e ainda correlações não homogêneas podem ser utilizadas para maior aproximação do modelo matemático.

Buscando maior rendimento em coletores solar planos, Hussein (2003), desenvolveu o projeto e construção de um coletor plano utilizando termosifão e circulação de fluido em duas fases, como ilustrado na Figura 2.4. Tal coletor foi equipado com um dispositivo auxiliar denominado termodiodo que, a exemplo dos diodos elétricos, permite a passagem de fluido a maior temperatura em uma única direção. O referido autor fez uso de um programa de computador para o desenvolvimento deste projeto, visando simular o funcionamento do equipamento, bem como variar os diversos parâmetros construtivos. Como exemplos, podem-se citar as razões geométricas entre o volume do tangue armazenador e o volume de fluido no coletor plano, as razões geométricas entre o diâmetro e a altura do tanque armazenador, a exemplo das razões existentes entre as alturas do tanque armazenador e do coletor plano. Os resultados computacionais indicaram que o volume do armazenador, à relação da área do coletor e as relações das dimensões do tanque têm efeitos significativos no desempenho dos coletores, enquanto que a altura entre o tanque e o coletor apresenta pouco efeito.



Figura 2.4 – Diagrama esquemático do coletor solar e o sistema de armazenamento desenvolvido por Hussein (2003)

Kara e Arslanturk (2003) realizaram um estudo teórico sobre o comportamento transiente de uma central de aquecimento de água residencial. Fez uso de um modelamento matemático onde a solução foi obtida através da utilização do método de Runge-Kutta. Também vários testes foram realizados como: determinar o tempo de aquecimento da água até o armazenador atingir a temperatura de 60º e o período de consumo de água com relação à razão de fluxo de massa que escoa através da resistência. Com base nesses dados, determinou-se a faixa de trabalho ótimo para uma razão de fluxo massa, especificado assim o tamanho adequado da bomba a ser utilizado para circulação da água durante o período de consumo.

Em outro trabalho, visando um projeto otimizado de condensadores do tipo "tubo aletado", Bansal e Chin (2003) apresentaram um modelo numérico, variando a capacidade dos condensadores por unidade de peso, os diâmetros dos tubos e as distâncias entre os mesmos. Um modelo numérico foi desenvolvido, utilizando o método de elementos finitos e a aproximação da variável de condutância (U.A_{elemento}), conjuntamente com combinações de correlações termodinâmicas. Obteve-se, então, um fator de otimização definido como a razão entre a capacidade do condensador por unidade de massa entre o projeto inicial e o alcançando. Com a utilização deste fator, foi obtida uma redução de até 6% no comprimento dos condensadores com ganho de 3% na capacidade dos mesmos.

Apresentando um estudo teórico e experimental, Shah e Furbo (2003) analisaram os efeitos das configurações de entrada de água em taques de armazenamento térmico utilizado em sistemas de captação solar. Com a utilização de um software, para realizar cálculos através da utilização dos conceitos da mecânica dos fluidos computacional, permitiu-se a elaboração de um projeto com três configurações de entrada diferentes, variando assim, a razão de fluxo de entrada com o objetivo de ilustrar as influências no comportamento térmico de um armazenador de energia solar. Os resultados mostraram o impacto resultante das configurações de entrada no desenvolvimento do escoamento no interior do tanque e também foi verificado que a quantidade de energia armazenada é reduzida conforme a diminuição da configuração de entrada. Além disso, métodos numéricos foram realizados para simular o carregamento do armazenador, construindose, similarmente, um protótipo de armazenamento térmico com paredes cilíndricas e transparentes, de maneira que as modificações na estrutura puderam ser visualizadas. Nove testes experimentais foram realizados com referido armazenador, variando o tipo de entrada e a vazão. Os resultados obtidos experimentalmente foram analisados utilizando a primeira e segunda Leis da Termodinâmica, onde foram mostradas as variações de entropia e exergia durante o descarregamento, sendo influenciado pelo número de Richardson, pelo volume do armazenador e devido às condições iniciais do fluido armazenado.

Segundo Shin et al. (2004), foi proposto um estudo que resultou na quantificação do mecanismo de estratificação térmica em tanques armazenadores, conforme ilustrado na Figura 2.5. Para isso, determinou as condições ótimas de projeto e operação, o que resultou em um programa desenvolvido para investigar o escoamento no interior do armazenador utilizando o algoritmo SIMPLE. A validação do método foi realizada através da comparação dos dados experimentais, investigando assim importantes parâmetros de projeto, tais como: dimensões do tanque de armazenamento, tempo de carga, a forma do difusor, o modelo de turbulência, e a velocidade de entrada ou número de Froude. Novas técnicas de projeto, nas quais a mistura entre as massas de água quente e fria é mínima foram propostas, pois a eficiência térmica do tangue armazenador é reduzida drasticamente devido aos efeitos de recirculação do fluido de trabalho. Um novo modelo foi proposto, para a avaliação do desempenho do sistema, assumindo no interior do tanque escoamento uniforme do tipo pistão e assim podendo ser utilizado como uma possível ferramenta para a avaliação do desempenho do sistema de estocagem.



Figura 2.5 - Montagem experimental e diagrama esquemático do tanque de armazenamento térmico (SHIN *et al.*, 2004)

Jordan e Furbo (2005) estudaram o efeito das diferentes configurações de entradas de água fria em tanques armazenadores de energia através de um sistema doméstico de captação solar. O objetivo principal do trabalho foi investigar e revelar o impacto que a água fria causa nas isoclinas presentes no interior do armazenador térmico. Foram comparados os resultados obtidos de dois tanques comercialmente fabricados apresentando diferentes dimensões e configurações de entrada e saída de fluxo de massa. Após analisar os resultados, pode-se observar que o desempenho do sistema está relacionado com a razão de altura/diâmetro do tanque e com a geometria e distribuição das entradas de água fria.

Altuntop *et al.* (2005) apresentaram numericamente os efeitos de diferentes geometrias de obstáculos introduzidas no interior de um reservatório cilíndrico termicamente estratificado. O método numérico foi validado através de resultados numéricos e experimentais. Foram obtidos as distribuições de temperaturas no interior do tanque para 12 obstáculos diferentes, apresentando uma melhor estratificação térmica quando comparado ao exemplo sem a utilização de obstáculos. Também foi possível observar que os obstáculos que possuem abertura no centro apresentam melhor estratificação térmica do que aqueles que têm a abertura perto da parede do armazenador.

Em muitos projetos de armazenadores de calor sensível de uso doméstico são utilizadas resistências elétricas para aquecer a água armazenada em um reservatório normalmente localizada na parte inferior do tanque. Dessa forma, Sezai *et al.* (2005) investigaram experimentalmente a influência de resistências secundárias localizadas próxima da saída do armazenador térmico. Os dados foram obtidos para duas taxas de descarregamento de 5 e 10 l/min, e permanecendo uma resistência elétrica padrão em três posições diferentes: a primeira montada verticalmente no fundo, a segunda e a terceira horizontalmente na superfície lateral nas distâncias de 380 e 600 milímetros da superfície inferior, respectivamente. Os resultados mostraram que a resistência situada à distância de 380 mm

18

da base do tanque, apresenta um aquecimento significativo da água acima da localização da resistência, enquanto que, abaixo da mesma não apresenta influência do processo de aquecimento da água. Para a resistência situada a uma altura de 600 milímetros do fundo, observou-se que 85% da energia armazenada pode ser utilizada para fornecer aproximadamente 50 litros da água morna, que é o suficiente para uma pessoa tomar banho. Então, é possível projetar um tanque com os aquecedores duplos, dando aos usuários a possibilidade de comutar entre os elementos, dependendo da quantidade de água quente requerida. Isto facilitará o uso racional de energia e da preparação de água quente para uso doméstico.

Shah, Andersen e Furbo (2005) realizaram investigações teóricas e experimentais das posições de entradas em um distribuidor em armazenadores termicamente estratificados com a obtenção da energia térmica através da utilização de coletores solar. Para análise teórica utilizouse de uma ferramenta computacional de dinâmica dos fluidos e experimentalmente de um recurso onde se obtém a imagem da velocidade das partículas. Um tubo principal com três aberturas circulares é montado no interior do armazenador térmico de aproximadamente 144 litros de água. Durante um teste de carga do armazenador os resultados mostraram que a água fria é sugada na abertura circular mais baixa do tanque e o fluido misturado introduzido na região mais elevada da entrada do armazenador. Para quantificar e obter a melhor capacidade de estratificação foram realizados vários testes de carga e baseado nos resultados obtidos foi encontrado a melhor eficiência do armazenador para taxas de fluxo entre 5 l/min e 8 l/min.

A otimização da exergia, de um coletor solar e do sistema de armazenamento de energia térmica, foi desenvolvido por Aghbalou, Badia e Illa (2006). Este estudo, teórico e experimental, consiste em analisar um coletor solar e um tanque retangular de armazenamento de água que contenha um material da mudança de fase (PCM) distribuído em um conjunto de placas na parte superior do reservatório. Foi apresentado e discutido uma solução analítica e um estudo de caso numérico para o processo de fusão do PCM. Os resultados do estudo são comparados com seus dados experimentais e assim confirmando a validade do modelo proposto.

Com a utilização de um ar condicionado modificado, Jiang *et al.* (2006) desenvolveram um estudo experimental com o objetivo de recuperar a energia dissipada pelo condensador e reutilizá-la como fonte de energia para o aquecimento da água contida em um reservatório térmico. Dessa forma, foi utilizado um armazenador térmico contendo em seu interior um condensador na forma de espiral, onde o fluido refrigerante troca energia com a água armazenada no interior do tanque. O estudo foi seguido através de testes experimentais em características dinâmicas de operação, em desempenho da fonte de água quente, em eficiência da energia e na distribuição da temperatura da água quente no interior do tanque de armazenamento. Os resultados mostraram que o sistema de ar condicionado modificado pode ser usado para aquecer a água quente doméstica sem perder sua capacidade de refrigeração, apresentando um coeficiente de desempenho de 38.6% mais elevado, quando comparado com o sistema de ar condicionado originalmente projetado.

Um estudo teórico de sistemas de condicionamento de ar foi desenvolvido por Chen *et al.* (2006), onde um novo estilo de armazenadores térmicos acoplados ao sistema de ar condicionado foi utilizado, de forma a armazenar a energia dissipada da válvula de expansão no interior do tanque e utilizar essa água aquecida no evaporador do sistema. A água aquecida é levada até ao evaporador do sistema, cuja função é evaporar o gás refrigerante utilizando água quente em circulação. As características e desempenhos de três sistemas de testes padrões foram analisados e simulados para o ciclo da água: sem mistura térmica, completamente e parcialmente misturado termicamente. As influências, da taxa de fluxo da massa d'água, do tempo de serviço de projeto e da altura do tanque, em seu

pleno desempenho dinâmico, foram investigados, podendo assim, contribuir para a otimização destes parâmetros de projeto e controle dos sistemas.

Trillat-Berdal, Souyre e Fraisse (2006) apresentaram um estudo experimental de bombas de calor geotérmicas acoplada a um coletor solar. Este processo é chamado de GEOSOL, que consiste em armazenar água quente em um tanque e utilizar parte desta energia para aquecer ou resfriar um determinado ambiente a partir de uma bomba de calor, devidamente acoplado ao sistema, como ilustrado na Figura 2.6. Após 11 meses de operação, a energia extraída e injetada no solo teve os valores médios de 40,3 e 39,5 W/mês, respectivamente. A energia injetada na terra representou 34% da energia térmica extraída e o coeficiente de desempenho (COP) da bomba de calor para o aquecimento apresentou um valor médio de 3,75. O estudo experimental mostrou que a combinação de energias renováveis, tais como, a energia solar e a energia geotérmica, em um único sistema podem ser utilizadas em uma residência garantindo assim um nível satisfatório de conforto, além do baixo consumo de energia elétrica.



Figura 2.6 – Diagrama esquemático do processo GEOSOL (TRILLAT-BERDAL *et al.* 2006)

Em trabalho recente, Fernández-Seara, Uhía e Sieres (2007a) realizaram testes experimentais em armazenadores de água quente de uso doméstico, onde foram analisados o modo de operação estático de um tanque com capacidade de até 150 litros. A finalidade principal do trabalho foi observar o comportamento do tanque armazenador no período de aquecimento e resfriamento a fim de caracterizar seu desempenho através da análise da energia e exergia, via técnica da estratificação térmica. A segunda etapa (FERNÁNDEZ-SEARA; UHÍA; SIERES, 2007b), os mesmos tanques foram equipados com diferentes posições e geometrias de entradas e saídas e alterando-se assim o modo de operação de estático para o dinâmico, como ilustrado na Figura 2.7. A análise baseou-se em uma distribuição de temperaturas transientes para a entrada (i1, i2 e i3) e saída de água (o1 e o2) e os perfis de temperaturas foram obtidos a partir da utilização de termopares introduzidos no interior do armazenador para posterior processamento a partir de um equipamento de aguisição de dados. Através da análise energética e exergética foi possível identificar uma configuração mais adequada dos armazenadores térmicos propostos com a finalidade de uso prático.



Com base nos estudos apresentados, pode-se observar a importância da estocagem de energia térmica rejeitada por equipamentos, buscando assim a necessidade do desenvolvimento de novos protótipos de armazenadores térmicos por parte dos experimentalistas. Dessa forma, o presente trabalho apresentará um estudo experimental de um armazenador térmico acoplado a um refrigerador modificado, com o objetivo de comparar o Coeficiente de Desempenho desse sistema com um refrigerador convencional.

Capítulo 3

Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo calcular e comparar os Coeficientes de Desempenho de dois refrigeradores, convencional e modificado, através de uma análise experimental. Para tal fim foram realizadas estimativas da quantidade de calor retirado dos compartimentos refrigerados ou armazenado no tanque acoplado ao refrigerador modificado. Propõe-se, portanto, a construção de um aparato experimental com um reservatório de armazenamento térmico cilíndrico, onde será levantado o Coeficiente de Desempenho Térmico do Sistema acumulado (*COPS_A*), relativo ao sistema geral, ou seja, armazenador térmico e refrigerador modificado. Será ainda realizada uma análise da armazenagem da água quente, através da técnica da estratificação térmica utilizando um condensador modificado.

Capítulo 4

Materiais e Métodos

No presente capítulo serão abordadas as técnicas aplicadas na construção e metodologia utilizada para a realização dos ensaios experimentais, bem como as etapas de construção do armazenador térmico, calibração dos termopares até a otimização de funcionamento do sistema.

4.1 - MATERIAIS UTILIZADOS

Para a montagem da bancada experimental utilizou-se os seguintes materiais:

- 1 tubo de PVC de 300 mm de diâmetro por 1700 mm de altura;
- 4 conexões de PVC rosca (macho) cano de 25 mm de diâmetro;
- 4 conexões de PVC rosca (fêmea) cano de 25 mm de diâmetro;
- 4 bicos para mangueira com rosca de 25 mm de diâmetro;
- 2 bisnagas de cola adesiva para tubo de PVC;
- 2 bisnagas de cola a base de epóxi;
- 2 rolos de fita veda-rosca;
- 1 bisnaga de silicone;
- 2 buchas redutoras de PVC de 32 x 25 mm;
- 4 reduções de PVC de 50 x 25 mm;
- 1 cruzeta de PVC de 50 mm de diâmetro;
- 1 TE de PVC de 50 mm de diâmetro;
- 1 caixa de massa a base de epóxi;
- 3 serras de aço rápido;
- 1 rolo de fita adesiva aluminizada;
- 2 rolos de fita isolante;
- 2 tubos de pasta térmica;
- 2 m² de manta acrílica isolante de 10 mm de espessura;
- 3 m de tubo de PVC de 25 mm de diâmetro;
- 3 unidades de lixas d'água;
- 4 registros de PVC de 25 mm de diâmetro;
- 4 flanges de PVC de 25 mm de diâmetro;
- 1 flange de PVC de 32 mm de diâmetro;
- 2 geladeiras de 337 litros de capacidade de armazenamento;
- 2 CAPs de PVC de 300mm de diâmetro;
- 2 manômetros tipo Bourdon;
- 10 m de mangueira PVC cristal de 12,7 mm de diâmetro;

- 160 m de fio de extensão 2x24 AWG de termopar tipo T (cobre – constantan) com isolamento de PVC.

A Figura 4.1 mostra os materiais utilizados na construção do reservatório do aparato experimental.



Figura 4.1 - Materiais utilizados para a construção do tanque armazenador

4.2 - NOÇÕES GERAIS DO APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental consta de dois refrigeradores domésticos duplex de marca CCE e DAKO, cuja capacidade de ambos é de 263 litros para o gabinete de refrigeração e 74 litros para o gabinete de congelamento. O consumo de energia do refrigerador convencional DAKO é de 45 kWh/mês enquanto que o refrigerador CCE apresenta um consumo de energia de 49 kWh/mês, de acordo com os fabricantes. O fato de utilizar dois refrigeradores com consumo de potência diferente, se deve a indisponibilidades do refrigerador CCE no mercado, sendo que o mesmo já

se encontrava disponível em nosso laboratório anteriormente. Este último teve seu condensador substituído por um trocador de calor tipo casco tubo em contra corrente (AMARAL FILHO, 2005), cuja função é condensar o gás refrigerante utilizando água em circulação que substituirá o condensador aletado do refrigerador.

A água aquecida é então injetada, pelo princípio do termosifão, no topo do armazenador cilíndrico de 122 litros, constituído de tubo de PVC de 0,3 metros de diâmetro, 1,75 metros de altura e 4 milímetros de espessura, onde é estocada via técnica de estratificação térmica.

Para a realização das medições de temperaturas, utilizou-se termopares do tipo T (cobre–constantan), os quais foram devidamente calibrados, conforme ilustrado no Anexo I, utilizando-se de um termômetro de mercúrio, como padrão, imersos a um banho térmico de um equipamento aquecedor. Após a calibração dos termopares, os mesmos foram inseridos em uma sonda, constituída de 31 termopares, distribuídos e localizados no interior e em toda extensão vertical do armazenador, podendo assim obter os perfis de temperatura ao longo da mesma.

Após todos os componentes do sistema, refrigerador e armazenador, estarem acoplados entre si, conectou-se os termopares a um registrador gráfico de aquisição de dados com seis expansores (Jumo), onde as informações foram coletadas e armazenadas via cabo serial através da utilização de um computador.

4.3 - PROJETO DO CONDENSADOR MODIFICADO

Amaral Filho (2005) construiu um novo tipo de condensador, conforme ilustrado na Figura 4.2, em cobre, tipo casco tubo, onde o fluido refrigerante escoa em contra corrente com a água proveniente de um reservatório térmico.



Figura 4.2 – Foto ilustrativa do condensador modificado (AMARAL FILHO, 2005)

O novo condensador apresenta um volume interno equivalente ao condensador original do refrigerador e possui um isolamento externo de poliuretano expandido, cuja função é trocar calor apenas com a água, evitando assim perdas significativas para o ambiente (Figura 4.3).



Figura 4.3 – Refrigerador acoplado ao condensador modificado, Amaral Filho (2005)

O volume ocupado pelo fluido refrigerante, tanto para o refrigerador modificado quanto para o convencional, foi mantido constante, mantendo assim as características originais do sistema de refrigeração.

4.4 - CONSTRUÇÃO DO ARMAZENADOR TÉRMICO

Para a construção do armazenador térmico, realizou-se um esboço, conforme ilustrado na Figura 4.4, sendo possível verificar os possíveis problemas encontrados para a elaboração do mesmo.



Figura 4.4 – Esboço do armazenador térmico

Para a construção do reservatório térmico seguiu-se os seguintes passos de execução. Realizou-se o corte do tubo de 300 milímetros de diâmetro e 4 milímetros de espessura que compõem a estrutura principal do armazenador, deixando o mesmo com altura de 1,73 metros. Após as dimensões estabelecidas, realizou-se alguns cortes diferenciados na parte superior e inferior do armazenador para o encaixe dos CAPs sem que houvesse qualquer tipo de vazamento entre as conexões dos tubos. A Figura 4.5 ilustra os cortes realizados na estrutura principal do armazenador para o encaixe dos CAPs que apresentam os mesmos diâmetros do tubo principal.



(c) Foto geral

(b) Furos na parte inferior

Figura 4.5 – Cortes realizados na estrutura principal do armazenador

Para a colocação do CAP superior no tubo principal do armazenador, necessitou-se de adaptações para entrada e saída de água quente e duas aberturas na região superior. Estas aberturas foram utilizadas para a introdução da sonda contendo os termopares e para a colocação de

um registro de 50 milímetros de diâmetro, com a finalidade de purgar do ar do topo do armazenador, antes da realização dos ensaios. Para obter tais entradas e saídas fixadas na lateral do CAP, tornou-se necessário a utilização de dois flanges de 25 milímetros de diâmetro e um flange de 32 milímetros de diâmetro para a abertura na parte superior do CAP. Dessa forma, após fixar devidamente os flanges, utilizou-se uma cruzeta de PVC de 50 milímetros de diâmetro, conectada a dois redutores de PVC de 50 para 25 milímetros para serem acoplados ao CAP superior do tanque, conforme Figura 4.6.



Figura 4.6 - Cruzeta com dois redutores de PVC

Acoplaram-se o CAP superior e flanges, a cruzeta e redutores, através da utilização de um tubo e dois adaptadores tubo/rosca (macho), os quais são de PVC e possuem um diâmetro de 25 milímetros. Tais componentes foram acoplados utilizando-se de fita veda-rosca e silicone de alta qualidade, como prevenção de futuros vazamentos e em conseqüência a perda da função de isolamento da manta térmica, resultando na montagem mostrada na Figura 4.7.



(a) Foto da parte interna



(b) Foto da parte externa

Figura 4.7 – Fotos ilustrativas da montagem final do CAP superior do armazenador térmico

Já para a elaboração do CAP inferior foram realizados apenas dois rasgos, como mostrado na Figura 4.8, para o encaixe dos flanges, de 25 milímetros de diâmetro, a serem fixadas na parte inferior do tubo principal, pois o mesmo necessita de uma entrada e uma saída de água fria, a qual irá trocar calor com o condensador modificado do refrigerador.



Figura 4.8 – Cortes realizados no CAP inferior do armazenador

Para a região inferior do armazenador, utilizou-se um TE de PVC de 50 milímetros de diâmetro devidamente colado a dois redutores de PVC de 50 para 25 milímetros (ilustrado na Figura 4.9), para ser conectado na região inferior do tubo principal.



Figura 4.9 – TE conectado aos redutores de PVC

Após a fixação dos flanges e a devida montagem do TE, utilizou-se de tubos de PVC de 25 milímetros de diâmetro e dois adaptadores tubo/rosca (macho) de PVC de 25 milímetros de diâmetro, para unir, assim, os flanges já conectados a parte inferior do tanque armazenador, resultando na montagem ilustrada na Figura 4.10.



(a) Imagem lateral

(b) Imagem frontal

Figura 4.10 - Fotos das montagens da parte inferior do armazenador

Para o fechamento superior e inferior do armazenador térmico, utilizou-se silicone para a fixação dos CAPs previamente montados, finalizando o acoplamento dos CAPs ilustrado na Figura 4.11 e dando início às conexões externas ao tanque armazenador.



(a) Vista geral



(b) Vista da montagem superior



(c) Vista da montagem inferior

Figura 4.11 - Foto ilustrativa do armazenador

Conforme ilustrado na Figura 4.4 é possível observar a utilização de quatro válvulas, localizados na parte externa do armazenador, cuja finalidade é de se ter à possibilidade de controlar as vazões de entradas e saídas de águas quentes e/ou frias no armazenador térmico. Dessa forma, para tal construção, necessitou-se de tubos, registros, adaptadores tubo/rosca (macho) de PVC de 25 milímetros de diâmetros, bicos para mangueira com rosca de 25 milímetros de diâmetro e cola adesiva para tubos de PVC. Depois de realizadas todas as conexões nos flanges externos do armazenador, concluiu-se a construção do reservatório térmico, conforme apresentado na Figura 4.12.



(a) Vista geral



(b) Vista da montagem superior



(c) Vista da montagem inferior

Figura 4.12 - Foto do armazenador finalizado

Para a realização dos pré-testes necessitou-se isolar o armazenador com a utilização de manta acrílica, para diminuir as perdas térmicas com o meio ambiente, garantindo assim um maior nível energético na água contida em seu interior. A Figura 4.13 ilustra o armazenador térmico com isolamento de aproximadamente 20 milímetros de espessura.



Figura 4.13 – Armazenador térmico isolado

Para a obtenção dos perfis de temperaturas no interior do armazenador térmico foi construída uma sonda, a qual foi inserida pela parte superior do tanque através do flange de 32 milímetros de diâmetro. Estas etapas de construção serão descritas posteriormente na seção 4.6 onde são apresentados os componentes dos sistemas de instrumentação.

4.5 - CONFECÇÃO E CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES

Para a confecção dos sensores de temperatura, foram utilizados 36 termopares do tipo T (cobre-constantan) 2x24 AWG com isolamento de PVC, conforme ilustrado na Figura 4.14. Suas extremidades foram fundidas utilizando um variador de tensão, onde um dos pólos do mesmo foi

conectado aos fios do cabo do termopar e o outro a um eletrodo a base de carvão. Ao contato do cabo termopar aos terminais do variador de tensão ocorre um curto circuito necessário para fundir o cobre e o constantan, formando assim pequenas esferas utilizadas como junções para aquisição de medidas de temperatura. Para ocorrer tal fusão, necessitou-se de uma tensão de aproximadamente 20 Volts e os aparatos utilizados estão lustrados na Figura 4.15.



Figura 4.14 – Termopares tipo T (cobre – constantan) 2x24 AWG com isolamento de PVC



Figura 4.15 – Bancada utilizada para obtenção das junções dos termopares

Após a confecção dos 36 termopares, como ilustrado na Figura 4.16, os mesmos foram enumerados e conectados ao registrador de sinais, marca Logoscreen, contendo 6 expansores, responsável em armazenar os dados de temperatura e enviar os valores para um computador, via cabo serial, na forma de uma planilha eletrônica.



Figura 4.16 – Termopares tipo T (Cobre-Constantan), utilizados no experimento

Com a utilização de um equipamento de banho térmico, os termopares foram devidamente calibrados em relação a um termômetro de mercúrio em bulbo de vidro com menor escala mensurável de 0,5°C. Os procedimentos utilizados para calibração, seguem-se utilizando os equipamentos ilustrados na Figura 4.17.





 (a) Banho térmico
 (b) Termômetro de mercúrio em bulbo de vidro
 Figura 4.17 – Instrumentos utilizados na calibração

Primeiramente coloca-se água no banho térmico a temperatura ambiente e em seguida o termômetro com um termopar no seu interior. Limita-se a temperatura da água no equipamento de banho térmico para atingir um máximo de 99°C e posteriormente realiza-se o aquecimento da água, a partir de 30°C. Iniciou-se o registro da temperatura do termômetro e do termopar acoplado ao registrador gráfico a cada 5°C até atingir a temperatura de 95°C, onde se finaliza a calibração. Realizou-se essa operação para os 36 termopares, obtendo-se uma curva de calibração específica para cada termopar, utilizados para instrumentar o experimento em questão, conforme mostrado no Anexo I.

4.5.1 - Análise de propagação de erros

No presente trabalho, embora utilizando instrumentos específicos para a obtenção dos valores de temperatura, torna-se necessário conhecer como a incerteza na medida original afeta a grandeza final.

Através da utilização de uma análise estatística rigorosa, observouse que ao se somar ou subtrair grandezas estatisticamente independentes o erro no resultado poderá ser calculado pela raiz quadrada da soma dos quadrados das incertezas de cada uma das grandezas (HOLMAN, 2001). Por exemplo, no caso de três grandezas dadas por: $\overline{x} \pm \delta \overline{x}$, $\overline{y} \pm \delta \overline{y}$ e $\overline{z} \pm \delta \overline{z}$ a soma,

$$\overline{w} = \overline{x} + \overline{y} + \overline{z} \tag{1}$$

ou subtração das mesmas,

$$\overline{w} = -\overline{x} - \overline{y} - \overline{z} \tag{2}$$

será afetadas por um mesmo erro médio quadrático (RMS) de valor,

$$\delta \overline{w} = \sqrt{\left(\delta \overline{x}\right)^2 + \left(\delta \overline{y}\right)^2 + \left(\delta \overline{z}\right)^2} \tag{3}$$

Como aproximação, se a incerteza de uma das grandezas for consideravelmente maior (três vezes maior) do que as demais, a incerteza resultante será dada pela maior incerteza apresentada (Cruz e Fragnito, 1997).

Dessa forma, pode-se concluir que a calibração proposta apresenta duas grandezas com as respectivas incertezas de medida do termômetro e do registrador gráfico de temperatura:

- <u>Termômetro</u>: a incerteza apresentada é de ± 0.25 °C, pois esse valor representa a metade da menor medida mensurável, dessa forma:

$$T_{term\hat{o}metro} = (T_{ter} \pm \delta T_{ter}) = (T_{ter} \pm 0.25) [^{\circ}C]$$
(4)

onde, T_{ter} é qualquer valor de temperatura a partir da visualização do termômetro e δT_{ter} a incerteza apresentada pelo mesmo.

- <u>Registrador</u>: a incerteza apresentada é de ± 0.05 °C, pois esse valor representa a metade da menor medida mensurável, dessa forma:

$$T_{equipamento} = \left(T_{eq} \pm \delta T_{eq}\right) = \left(T_{eq} \pm 0.05\right) \left[{}^{\circ}C\right]$$
(5)

onde, T_{eq} é qualquer valor de temperatura a partir da visualização do equipamento e δT_{eq} a incerteza apresentada pelo mesmo.

Através de uma análise simples, a temperatura corrigida pode ser expressa como:

$$T_{corr} = T_{eq} + \left(T_{ter} - T_{eq}\right) \tag{6}$$

onde, T_{corr} representa o valor da temperatura corrigida.

Para a determinação da variação das incertezas causada nas medidas de temperatura, pode-se dizer que:

$$\delta T_{corr} = \delta T_{eq} + \left(\delta T_{ter} - \delta T_{eq}\right) \tag{7}$$

Assim, com o auxílio da Equação (3), conclui-se que a incerteza pode ser calculada da seguinte forma:

$$\delta T_{corr} = \sqrt{\left(\delta T_{eq}\right)^2 + \left(\delta T_{ter}\right)^2 + \left(\delta T_{eq}\right)^2} = \sqrt{2 * \left(\delta T_{eq}\right)^2 + \left(\delta T_{ter}\right)^2}$$
(8)

Substituindo os valores já informados anteriormente, tem-se que:

$$\delta T_{corr} = \sqrt{2 * (\delta T_{eq})^2 + (\delta T_{ter})^2} = \sqrt{2 * (0.05)^2 + (0.25)^2} \cong 0.26^{\circ} C$$
(9)

Portanto, através de uma análise de propagação de erros, pode-se dizer que os valores de temperaturas obtidos pelo instrumento de medida utilizado no ensaio apresentam uma variação de aproximadamente 0,26°C, assim:

$$T_{corr} = \left(T_{eq} \pm 0.26\right) \left[{}^{\circ}C\right] \tag{10}$$

4.6 - SISTEMA DE INSTRUMENTAÇÃO

Após a calibração e confecção dos termopares, torna-se necessário obter os perfis de temperaturas no interior do armazenador térmico pela utilização de uma sonda localizada no centro do armazenador térmico, percorrendo toda sua extensão vertical. Para isso, utiliza-se um tubo de aproximadamente 1,70 metros de comprimento e 25 milímetros de diâmetro, onde são fixados 31 termopares distribuídos da seguinte forma: o primeiro termopar localiza-se a uma distância de 70 milímetros da parte superior do tanque e a partir desse, os demais distanciados de 50 milímetros até atingir a parte inferior do mesmo, podendo-se, assim, obter os pontos de temperaturas.

Para a fixação dos termopares na sonda, utilizou-se de cola de secagem rápida e silicone para vedar os furos, evitando assim, a infiltração de água para o interior da sonda, como mostrado na Figura 4.18 e Figura 4.19 (a).



Figura 4.18 – Fixação dos termopares à sonda com a utilização de cola e silicone

Através da abertura no CAP superior, onde está localizado um flange de 32 milímetros, a mesma é retirada e colada na sonda previamente preparada, conforme ilustrada na Figura 4.19 (b).



(a) Vista lateral



(b) Vista frontal

Figura 4.19 – Fotos ilustrativas da sonda contendo termopares

Além de utilizar termopares no interior do armazenador, torna-se necessário distribuir alguns desses em regiões de maior interesse para obter um monitoramento completo do sistema, constituído de armazenador térmico e refrigerador. Dessa forma, foram fixados cinco termopares dispostos nas seguintes regiões:

- Entrada e saída do condensador do refrigerador (Figura 4.20);
- Para o ar no interior do gabinete do refrigerador (Figura 4.21);
- Para o ar no interior do gabinete do congelador (Figura 4.22);
- Ambiente.



(a) Entrada do condensador

(b) Saída do condensador

Figura 4.20 – Termopares localizados no condensador modificado do refrigerador





(a) Vista externa(b) Vista internaFigura 4.21 – Termopar localizado no gabinete do congelador



(a) Vista externa (b) Vista interna Figura 4.22 - Termopar localizado no gabinete do refrigerador

Após todos componentes, refrigerador e armazenador, estarem acoplados e os termopares já conectados ao registrador gráfico de aquisição de dados, com seis expansores mTron da marca Jumo, conforme ilustrados
na Figura 4.23, as informações foram coletadas e armazenadas via cabo serial através da utilização de um computador. Os dados em formato binário, foram coletados com a utilização de um programa JumoPCC e decodificados utilizando o programa JumoPCA, que acompanha o equipamento, e assim transferidos a uma planilha eletrônica para uma posterior utilização.



(a) Expansores (mTron)(b) Registrador gráficoFigura 4.23 – Sistema de aquisição de dados

A energia consumida por cada um dos refrigeradores foi obtida por um equipamento da marca SAGA4000, modelo 1380, que consiste de registrador eletrônico de sistemas elétricos monofásicos ou trifásicos de uso portátil em redes de distribuição, para instalação ao tempo ou em circuitos diversos de baixa tensão, conforme mostrado na Figura 4.24.



Figura 4.24 - Registrador eletrônico de sistemas elétricos

Dessa forma, após todo aparato experimental devidamente montado e acoplado, conforme as Figuras 4.25 e 4.26, foi levantado o coeficiente de desempenho relativo ao refrigerador convencional e modificado, além de estudar o comportamento do líquido termicamente estratificado, a partir da quantidade do rejeito térmico coletado, via princípio do termosifão, armazenado como energia térmica no reservatório.



Figura 4.25 – Diagrama esquemático do aparato experimental



Figura 4.26 – Foto geral do aparato experimental

4.7 - COEFICIENTES DE DESEMPENHO DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO (*COPS*)

Um refrigerador ou bomba de calor é um dispositivo que opera segundo um ciclo Termodinâmico e que necessita de trabalho para que se obtenha transferência de calor de um corpo à temperatura mais baixa para outro à temperatura mais alta, (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003). Dessa forma, o trabalho é fornecido ao refrigerador na forma de energia elétrica e a quantidade de calor (Q_L) é transferido do espaço refrigerado para o trocador de calor modificado (Q_H), onde parte da mesma é transferida para a água e estocada no armazenador via estratificação térmica.

O conceito do índice de desempenho de um ciclo de refrigeração é expressa em termos do coeficiente de desempenho (*COP*), que no caso

estudado consiste na razão entre a energia pretendida (Q_L) e a energia consumida (W), (STOECKER e JONES, 1985). Assim:

$$COP = \frac{Q_L}{W} \tag{11}$$

Porém, o coeficiente de desempenho do sistema proposto neste trabalho difere do *COP* encontrado na literatura devido à análise não ser realizada nas condições padrões de operação que a norma (RESP/001-REF) estabelece. Assim, para a determinação da refrigeração útil (Q_L), torna-se necessário calcular a quantidade de calor retirado do compartimento do congelador (Q_C), do refrigerador (Q_R) e por fim estimar a taxa de transferência de calor de perdas (q_P), que entra no refrigerador através da diferença de temperatura entre o compartimento refrigerado e o ambiente. Pois, apesar das paredes dos refrigeradores possuírem isolamento, existe um fluxo de calor que aumenta com o tempo à medida que aumenta a diferença da temperatura interna em relação ao meio ambiente.

Para o cálculo da quantidade de calor retirado do compartimento do congelador (Q_C) e do refrigerador (Q_R), pode-se utilizar as seguintes equações:

$$Q_{C} = \left(m_{ar} \cdot Cp_{ar} \cdot \Delta T\right)_{C}$$
(12)

$$Q_R = \left(m_{ar} \cdot Cp_{ar} \cdot \Delta T\right)_R \tag{13}$$

Apenas por conveniência, as Equações (12) e (13) foram reescritas em termos de uma taxa de transferência de calor média, ou seja:

$$q_{C} = \frac{\left(m_{ar} \cdot Cp_{ar} \cdot \Delta T\right)_{C}}{t^{C}}$$
(14)

$$q_{R} = \frac{\left(m_{ar} \cdot Cp_{ar} \cdot \Delta T\right)_{R}}{t^{C}}$$
(15)

onde t^{c} é o tempo de carga do sistema de refrigeração durante a realização dos ensaios.

As massas de ar (m_{ar}) , nos dois compartimentos a serem refrigerados, são calculadas a partir da determinação da densidade do ar (ρ_{ar}) , em função da temperatura média (T_m) obtida durante o período dos ensaios. A Equação (16) apresentada a seguir só é válida para a faixa de temperatura de 200K a 400K, segundo Kestin e Whitelaw (1966), assim:

$$\rho_{ar}(T_m) = \left(\frac{351.99}{T_m}\right) + \left(\frac{344.84}{(T_m)^2}\right)$$
(16)

Para o cálculo do calor específico (Cp_{ar}), também foi utilizada à temperatura média (T_m), obtida durante o tempo de realização do ensaio. Assim, a Equação (17) só é válida para a faixa de temperatura entre 200K a 400K, (KESTIN; WHITELAW, 1966).

$$Cp_{ar}(T_m) = 1030.5 - 0.1995 \cdot (T_m) + 3.9734 \times 10^{-4} \cdot (T_m)^2$$
(17)

Após o cálculo da quantidade de calor retirado do freezer e do refrigerador, estima-se a taxa de transferência de calor (q_P) que entra no refrigerador devido a diferença de temperatura entre o ambiente e o compartimento refrigerado. Para isso calcula-se q_P em duas formas distintas e apresentadas nos itens 4.7.1 e 4.7.2, com a utilização de um Software *Free GNU Octave*, possuindo uma sintaxe muito parecida com a do *Matlab*.

4.7.1 - Cálculo da taxa de transferência de calor por perdas teóricas (q_{Pt})

Neste caso, a taxa de transferência de perdas de calor calculado ocorre no carregamento do sistema, ou seja, o refrigerador foi inicializado com temperatura ambiente até atingir sua estabilidade térmica de projeto. Assim, o refrigerador foi submetido a um fluxo de calor devido à diferença de temperaturas entre as três regiões distintas: ambiente externo, parede e ambiente interno, conforme ilustrado na Figura 4.27.



Figura 4.27 – Imagem ilustrativa das resistências térmicas

Ao observar a Figura 4.27, nota-se que entre a temperatura da parede externa (T_{Pe}) e a temperatura da parede interna (T_{Pi}) ocorre condução de calor através do material isolante (poliuretano), contido entre as paredes do refrigerador, enquanto que nos demais ambientes ocorre convecção natural, (INCROPERA e DEWITT, 2003).

Como o fluxo de calor, que atravessa as regiões, é idêntico, basta apenas obter as temperaturas para uma das regiões. Neste caso, como é possível encontrar na literatura valores da condutividade térmica do poliuretano expandido (k=0,02 W/m.K), pode-se facilmente estimar a taxa de transferência de calor através da parede do refrigerador.

Dessa forma, é preciso utilizar cinco termopares, sendo dois desses fixados na parede interna e externa do congelador, dois fixados na parede interna e externa do refrigerador e um na região do condensador na parede externa do refrigerador, conforme ilustrado nas Figuras 4.28 e 4.29.







(b) Parede interna do congelador



(c) Parede interna do refrigerador





(a) parte externa do refrigerador



(b) parede interna do congelador



(c) parede interna do refrigerador

Figura 4.29 – Localização dos termopares no refrigerador modificado

Utilizou-se pasta térmica e duas camadas de isolamento térmico composta de poliuretano e poliestireno expandido (Figura 4.30), para que os termopares não fossem influenciados pela temperatura do ambiente e assim, apresentasse valores próximos das temperaturas nas paredes de interesse.



Figura 4.30 – Isolamento de poliuretano e poliestireno expandido

Substituindo-se as medidas das temperaturas das paredes, tanto do refrigerador como do congelador, nas Equações (18) e (19), determinou-se a taxa de transferência de calor (q) fornecida aos compartimentos, ou seja:

$$q_{P_{tC}} = \frac{\left(\Delta T\right)_C}{R_{TC}} \tag{18}$$

$$q_{P_{TR}} = \frac{\left(\Delta T\right)_R}{R_{TR}} \tag{19}$$

Como se trata de refrigeradores Duplex, as paredes a serem analisadas possuem espessuras variáveis. Desse modo, calcula-se a taxa de transferência de calor separadamente de acordo com a variação da espessura do isolante em cada compartimento em questão. A Tabela 4.1 a seguir, informa as espessuras do isolante conjuntamente com a área e região onde serão calculados as taxas existentes:

Congelador	Área (m²)	Espessura do isolante (m)
Topo e laterias	0,516	0,06
Porta	0,1728	0,075
Fundo	0,1728	0,075
Refrigerador	Área (m²)	Espessura do isolante (m)
Topo e laterias	1,311	0,03
Porta	0,6264	0,45
Fundo	0,6264	0,45

Tabela 4.1 – Áreas e espessuras referentes a cada compartimento

Para cada parede calculou-se a taxa de transferência de calor que atravessa as paredes do congelador e do refrigerador separadamente a cada 10 minutos, durante um período de 24 horas, obtendo, assim, a taxa de transferência de calor instantâneo em função do tempo de duração do ensaio. Para obter a taxa de transferência total de calor, durante o tempo de ensaio, basta integrar a área sob a curva, utilizando métodos de integração que se baseiam em aproximação da função por polinômios interpoladores. Assim, para tornar os resultados mais precisos, utiliza-se a integração pela regra de Simpson, porém se o número de pontos não for múltiplo de três, utiliza-se a regra do Trapézio para somente os últimos dois pontos. Este método é elaborado para evitar o cálculo de pontos médios e assim, realizada a integração nos valores de temperaturas obtidos através do equipamento de aquisição de dados.

Após as integrações, obtiveram-se as taxas de transferência de calor totais do congelador ($q_{P_{IC}}$) e do refrigerador ($q_{P_{IR}}$). Dessa forma, a soma das taxas totais resultou na taxa de transferência de calor teórico total:

$$q_{Pt} = q_{PtC} + q_{PtR} \tag{20}$$

Assim, a quantidade de refrigeração útil (q_L) do refrigerador pode ser expressa da seguinte forma:

$$q_L = q_C + q_R + q_{Pt} \tag{21}$$

A energia elétrica consumida pelo refrigerador é obtida por meio de um registrador eletrônico, sendo possível obter a energia consumida, em *W.h* pelo refrigerador, durante a realização dos ensaios. Devido à unidade de consumo (*W.h*) apresentado pelo equipamento, torna-se necessário estimar a potência a partir da energia consumida dividindo o valor obtido pelo tempo de realização do experimento em horas, assim obtendo o consumo em Watts.

Após realizar as referidas estimativas, pode-se então determinar o $COPS_{Pt}$ referente aos refrigeradores, com a utilização da seguinte equação:

$$COPS_{P_t} = \frac{q_L}{W}$$
(22)

Os passos descritos neste item são realizados tanto para o refrigerador modificado quanto para o refrigerador convencional, dessa forma, os resultados obtidos foram comparados posteriormente sob as mesmas condições.

4.7.2 - Cálculo da taxa de transferência de calor por perdas experimentais (*q_{Pe}*)

A taxa de transferência de perda de calor experimental foi obtida a partir do descarregamento do sistema de refrigeração que consiste em desligar o refrigerador e mantê-lo com suas portas fechadas para que seja possível obter o perfil do aumento da temperatura do ar, em função do tempo, nos compartimentos dos refrigeradores. Após os compartimentos atingirem a temperatura ambiente, finalizou-se o experimento e com base nos dados obtidos estimou-se a taxa de perda experimental do congelador e refrigerador através das equações:

$$q_{PeC} = \frac{\left(m_{ar} \cdot Cp_{ar} \cdot \Delta T\right)_{C}}{t^{C}}$$
(23)

$$q_{PeR} = \frac{\left(m_{ar} \cdot Cp_{ar} \cdot \Delta T\right)_{R}}{t^{C}}$$
(24)

A energia obtida no descarregamento deve ser dividida pelo tempo de carga (t^c) do sistema de refrigeração, pois quando ocorre o carregamento do sistema de refrigeração a temperatura dos compartimentos a serem refrigerados iniciam-se a temperatura ambiente até atingir a temperatura mínima. Nesse período, um fluxo de calor está continuamente entrando pelas paredes do refrigerador no mesmo período de tempo. Dessa forma, o ensaio de descarga nos fornece a quantidade de calor que entra no sistema, porém em um tempo muito maior do que no ensaio de carga, pois este ocorre de forma natural sem que haja o consumo de trabalho.

Somando-se as Equações (23) e (24), obtem-se a taxa de transferência de calor experimental total, como:

$$q_{Pe} = q_{PeC} + q_{PeR} \tag{25}$$

Assim, a refrigeração útil (q_L) do refrigerador pode ser expressa da seguinte forma:

$$q_L = q_C + q_R + q_{Pe} \tag{26}$$

Analogamente ao item 4.7.1, energia consumida pelo refrigerador é obtida por um registrador eletrônico de sistemas elétricos, obtendo assim a sua estimativa de consumo em Watts.

Dessa forma, pode-se então determinar o *COPS_{Pe}* referente aos refrigeradores, com a utilização da seguinte equação:

$$COPS_{Pe} = \frac{q_L}{W}$$
(27)

Os passos descritos neste item também são realizados tanto para o refrigerador modificado quanto para o refrigerador convencional, onde foram comparados posteriormente sob mesmas condições.

4.8 - COEFICIENTE DE DESEMPENHO DO SISTEMA DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO E REFRIGERADOR MODIFICADO (COPS_A)

Para determinar o coeficiente de desempenho para o armazenador térmico utilizou-se o refrigerador com o condensador modificado, o qual troca calor com a água, e através do princípio do termosifão a água aquecida é injetada no topo do armazenador térmico apresentando-se estratificada termicamente.

Inicialmente determina-se a temperatura média entre os termopares para cada camada de fluido, conforme mostrado na Figura 4.31. O cálculo desta temperatura é realizado para cada instante de tempo em que o sistema de aquisição registra os dados, de acordo com a configuração desejada.





Dessa forma, para obter a quantidade de calor armazenado em cada camada de fluido do reservatório, para um determinado intervalo de tempo, utilizou-se a seguinte equação:

$$Q_n = \left[m_{\acute{a}gua} \cdot C p_{\acute{a}gua} \cdot (T m_{t_1} - T m_{t_o}) \right]_{Cn}$$
(28)

onde t_0 e t_1 representam os instantes inicial e final, respectivamente.

A posição de cada camada de fluido (*Cn*) varia de $1 \le n \le 30$, pois existem 31 termopares localizados no interior da sonda, assim apresentando 30 camadas entre todos os termopares presentes.

Para o cálculo da densidade da água (ρ_{dgua}) e do calor específico (Cp_{dgua}), utilizou-se a temperatura média entre cada instante para cada

camada de fluido, a partir das equações apresentadas por Kestin e Whitelaw (1966), as quais só são válidas para a faixa de temperatura entre 273,15K a 373,15K:

$$\rho_{água}(T_m) = -342,584 + 164,103 \cdot (T_m)^{0.5} - 5,01225 \cdot (T_m)$$
⁽²⁹⁾

$$Cp_{água}(T_m) = 3,805070 \cdot 10^6 - 1,028080 \cdot 10^6 \cdot (T_m)^{0.5} + 1,1116 \cdot 10^5 \cdot (T_m) - 6005,26 \cdot (T_m)^{1.5} + 162,081 \cdot (T_m)^2 - 1.7482 \cdot (T_m)^{2.5}$$
(30)

Portanto, a quantidade de calor total armazenado no reservatório térmico nos instantes t_0 e t_1 , pode ser expressa da seguinte forma:

$$Q_{T} = \sum_{n=1}^{30} \left[m_{água} \cdot Cp_{água} \cdot (Tm_{t_{1}} - Tm_{t_{o}}) \right]_{Cn}$$
(31)

Generalizando para todos os instantes de tempo, tem-se:

$$Q_{H} = \sum_{i=1}^{nd} \sum_{n=1}^{30} \left[m_{água} \cdot Cp_{água} \cdot (Tm_{t_{i}} - Tm_{t_{i-1}}) \right]_{Cn}$$
(32)

onde, *nd* representa o número de instantes imposto no sistema de aquisição de dados.

Após calculado o Q_{H} , pode-se então determinar o coeficiente de desempenho do sistema de armazenamento térmico (*COPS_A*) com sua respectiva incerteza, conforme ilustrado no Anexo III, utilizando também a energia consumida pelo refrigerador modificado obtida do registrador eletrônico de sistemas elétricos, assim:

$$COPS_A = \frac{Q_H}{W}$$
(33)

Capítulo 5

Resultados e discussões

No presente capítulo serão apresentados e discutidos os resultados referentes aos métodos utilizados para os cálculos dos Coeficientes de Desempenho do Sistema (*COPS*), relativo aos refrigeradores convencional e modificado. Também é apresentado o Coeficiente de Desempenho do Sistema (*COPS_A*), relativo a entrada e saída de energia no sistema geral, armazenador térmico e refrigerador modificado. Além disso, será feita uma análise do comportamento das termoclinas no interior do armazenador térmico pela técnica da estratificação térmica utilizando o refrigerador com condensador modificado.

Deve-se salientar que todos os resultados apresentados neste capítulo referem-se aos refrigeradores operando em suas potências máximas. Dessa forma, observa-se que o sistema trabalha continuamente não ocorrendo oscilações referentes a períodos intermitentes de funcionamento dos refrigeradores.

5.1 - COMPORTAMENTO DOS PERFIS DE TEMPERATURAS PARA OS REFRIGERADORES CONVENCIONAL E MODIFICADO

As figuras ilustradas neste item apresentam resultados obtidos a partir de um ensaio de 24 horas de duração e aquisição de dados a cada 10 minutos.

Nas Figuras 5.1 e 5.2 são apresentados os resultados do refrigerador convencional e modificado, respectivamente, onde ilustram a variação da temperatura em função do tempo. Com base nas curvas obtidas, pode-se observar o comportamento da temperatura ambiente, da entrada e saída do condensador e a temperatura do ar para cada compartimento dos refrigeradores.



Figura 5.1 – Perfis de temperaturas em função do tempo para o ensaio de carga do refrigerador convencional com uma taxa de amostragem de 6 medidas por minuto (horário de início do ensaio - 9:00 horas)



Figura 5.2 – Perfis de temperaturas em função do tempo para o ensaio de carga do refrigerador modificado com uma taxa de amostragem de 6 medidas por minutos (horário de início do ensaio - 9:00 horas)

Ao analisar os ciclos de refrigeração, observa-se que a saída do compressor para ambos, apresentam a mesma temperatura de 40°C, porém a temperatura de entrada é significamente diferente entre eles apresentando aproximadamente 60°C para o refrigerador convencional e 80°C para o modificado. Os compartimentos de refrigeração e congelamento também apresentam respectivamente níveis de temperaturas semelhantes de aproximadamente -4°C e -23°C para o refrigerador convencional e -2°C e -23°C para o refrigerador modificado. Desse modo, nota-se que para uma mesma capacidade de refrigeração, o compressor do refrigerador modificado, consome maior quantidade de energia, para gerar uma diferença de temperatura no condensador, necessária para obter o mesmo efeito de refrigeração do refrigerador convencional. Com base nos dados fornecidos pelos fabricantes, tal fato é confirmado, pois a potência consumida pelo

compressor do refrigerador convencional é de 107 Watts enquanto que o refrigerador modificado é de 123 Watts.

A partir das Figuras 5.1 e 5.2, pode-se notar que a variação das temperaturas entre a entrada e a saída do condensador é significamente diferente, pois no refrigerador convencional apresenta-se uma variação de temperatura em torno de 22ºC enquanto que no refrigerador modificado é de aproximadamente 39ºC. Tal fato pode ser explicado, devido o trocador de calor do refrigerador modificado utilizar água, que nas condições estabelecidas do ensaio resulta em um fluido com elevado coeficiente de película. Dessa forma, ao se utilizar água para condensar o fluido refrigerante do refrigerador, tem-se uma maior eficiência no trocador de calor modificado.

Ao analisar a temperatura ambiente das Figuras 5.1 e 5.2, observase algumas variações em função do tempo, pois tais ensaios foram realizados em dias diferentes. Também é possível observar que a temperatura máxima durante o experimento ocorre próximo das 14:00 horas.

A partir dos testes de carga térmica realizados com os referidos refrigeradores, ao observar as Figuras 5.1 e 5.2, observa-se que o trocador de calor do refrigerador modificado apresentou maior eficiência, ao se utilizar água para condensar o fluido refrigerante do sistema de refrigeração, quando comparado com o refrigerador convencional. Dessa forma, não é necessário gerar elevados valores de temperaturas na entrada do condensador modificado, diminuindo assim o consumo de energia elétrica, com a troca do compressor atual por outro de menor consumo de potência.

As Figuras apresentadas nos itens 5.1.1 e 5.1.2 são obtidas em um único ensaio para cada tipo de refrigerador, ou seja, todas as figuras apresentadas a seguir foram obtidas a partir dos respectivos ensaios já ilustrados nas Figuras 5.1 e 5.2. 5.1.1 - Coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração, utilizando as perdas teóricas (*COPS_{pt}*).

a) Temperaturas das paredes do compartimento do congelador para os refrigeradores domésticos convencional e modificado

As Figuras 5.3 e 5.4 ilustram as temperaturas das paredes do compartimento do congelador para o refrigerador convencional e modificado respectivamente, para um tempo de ensaio de 24 horas.



Figura 5.3 – Temperaturas das paredes do compartimento do congelador para o refrigerador doméstico convencional

Ao observar a Figura 5.3 verifica-se a influência do calor rejeitado pelo condensador aletado do refrigerador convencional na parede do fundo do congelador. Devido a este fato, a temperatura na parede do fundo do congelador chega atingir temperaturas superiores à 30°C, inicialmente, e posteriormente apresenta algumas variações oscilando de acordo com a temperatura ambiente. Já a temperatura da parede externa do congelador,

inicialmente ocorre um acompanhamento desta com a temperatura ambiente, até a primeira hora de funcionamento do sistema e posteriormente, à mesma se estabiliza, abaixo e varia de acordo com a temperatura ambiente.

A temperatura de parede interna do refrigerador convencional apresenta acentuada queda da temperatura praticamente na primeira hora de funcionamento do sistema, porém sua estabilidade plena ocorre após 12 horas de ensaio.



Figura 5.4 – Temperaturas das paredes do compartimento do congelador para o refrigerador doméstico modificado

A partir da Figura 5.4, pode-se observar que a temperatura na parede do fundo do refrigerador modificado apresenta nível de temperatura abaixo da temperatura ambiente, devido à ausência do condensador aletado para troca de calor com o ambiente e assim evitando o aquecimento da parede do fundo do refrigerador. Dessa forma, ao utilizar um trocador de calor tipo casco-tubo isolado, a temperatura da parede do fundo do refrigerador modificado não é influenciada pelo calor rejeitado, pois grande parte da energia térmica é captada pela água para posterior utilização.

Algumas oscilações também são visíveis na primeira hora do ensaio e posteriormente os perfis de temperaturas da parede do fundo e da parede externa, acompanha as mesmas variações da temperatura ambiente. A temperatura da parede interna do congelador também apresenta uma queda acentuada para a primeira hora do ensaio, até que estabeleça o regime do sistema após 12 horas de funcionamento.

b) Difusão de calor através das paredes do compartimento do congelador para os refrigeradores domésticos convencional e modificado

Após apresentar os perfis de temperaturas das paredes do congelador para os dois tipos de refrigeradores, as Figuras 5.5 e 5.6 mostram os fluxos e as taxas de transferência de calor através dos gabinetes dos congeladores para as paredes laterais, topo, fundo, porta e também o fluxo e a taxa total através dos compartimentos, conforme metodologia apresentada no Capítulo 4.

Ao observar as Figuras 5.5 e 5.6, nota-se claramente que os níveis de fluxo de calor para o refrigerador convencional são maiores quando comparado com os fluxos de calor do refrigerador modificado. A principal causa desta diferença se deve aos ensaios realizados em períodos diferentes, apresentando variações de níveis de temperatura ambiente entre um ensaio e outro.



(b) Fluxos de calor através das paredes do compartimento do congelador

Figura 5.5 – Refrigerador doméstico convencional





Figura 5.6 - Refrigerador doméstico modificado

Outro fato importante é que o compressor do refrigerador convencional apresenta melhor eficiência, gerando assim uma temperatura de parede mais baixa no congelador o qual apresenta uma diferença maior de temperatura entre o meio ambiente e o congelador. Dessa forma, ao analisar as Figuras 5.3 e 5.4, observa-se que a temperatura de parede do congelador do refrigerador convencional atinge aproximadamente -32°C enquanto que no refrigerador modificado atinge -27°C. Assim, no refrigerador convencional tem-se um maior fluxo de calor através de suas paredes.

A influência do condensador convencional também pode ser observada na Figura 5.5, onde o fluxo de calor, através da parede do fundo do refrigerador convencional, apresenta um pequeno aumento quando comparado, com o fluxo referente ao refrigerador modificado. Devido a essa influência, o fluxo de calor através da parede no fundo do congelador do refrigerador convencional é maior quando comparada com o fluxo de calor através da porta, uma vez que as espessuras de paredes são iguais, conforme ilustrado na Tabela 4.1.

Para o refrigerador com condensador modificado, os fluxos de calor através da porta e do fundo do congelador, mostram um comportamento aproximadamente igual, com fluxo de calor médio de 13 W/m², quando atingida a estabilidade.

A Figura 5.7 apresenta os perfis das temperaturas ambiente, durante os ensaios, e os fluxos de calor, referentes aos compartimentos dos congeladores de ambos refrigeradores, para melhor visualização e comparação entre as curvas de fluxos de calor ilustradas nas Figuras 5.5 (b) e 5.6 (b).



Figura 5.7 – Comportamento dos perfis das temperaturas ambiente, durante os ensaios, e os fluxos de calor dos compartimentos dos congeladores, referentes aos refrigeradores convencional e modificado

Ao analisar a Figura 5.7, as curvas representativas dos comportamentos dos fluxos de calor, para os refrigeradores em questão, apresentam o mesmo comportamento durante todo o ensaio, respectivo a cada refrigerador. Também é possível observar que nos pontos em que as temperaturas ambientes se cruzam, os comportamentos de cada um dos perfis dos fluxos de calor apresentam-se os mesmos níveis, ou seja, mesmo que os ensaios fossem realizados simultaneamente o refrigerador modificado apresentará menores valores de fluxos de calor, conforme ilustrado.

c) Temperaturas das paredes do compartimento refrigerado para os refrigeradores domésticos convencional e modificado

As Figuras 5.8 e 5.9 mostram o comportamento das temperaturas das paredes em função do tempo durante um ensaio de 24h, referentes aos refrigeradores convencional e modificado.



Figura 5.8 – Temperaturas das paredes do compartimento refrigerado para o refrigerador doméstico convencional

Ao observar as Figuras 5.8 e 5.9, nota-se que o comportamento dos perfis de temperaturas da parede externa e do fundo do compartimento refrigerado, apresenta as mesmas características quando comparadas com seus respectivos gráficos apresentados nas Figuras 5.3 e 5.4 ilustrados no item a) deste capítulo.



Figura 5.9 – Temperaturas das paredes do compartimento do refrigerador para o refrigerador doméstico modificado

Analisando apenas o refrigerador convencional, nota-se que o perfil das temperaturas ambiente se encontra entre os perfis de temperaturas das paredes externas e do fundo, tanto para o gráfico ilustrando os perfis das temperaturas do compartimento do congelador (Figura 5.3), quanto para os perfis das temperaturas para o compartimento refrigerado (Figura 5.8). De forma análoga, ocorre com o comportamento dos perfis das temperaturas para o refrigerador modificado, apresentando perfis das temperaturas das paredes externas e do fundo, abaixo do perfil das temperaturas do ambiente. Este fato, conforme já explicado anteriormente, nos mostra a importância de se utilizar o trocador de calor modificado, para que não ocorra um aumento do fluxo de calor, quando utilizado um trocador convencional, o qual aquece a parede do fundo do refrigerador, diminuindo assim a eficiência do sistema de refrigeração.

Os perfis de temperaturas da parede interna, Figuras 5.8 e 5.9, apresentam comportamentos diferentes entre si, porém ao se comparar

cada perfil, com seus respectivos perfis de temperaturas ambiente, observase que, a temperatura ambiente influencia diretamente as temperaturas das paredes internas de ambos refrigeradores. Tal fato não ocorre, quando se observa o comportamento dos perfis de temperaturas das paredes internas dos compartimentos dos congeladores, Figuras 5.3 e 5.4. Isso pode ser explicado devido às maiores espessuras das paredes dos congeladores, diminuindo assim, variações de fluxo de calor causadas pelas oscilações da temperatura ambiente. Já para os compartimentos refrigerados, estes apresentam uma menor espessura, onde a variação da temperatura ambiente influencia diretamente o comportamento das temperaturas das paredes internas dos compartimentos.

d) Difusão de calor através das paredes do compartimento refrigerado para os refrigeradores domésticos convencional e modificado

Após apresentação dos perfis de temperaturas, das paredes dos compartimentos refrigerados, para os dois tipos de refrigeradores, as Figuras 5.10 e 5.11 ilustram os fluxos e as taxas de transferência de calor através das paredes laterais, base, fundo, porta e também o fluxo e a taxa total pelo compartimento refrigerado.

Com base nas Figuras 5.10 e 5.11, observa-se um aumento acentuado dos perfis das taxas de transferência de calor através das paredes do compartimento refrigerado, quando comparados com os respectivos perfis do compartimento do congelador, ilustrados nas Figuras 5.5 e 5.6. Pode-se dizer que este aumento ocorre devido à área de contato do compartimento refrigerado com o meio externo, ser significativamente maior, em relação à área do compartimento do congelador e também, o compartimento refrigerado possuir uma espessura de parede mais fina que a do congelador.



(b) Fluxos de calor através das paredes do compartimento refrigerado

Figura 5.10 – Refrigerador doméstico convencional



(b) Fluxos de calor através das paredes do compartimento refrigerado

Figura 5.11 - Refrigerador doméstico modificado

Comparando os fluxos de calor total em cada um dos refrigeradores separadamente observa-se que o comportamento dos fluxos com o passar do tempo são bem semelhantes, apresentando praticamente as mesmas variações para cada instante de tempo.

A Figura 5.10 ilustra uma influência mais acentuada do perfil do fluxo de calor, no fundo do compartimento refrigerado, com relação ao perfil do fluxo no fundo do compartimento do congelador, visualizado na Figura 5.5. Assim, devido o condensador estar localizado praticamente em toda a área externa do fundo do compartimento refrigerado, mostrando mais uma vez o efeito que o condensador aletado, do refrigerador convencional, proporciona ao sistema de refrigeração.

Pode-se dizer, que a taxa de transferência de calor produzido pela presença do condensador convencional é pequena quando comparada com as taxas de calor através das paredes laterais e base do compartimento refrigerado.

Analogamente ao item b) deste capítulo, a Figura 5.12 apresenta os perfis das temperaturas ambiente, durante os ensaios, e os fluxos de calor, referentes aos compartimentos refrigerados de ambos refrigeradores, para melhor visualização e comparação entre as curvas de fluxos de calor ilustradas nas Figuras 5.10 (b) e 5.11 (b).

Os perfis dos fluxos de calor referentes ao fundo e porta do refrigerador modificado, ilustrados na Figura 5.12, mostram um comportamento semelhante durante todo o ensaio apresentando, depois de atingida a estabilidade, um fluxo de calor médio de aproximadamente 9,0 W/m². Análogo ao item b), nota-se que se os ensaios fossem realizados simultaneamente o refrigerador modificado apresentará menores valores de fluxos de calor, conforme ilustrado na Figura 5.12.



Figura 5.12 – Comportamento dos perfis das temperaturas ambiente, durante os ensaios, e os fluxos de calor dos compartimentos refrigerados, referentes aos refrigeradores convencional e modificado

e) *COPS_{Pt}* referentes aos refrigeradores convencional e modificado

As Tabelas 5.1 e 5.2 apresentadas a seguir ilustram a quantidade de calor que entra no sistema através das paredes dos refrigeradores, a quantidade de calor retirado do ar de cada compartimento dos refrigeradores, durante o funcionamento dos mesmos, a potência consumida durante a realização de cada ensaio e finalmente o *COPS*_{Pt}, relativo a cada refrigerador doméstico.

Geladeira convencional	Refrigerador	Congelador	Total [J]
Quantidade de calor que entra no sistema [J]	3037086,70	1282295,21	4319381,91
Quantidade de calor retirado do sistema [J]	-10515,18	-4875,44	-15390,62
Energia elétrica consumida [J]	0,00	0,00	9244800,00
COPS _{Pt}	0,00	0,00	0,47

Tabela 5.1 – Quantidades de energia que influenciam no *COPS* do sistema de refrigeração convencional, relativo a perdas teóricas

Tabela 5.2 - Quantidades de energia que influenciam no COPS do sistema

Geladeira modificada	Refrigerador	Congelador	Total [J]		
Quantidade de calor que entra no sistema [J]	2523777,56	1137115,44	3660893,00		
Quantidade de calor retirado do sistema [J]	-8180,07	-4427,96	-12608,03		
Energia elétrica consumida [J]	0,00	0,00	10562400,00		
COPS _{Pt}	0,00	0,00	0,35		

de refrigeração modificado, relativo a perdas teóricas

Observando os resultados obtidos, nota-se que o consumo de energia elétrica do refrigerador convencional é de aproximadamente 9,2MJ, apresentando um compressor mais eficiente quando comparado com o consumo elétrico de 10,6MJ do compressor do refrigerador modificado.

De acordo com a Tabela 5.1, o refrigerador convencional retira maior quantidade de calor dos compartimentos do refrigerador e congelador, obtendo assim menores temperaturas em cada compartimento. Pois, mesmo apresentando maior quantidade de calor que entra no sistema, através das paredes, o compressor do refrigerador convencional é capaz de suprir tal necessidade, atingindo assim temperaturas próximas aos -24,8°C no congelador e -6,3°C no refrigerador. Já para o refrigerador modificado, o calor retirado do sistema apresenta valores inferiores com relação ao refrigerador convencional, produzindo assim temperaturas próximas a -24°C para o congelador e -2,8°C para o compartimento refrigerado. Para os dois tipos de refrigeradores, as quantidades de calor que entra nos compartimentos a serem refrigerados, apresentam grandes variações. Dessa forma, pode-se dizer que essas variações ocorrem devido às eficiências dos sistemas, à realização do ensaio em períodos diferentes, ou seja, temperaturas ambientes diferentes e também, em função da utilização do condensador modificado, apresentando assim menores quantidades de calor que atravessam as paredes dos compartimentos.

Dessa forma, pode-se então determinar o $COPS_{Pt}$ referente aos refrigeradores convencional e modificado através da Equação (24), obtendo os seguintes valores indicados nas Tabelas 5.1 e 5.2, respectivamente.

5.1.2 - Coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração, utilizando as perdas experimentais (*COPS*_{pe})

Para obter os perfis de temperaturas, ou seja, os quais apresentam o aumento da temperatura em função do tempo nos compartimentos dos refrigeradores, torna-se necessário realizar o descarregamento térmico dos compartimentos refrigerados e mantê-lo com suas portas fechadas até que a temperatura em seu interior atinja aproximadamente o perfil de temperaturas ambiente. Dessa forma, realizou-se um ensaio de carga de 24 horas, conforme já mostrado nas Figuras 5.1 e 5.2, e um ensaio de descarga térmica, ilustrando o comportamento dos perfis de temperaturas em função do tempo, utilizando os refrigeradores convencional e modificado, no período de 24 horas (Figuras 5.13 e 5.14).



Figura 5.13 – Perfis de temperaturas em função do tempo para o ensaio de descarga do refrigerador convencional (horário de início do ensaio - 9:00 horas)



Figura 5.14 – Perfis de temperaturas em função do tempo para o ensaio de descarga do refrigerador modificado (horário de início do ensaio - 9:00 horas)

Nas Figuras 5.13 e 5.14, apresentam-se os mesmos perfis de temperaturas ambiente devido ao fato, de que, os ensaios foram realizados simultaneamente para os refrigeradores convencional e modificado.

Ao analisar as Figuras 5.1 e 5.2, pode-se observar que após duas horas de ensaio as temperaturas no interior dos compartimentos atingem praticamente a temperatura mínima, ou seja, em 2 horas de funcionamento é retirada a maior taxa de quantidade de calor do seu interior.

Ao observar as Figuras 5.13 e 5.14, nota-se que as temperaturas nos compartimentos a serem refrigerados atingem a temperatura ambiente próximo das 9 horas a partir do início do ensaio. Com base nestes dados é realizado um novo ensaio de carga e descarga, respectivamente, durante um período de 2 horas para carga e 9 horas para a descarga.

Assim, as Figuras 5.15 e 5.16 apresentam as variações dos perfis de temperaturas para a carga e descarga do refrigerador convencional em função do tempo de realização dos respectivos ensaios, ilustrando os perfis de temperaturas do ambiente, entrada e saída do condensador, compartimento refrigerado e compartimento do congelador.


Figura 5.15 – Variação dos perfis de temperaturas em função do tempo de carga de 2 horas para o refrigerador convencional



Figura 5.16 – Variação dos perfis de temperaturas em função do tempo de descarga de 9 horas para o refrigerador convencional

Já para o refrigerador modificado, as Figuras 5.17 e 5.18 apresentam as variações dos perfis de temperaturas para a carga e descarga do refrigerador modificado em função do tempo de realização dos respectivos ensaios.



Figura 5.17 - Variação dos perfis de temperaturas em função do tempo de carga de 2 horas para o refrigerador modificado

Após a realização dos ensaios, obtendo assim os perfis de temperaturas de carga e descarga dos refrigeradores, podem-se então determinar as perdas experimentais dos compartimentos refrigerados através da utilização das equações já previamente citadas no item 4.7.2 do Capítulo 4.



Figura 5.18 - Variação dos perfis de temperaturas em função do tempo de descarga de 9 horas para o refrigerador modificado

Com base nestes cálculos, as Tabelas 5.3 e 5.4 apresentam, respectivamente para o refrigerador convencional e modificado, a quantidade de calor retirado dos compartimentos refrigerados na carga e descarga dos mesmos. Também é apresentada a potência consumida dos refrigeradores durante o ensaio de carga.

Tabela 5.3 – Quantidades de energia que influenciam no *COPS* do sistema de refrigeração convencional, relativo a perdas experimentais

Geladeira convencional	Carga	Descarga
Quantidade de calor (congelador) [J]	-4870,62	4516,89
Quantidade de calor (refrigerador) [J]	-8093,53	7520,71
Total [J]	-12964,15	12037,61
Energia elétrica consumida [J]	770400,00	
COPS _{Pe}	0,032	

Geladeira modificada	Carga	Descarga
Quantidade de calor (congelador) [J]	-5152,36	4299,41
Quantidade de calor (refrigerador) [J]	-6755,86	6002,13
Total [<i>J</i>]	-11908,22	10301,55
Energia elétrica consumida [J]	880200,00	
$COPS_{Pe}$	0,025	

Tabela 5.4 – Quantidades de energia que influenciam no *COPS* do sistema de refrigeração modificado, relativo a perdas experimentais

Ao observar as Tabelas 5.3 e 5.4, nota-se que as quantidades de calor relativo ao congelador ou refrigerador apresentam valores de carga bem próximos ao de descarga. Este fato ocorre devido ao calor retirado dos compartimentos, através do trabalho realizado pelos compressores, ser praticamente o mesmo durante o período de descarga dos refrigeradores, voltando assim, praticamente à temperatura inicial da carga.

O refrigerador modificado apresenta um $COPS_{Pe}$ relativamente menor, quando comparado com o refrigerador convencional, pois a quantidade de calor retirada dos compartimentos são menores, por não possuir um sistema de refrigeração capaz de gerar os mesmos valores de temperaturas nos compartimentos a serem refrigerados durante o ensaio de carga, prejudicando também o ensaio de descarga.

Os coeficientes de desempenho dos sistemas, calculados pelas técnicas relativas às perdas térmicas teóricas e experimentais, resultaram grande diferença quando comparados, devido às técnicas utilizadas apresentarem estimativas do fluxo de calor através das paredes dos refrigeradores. Os coeficientes de desempenho dos sistemas, calculados a partir das perdas térmicas experimentais apresentaram baixos valores, pois ao utilizar apenas um termopar no ar dos compartimentos a serem refrigerados, o mesmo não capta o calor que aquece as paredes e também os evaporadores que estão distribuídos no interior das paredes dos compartimentos, apresentando assim baixos valores do *COPS*_{Pe}.

5.2 - ANÁLISE ENERGÉTICA DO SISTEMA ACOPLADO ARMAZENADOR TÉRMICO E REFRIGERADOR MODIFICADO

5.2.1 - Ensaio da dinâmica de carga térmica do armazenador durante um período de 24 horas

A Figura 5.19 ilustra o comportamento dos perfis de temperaturas do refrigerador modificado, durante o período de carga térmica do armazenador. Os perfis de temperaturas ambiente, da entrada e saída do condensador e do ar para cada compartimento do refrigerador, foram obtidos a partir de um ensaio de 24 horas.



Figura 5.19 – Comportamento dos perfis de temperaturas do refrigerador modificado em função do tempo para o ensaio de carga térmica do armazenador, durante um período de 24 horas (horário de início do ensaio -10:00 horas)

Ao observar a Figura 5.2, já apresentada anteriormente, nota-se o mesmo comportamento dos perfis de temperaturas da Figura 5.19, porém em ensaios realizados em períodos diferentes.

A Figura 5.19 apresenta uma variação de temperatura entre a entrada e a saída do condensador de aproximadamente 39°C. Dessa forma, ao utilizar-se água para condensar o fluido refrigerante no condensador modificado, a energia térmica absorvida pela água é estocada no armazenador pelo princípio do termosifão. Na Figura 5.20, apresenta-se a evolução da temperatura em função do tempo, durante o ensaio de 24 horas.



Figura 5.20 – Evolução dos perfis de temperaturas em função do tempo no interior do armazenador térmico de acordo com a posição dos termopares, a cada 30 minutos, durante um período de 24 horas (horário de início do ensaio - 10:00 horas)

Na Figura 5.20, apresenta-se apenas a evolução dos perfis de temperaturas para os termopares ímpares contidos no interior do

armazenador térmico, resultando assim em uma visualização mais nítida dos perfis de temperaturas. De acordo com a posição dos termopares observase os gradientes dos perfis de temperaturas em função da altura dos mesmos, apresentando maiores níveis de energia, para os termopares localizados na região do topo do armazenador, e menores níveis energias, para os localizado próximos da região da base.

Após 18 horas do início do ensaio, nota-se que os quatro últimos termopares apresentam praticamente à mesma evolução de temperatura, pois nesta região próxima da base, parte da energia armazenada na região do topo do tanque é desviada, pelo mecanismo da condução de calor, para a região fria no fundo do tanque via isolamento térmico (curto circuito térmico) e pelo próprio fluído e parte perdida para o ambiente, por convecção.

A Figura 5.21 mostra o comportamento dos perfis de temperaturas em função da posição dos termopares distribuídos ao longo da altura do tanque, para cada hora do ensaio.

Com base na Figura 5.21, observa-se à curva inicial para t = 0 hora, que indica o perfil de temperaturas para o instante inicial em que toda a água do armazenador apresenta temperatura aproximadamente constante e menor que a temperatura ambiente. Com a evolução do tempo, observa-se o comportamento dinâmico das termoclinas, através do efeito da estratificação térmica, até atingir seu pleno carregamento. Em aproximadamente 17 horas após o início do ensaio, o armazenador térmico contendo água, apresentase completamente carregado, porém a variação da temperatura entre a base e o topo é de aproximadamente 5ºC, devido às perdas por condução e convecção entre a água e o ambiente, respectivamente.



Figura 5.21 - Comportamento dos perfis de temperaturas em função da posição dos termopares distribuídos ao longo da altura do tanque, para cada hora do ensaio, durante um período de 24 horas (horário de início do ensaio - 10:00 horas)

Para armazenar essa energia no interior do tanque através da água, o compressor do sistema de refrigeração tem que consumir uma determinada quantidade de energia elétrica. Dessa forma, a Figura 5.22 ilustra o comportamento da energia consumida pelo compressor (E_{el}) e armazenada no armazenador (Q_h), a cada 30 minutos, durante o período do ensaio.



Figura 5.22 – Taxa de variação de energia elétrica consumida pelo compressor (E_{el}) e energia térmica armazenada (Q_h), a cada 30 minutos, durante um período de 24 horas

A energia elétrica consumida pelo compressor do refrigerador modificado apresenta um comportamento praticamente uniforme, enquanto que a energia térmica armazenada no tanque aumenta significamente no início do ensaio e posteriormente decresce em função do tempo. Isso ocorre devido à água armazenada estar à temperatura próxima do ambiente e ao ligar o refrigerador modificado a temperatura se eleva, apresentando elevados picos de energia no início do ensaio. Com o decorrer do experimento a temperatura da água, já pré-aquecida, não apresenta elevadas variações de temperatura, assim decrescendo cada vez mais até atingir sua estabilidade térmica. Esta estabilidade ocorre quando todo o sistema entra em regime, resultando na capacidade térmica máxima de absorção térmica da água, em calor específico sensível, no interior do armazenador térmico. A Figura 5.23 mostra as energias térmica e elétrica acumuladas, em função do tempo.



Figura 5.23 – Energia elétrica consumida pelo compressor (E_{el}) e energia térmica armazenada (Q_h), acumuladas, durante um período de 24 horas

Ao observar a Figura 5.23, nota-se que o aumento da energia elétrica, consumida pelo compressor, é maior quando comparada com a energia armazenada no armazenador térmico. Após 14 horas de ensaio, a energia térmica armazenada no tanque apresenta um comportamento crescente e uniforme, com o decorrer do tempo.

Com os dados obtidos da Figura 5.23, calcula-se o coeficiente de desempenho do sistema de aquecimento térmico acumulado ($COPS_A$) apresentando sua respectiva incerteza, utilizando a quantidade de calor armazenado no tanque e a energia elétrica consumida pelo compressor do refrigerador modificado, conforme ilustrado na Tabela 5.5.

Tabela 5.5 – Energia consumida e armazenada utilizada para o cálculo do coeficiente de desempenho do sistema de aquecimento térmico acumulado

 $(COPS_A)$

Sistema de aquecimento	Carga	—
Quantidade de calor armazenado [J]	4506027,93	
Energia elétrica consumida [J]	9970312,50	
COPSA	0,45±0,02	

5.2.2 - Ensaio da dinâmica de carga térmica do armazenador durante um período de 7 dias

De forma análoga às figuras apresentadas no item 5.2.1, as figuras mostradas neste item são obtidas a partir de um ensaio de longa duração com objetivo de analisar o comportamento dos perfis de temperaturas do sistema, bem como a quantidade de energia consumida e armazenada no interior do armazenador térmico, durante um período de 7 dias.

A Figura 5.24 apresenta os perfis das temperaturas do refrigerador modificado durante um período de 168 horas, ou seja, 7 dias de pleno funcionamento.

Pode-se observar, na Figura 5.24, constantes oscilações periódicas da temperatura ambiente durante o ensaio. Essas oscilações ocorrem devido às variações de temperatura durante o período de um dia, ou seja, todos os picos correspondem à temperatura máxima atingida durante o dia, que ocorre por volta das 14h30min, e todos os vales correspondem à temperatura mínima atingida que ocorre aproximadamente às 7:30 da manhã. Deve-se salientar que as tomadas das temperaturas ambiente, obtida durante o ensaio, localiza-se no interior do laboratório.



Figura 5.24 - Comportamento dos perfis de temperaturas em função do tempo para o ensaio de carga do armazenador térmico, durante um período de 7 dias (horário de início do ensaio - 10:00 horas)

Nota-se também que as oscilações da temperatura ambiente afetam todos os perfis de temperatura das demais localidades do refrigerador modificado, porém no compartimento do congelador, a influência dessa variação apresenta-se de forma mais suave, devido à espessura do isolante térmico ser maior, quando comparado com o isolante do compartimento refrigerado.

De forma análoga, a Figura 5.25, ilustra as mesmas oscilações periódicas no interior do armazenador térmico devido às variações da temperatura ambiente com o decorrer do ensaio. Assim, apresentado sete picos/vales correspondente aos 7 dias de ensaio.



Figura 5.25 - Evolução dos perfis de temperaturas em função do tempo no interior do armazenador térmico de acordo com a posição dos termopares, a cada 30 minutos, durante um período de 7 dias (horário de início do ensaio -10:00 horas)

A Figura 5.26 apresenta o mesmo comportamento das temperaturas em função da posição dos termopares distribuídos ao longo da altura do tanque, com aquisição de dados a cada 30 minutos. Observa-se também, a semelhança do comportamento das termoclinas quando comparado com as curvas obtidas na Figura 5.21.

Observa-se, na Figura 5.26, que após 168 horas de ensaio a temperatura máxima atingida no interior do armazenador térmico atinge aproximadamente 43,3°C, no topo do tanque, enquanto que em sua base, atinge 38,4°C. Portanto, nota-se que independente do tempo de funcionamento do sistema, a diferença de temperatura entre o topo e a base do armazenador térmico, apresenta-se com uma diferença de temperatura de aproximadamente 5°C, conforme já comentado anteriormente a partir da Figura 5.21.



Figura 5.26 - Comportamento dos perfis das temperaturas em função da posição dos termopares distribuídos ao longo da altura do tanque, a cada 30 minutos, durante um período de 7 dias (horário de início do ensaio - 10:00 horas)

A Figura 5.27 mostra o comportamento energia térmica armazenada no armazenador (Q_h) e a energia elétrica consumida pelo compressor (E_{el}) em função do tempo decorrido de ensaio, também apresentando picos de energia armazenada a cada 30 minutos, devido às oscilações periódicas da temperatura ambiente.

A partir da Figura 5.27, calcula-se a energia acumulada, durante todo o período do ensaio, tanto para a energia elétrica consumida (E_{el}), quanto para a energia armazenada no interior do tanque (Q_h), conforme observado na Figura 5.28.



Figura 5.27 – Taxa de variação de energia elétrica consumida pelo compressor (E_{el}) e energia térmica armazenada (Q_h), a cada 30 minutos, durante um período de 7 dias



Figura 5.28 – Energia elétrica consumida pelo compressor (E_{el}) e energia térmica armazenada (Q_h), acumuladas, durante um período de 7dias

De acordo com as Figuras 5.23 e 5.28, observou-se que inicialmente a energia armazenada no interior do tanque acompanha o perfil da energia elétrica consumida pelo compressor. Este fato é explicado, pois inicialmente os compartimentos a serem refrigerados, iniciam-se a temperatura ambiente a qual produz um aumento da variação de pressão do sistema de refrigeração (entre a entrada e saída do compressor), não apenas oriunda do próprio trabalho do compressor, mas também da energia térmica retirada dos compartimentos, inicialmente a temperatura ambiente. Portanto, com a evolução do ensaio, o sistema de refrigeração entra em regime térmico, apresentando baixos valores de temperaturas nos compartimentos. Dessa forma, a variação da pressão do sistema de refrigeração diminui, devido à parcela de energia térmica não cedida ao fluido refrigerante, nos evaporadores, e assim diminuindo cada vez mais a energia térmica armazenada (Q_h) do perfil de energia elétrica consumida (E_{el}).

Ao analisar a Figura 5.28, observa-se também o crescimento acentuado da energia elétrica consumida pelo compressor quando comparada com o crescimento da energia armazenada, em função do tempo, para um período de 7 dias. Assim, calcula-se o coeficiente de desempenho do sistema de aquecimento térmico acumulado ($COPS_A$), conforme ilustrado na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Energia consumida e armazenada utilizada para o cálculo do coeficiente de desempenho do sistema de aquecimento térmico acumulado

Sistema de aquecimento	Carga	
Quantidade de calor armazenado [J]	15894906,78	
Energia elétrica consumida [J]	72140625,00	
COPSA	0,22	

 $(COPS_A)$

De acordo com a Figura 5.23, apresentada no item 5.2.1, calcula-se o coeficiente de desempenho do sistema de aquecimento térmico acumulado ($COPS_A$), durante um período de 24h. Dessa forma, ao analisar a Figura 5.28, nota-se que a energia elétrica consumida é maior do que a armazenada, assim obtendo um $COPS_A$ muito menor quando comparado com o coeficiente de desempenho também acumulado, apresentado no ensaio de 24h.

Na Figura 5.29 apresenta-se a variação do coeficiente de desempenho do sistema de aquecimento térmico acumulado ($COPS_A$), em função do tempo, para um período de 7 dias.



Figura 5.29 – Variação instantânea do *COPS*_A em função do tempo, durante o ensaio de 7 dias

Portando, a partir da Figura 5.29, pode-se concluir que para cada instante de tempo, obtêm-se valores de $COPS_A$ diferentes, variando de acordo com o tempo de realização dos ensaios.

Capítulo 6

Conclusões e extensões futuras

No presente trabalho verificou-se o Coeficiente de Desempenho de dois refrigeradores, convencional e modificado, através de uma análise de caráter experimental, apresentando-se estimativas da quantidade de calor retirado dos compartimentos refrigerados ou armazenado no tanque acoplado ao refrigerador modificado.

Apresentou-se o Coeficiente de Desempenho do Sistema acumulado $(COPS_A)$, relativo ao sistema geral, armazenador térmico e refrigerador modificado. Foi feita também, uma análise do comportamento das isoclinas no interior do armazenador térmico, através da técnica da estratificação térmica utilizando o refrigerador com condensador modificado.

Com base nos resultados experimentais obtidos, conclui-se que:

Os coeficientes de desempenho dos sistemas, calculados pelas técnicas relativas às perdas térmicas teóricas e experimentais, resultaram grande diferença quando comparados, devido às técnicas utilizadas apresentarem estimativas do fluxo de calor através das paredes dos refrigeradores.

- A partir dos testes de carga térmica realizados com os referidos refrigeradores, conclui-se que o trocador de calor do refrigerador modificado apresentou maior eficiência, ao se utilizar água para condensar o fluido refrigerante do sistema de refrigeração, quando comparado com o condensador do refrigerador convencional, diminuindo assim o consumo de energia elétrica, com a troca do compressor atual por outro de menor consumo de potência.
- O refrigerador contendo o condensador modificado não emite calor para o ambiente e para a parede do fundo dos compartimentos a serem refrigerados. Dessa forma, ao utilizar o trocador de calor modificado, a temperatura ambiente, onde o mesmo se encontra, não sofre alterações, gerando assim maior conforto térmico aos usuários além de produzir água quente para uso doméstico.
- Observa-se também, uma pequena influência do calor rejeitado pelo condensador aletado para a parede do fundo dos compartimentos do refrigerador convencional, o qual pode prejudicar o rendimento térmico do sistema de refrigeração, uma vez que, o mesmo aumenta o fluxo de calor para o interior do refrigerador, consumindo maior energia elétrica.
- Observou-se a influência das oscilações periódicas da temperatura ambiente nas temperaturas das paredes internas de ambos refrigeradores. Estas variações ocorrem devido à área de contato com o meio externo do compartimento refrigerado, ser significativamente maior do que a área do compartimento do congelador e possuir uma espessura de parede mais fina, quando comparado com a do congelador.

- O comportamento dinâmico das isoclinas, através do efeito da estratificação térmica e a evolução das temperaturas em função do tempo, durante todo o ensaio, no interior do armazenador térmico são variáveis imprescindíveis para as análises comparativas dos refrigeradores.
- Conclui-se que, mesmo o compressor trabalhando de forma ininterrupta, esse pode retirar maior ou menor quantidade de energia dos compartimentos refrigerados, variando de acordo com carga térmica contida no seu interior.

Tendo em vista alguns aspectos a serem modificado para futuros trabalhos, foram identificados os seguintes itens:

- Utilização de refrigeradores apresentando, não só o volume dos compartimentos iguais, mas também compressores com a mesma capacidade de refrigeração e potência consumida.
- Testes com outros materiais isolantes e suas espessuras para a região externa do armazenador térmico, diminuindo assim a influência das oscilações da temperatura ambiente.
- Realização de ensaios simultâneos tanto para o refrigerador convencional quanto para o modificado, evitando a influência da variação da temperatura ambiente nos resultados.
- Realização de testes com compressor de potência variável de acordo com a necessidade de refrigeração.
- Variação da altura de entrada de água quente com relação ao refrigerador modificado, verificando os efeitos causados no interior do armazenador térmico.

Referências bibliográficas

AGHBALOU, F.; BADIA, F.; ILLA, J. Exergetic optimization of solar collector and thermal energy storage system. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, p. 1255-1263, 2006.

ALIZADEH, S. An experimental end numerical study of thermal stratification in a horizontal cylindrical solar storage tank. **Solar Energy**, v. 66, n. 6, p. 409-421, 1999.

ALTUNTOP, N.; ARSLAN, M.; OZCEYHAN, V.; KANOGLU, M. Effect of obstacles on thermal stratification in hot water storage tanks. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, p. 2285-2298, 2005.

AMARAL FILHO, P. H. F. Aproveitamento do Rejeito Térmico de Condensadores em Sistemas de Refrigeração. 2005. 112 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2005.

BANSAL, P. K.; CHIN, T. C. Design and modelling of hot-wall condensers in domestic refrigerators. **Applied Thermal Engineering**, v.22, p. 1601-1617, 2002.

BANSAL, P. K.; CHIN, T. C. Modelling and optimisation of wire-and-tube condenser. International Journal of Refrigeration, v. 26, p. 601-613, 2003.

BLAY, D. Behaviour of stratified sensible heat storage during relaxation phases. **Proceedings of the Solar World Forum**. Brington, UK, Aug. 23 to 28, p. 312, 1980.

CABELLI, A. Storage tanks – A numerical experiment. **Solar Energy**, v. 19, p. 45-54, 1977.

CHEN, Z.; QI, X.; CHENG, W.; HU, P. A theoretical study of new-style cool storage air-conditioning systems with right-temperature water. **Energy and Buildings**, v. 38, p. 90-98, 2006.

CRUZ, C. H. B.; FRAGNITO, H. L. Guia para física experimental. Campinas: Editora da Unicamp, 1997.

FERNÁNDEZ-SEARA, J.; UHÍA, F. J.; SIERES, J. Experimental analysis of a domestic eletric hot water storage tank. Part I: Static mode of operation. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, p. 129-136, 2007a.

FERNÁNDEZ-SEARA, J.; UHÍA, F. J.; SIERES, J. Experimental analysis of a domestic eletric hot water storage tank. Part II: Dynamic mode of operation. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, p. 137-144, 2007b.

GROSS, R. J. Thermocline thermal energy storage. **Proceedings of the** Lincfocus Solar Thermal Energy Technology Development: a seminar for industry. Albuquerque, New Mexico, Sep 9 to 11, p. 205-212, 1980.

GUO, K. L.; WU, S. T. Numerical study of flow and temperature stratifications in a liquid thermal storage tank. **Journal of Solar Energy Engineering**, v. 107, p. 15-20, 1985.

HOLMAN, J. P. Experimental Methods For Engineers. New York: McGraw-Hill, 2001.

HUSSEIN, H. M. S. Optimization of a natural circulation two phase closed thermosyphon flat plate solar water heater. **Energy Conversion and Management**, v. 44, p. 2341-2352, 2003.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. Fundamentos de transferência de calor e massa. Rio de Janeiro: Editora Livros Técnicos e Científicos S.A., 2003.

ISMAIL, K. A. R.; LEAL, J. F. B.; ZANARDI, M. A., Models of liquid storage tanks. **Energy**, v. 22, n. 8, p. 805-815, 1997.

JIANG, H.; JIANG, Y.; WANG, Y.; MA. Z.; YAO, Y. An experimentalstudy on a modified air conditioner with a domestic hot water supply. **Energy**, v. 31, p. 1789-1803, 2006.

JORDAN, U.; FURBO, S. Thermal stratification in small domestic storage tanks caused by draw-offs. **Solar Energy**, v. 78, p. 291-300, 2005.

KANDARI, A. M. Thermal stratification in hot storage-tanks. **Applied Energy**, v. 35, p. 299-315, 1990.

KALOGIROU, S. A.; PAPAMARCOU, C. Modelling of a thermosyphon solar water heating system and simple model validation. **Renewable Energy**, v. 21, p. 471-493, 2000.

KARA, Y. A.; ARSLANTURK, C. Modeling of central domestic water heater for buildings. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, p. 269-279, 2003.

KESTIN, J., WHITELAW, J. H. "Sixth International Conference on the Properties of Steam – Transport Properties of Water Substance", Transactions of ASME – Journal of Engineering for Power, v. 88, p. 82-104, 1966.

LAVAN, Z.; THOMPSON, J. Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks. **Solar Energy**, New York, v. 19, p. 519-524, 1976.

LEE, T. H.; YUN J. Y.; LEE, J. S.; PARK, J. J.; LEE, K. S. Determination of airside heat transfer coefficient on wire-on-rube type heat exchanger. **Int.** Journal of Heat and Mass Transfer, v. 44, p. 1767-1776, 2001.

MOHAMAD, A. A. Integrated solar collector-storage tank system with thermal diode. **Solar Energy**, v. 61, p. 211-218, 1997.

PADILHA, A. Estocagem por estratificação térmica de líquido em reservatório. I Congresso Latino Americano de Transferência de Calor e Massa. Argentina, v. 2, p. 934-949, 1982.

PADILHA, A. Estocagem por estratificação térmica de líquido em reservatório. 1983. 127 f. Dissertação (Mestrado em Ciências) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro 1983.

QUADIR, G. A.; KRISHNAM, G. M.; SEETHARAMU, K. N. Modeling of wireon-tube heat exchangers using finite element method. **Finite Elements in Analysis and Design**, v. 38, p. 417-434, 2002.

SANDERSON, T. M.; CUNNINGHAN, G. T. Packed bed thermal storage systems. **Applied Energy**, v. 51, p. 51-67, 1995.

SATEIKIS, I. Determination of the amount of thermal energy in the tank of buildings heating systems. **Energy and Buildings**, v. 34, p. 357-361, 2002.

SEZAI, I.; ALDABBAGH, L. B. Y.; ATIKOL, U.; HACISEVKI, H. Performance improvement by using dual heaters in a storage-type domestic electric water-heater. **Applied Energy**, v. 81, p. 291-305, 2005.

SHAH, L. J.; ANDERSEN, E.; FURBO, S. Theoretical and experimental investigations of inlets stratifiers for solar storage tanks. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, p. 2086-2099, 2005.

SHAH, L. J.; FURBO, S. Entrance effects in solar storage tanks. **Solar Energy**, in press, 2003.

SHIN, M. S.; KIM, H. S.; JANG, D. S.; LEE, S. N.; LEE, Y. S.; YOON, H. G. Numerical and experimental study on the design of a stratified thermal storage system. **Applied Thermal Engineering**, v.24, p. 17-27, 2004.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado.** São Paulo: Editora McGraw-Hill do Brasil Ltda, 1985.

TRILLAT-BERDAL, V.; SOUYRE, B.; FRAISSE, G. Experimental study of a ground-coupled heat pump combined with thermal solar collectors. **Energy and Buildings**, v. 38, p.1477-1484, 2006.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. Fundamentos da termodinâmica. São Paulo: Editora Edgarg Blücher Ltda, 2003.

YOO, H.; PAK, E. Theoretical model of the charging process for stratified thermal storage tanks. **Solar Energy**, v. 51, p. 513-519, 1993.

ZURIGAT, Y. H.; GHAJAR, A. J.; MORETTI, P. M. Stratified thermal storage tank inlet mixing characterization. **Applied Energy**, v. 30, p. 99-111, 1988.

Anexo I

Curva de calibração dos termopares

As figuras e as tabelas apresentadas a seguir representam as curvas de calibração dos termopares utilizados para instrumentar o experimento em questão, onde T_{ter} representa a leitura da temperatura a partir do termômetro e T_{i} , onde $1 \le i \le 36$, representa os valores de temperatura, visualizada a partir do registrador gráfico, dos termopares a serem calibrados.

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₁	30,2	35,4	40,4	45,4	50,3	55,3	60,3	65,4	70,3	75,2	80,0	85,0	89,9	95,0

Tabela I.1 – Dados experimentais para a calibração do termopar $n^{\varrho}1$



Figura I.1 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº1

Tabela I.2 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº2

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₂	30,5	35,6	40,5	45,3	50,2	55,0	59,9	64,8	69,8	74,7	79,7	84,3	89,3	94,0



Figura I.2 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº2

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
<i>T</i> ₃	31,2	36,3	41,4	46,4	51,2	56,2	61,1	65,9	70,9	75,7	80,7	85,7	90,7	95,7

Tabela I.3 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº3



Figura I.3 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº3

Tabela I.4 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº4

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T 4	31,0	36,0	41,1	46,0	51,0	55,8	60,6	65,4	70,3	75,1	80,0	84,9	89,7	94,7



Figura I.4 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº4

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₅	29,8	35,1	40,1	45,2	50,0	55,1	60,1	65,0	69,8	74,7	79,8	84,7	89,7	95,6

Tabela I.5 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº5



Figura I.5 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº5

Tabela I.6 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº6

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T 6	28,4	33,4	38,5	43,6	48,8	53,8	58,5	63,6	68,7	73,6	78,5	83,7	88,7	93,8



Figura I.6 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº6

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0
T ₇	30,6	35,6	40,6	45,6	50,4	55,3	60,1	65,0	70,0	74,8	79,5	84,6	89,4

Tabela I.7 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº7



Figura I.7 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº7

Tabela I.8 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº8

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T 8	30,1	35,1	40,1	45,1	49,9	54,9	59,6	64,6	69,6	74,1	79,1	84,0	88,9	93,7



Figura I.8 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº8

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T _g	31,3	36,2	41,0	46,2	50,8	55,8	60,6	65,5	70,4	75,3	79,9	84,8	89,8	94,7

Tabela I.9 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº9



Figura I.9 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº9

Tabela I.10 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº10

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₁₀	30,0	35,1	40,0	44,9	49,8	54,6	59,5	64,5	69,5	74,3	79,0	83,8	88,8	93,8



Figura I.10 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº10

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₁₁	30,1	35,1	40,1	45,0	49,9	54,8	59,7	64,6	69,4	74,2	78,9	83,9	88,9	93,8

Tabela I.11 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº11



Figura I.11 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº11

Tabela I.12 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº12

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₁₂	30,8	35,9	40,8	45,8	50,9	55,8	60,8	65,7	70,5	75,4	80,3	85,2	90,1	95,0



Figura I.12 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº12

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₁₃	29,9	35,1	40,2	45,1	50,0	55,0	59,9	64,7	69,8	74,7	79,5	84,5	89,5	94,5

Tabela I.13 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº13



Figura I.13 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº13

Tabela I.14 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº14

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₁₄	30,0	35,3	40,1	45,1	50,0	54,9	59,8	64,7	69,7	74,7	79,7	84,5	89,4	94,5



Figura I.14 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº14

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₁₅	29,9	35,0	40,0	44,9	50,0	54,9	59,8	64,7	69,5	74,5	79,6	84,4	89,4	94,3

Tabela I.15 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº15



Figura I.15 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº15

Tabela I.16 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº16

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₁₆	30,4	35,4	40,4	45,4	50,3	55,3	60,1	65,1	70,0	74,9	79,9	84,8	89,8	94,8



Figura I.16 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº16

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₁₇	29,5	34,5	39,5	44,3	49,2	54,1	59,0	63,8	68,7	73,6	78,5	83,4	88,3	93,2

Tabela I.17 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº17



Figura I.17 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº17

Tabela I.18 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº18

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T 18	29,6	34,6	39,6	44,5	49,5	54,3	59,1	63,9	68,9	73,7	78,4	83,5	88,4	93,4



Figura I.18 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº18

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₁₉	29,7	34,9	39,9	44,7	49,6	54,5	59,4	64,2	69,1	74,1	78,9	83,8	88,7	93,7

Tabela I.19 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº19



Figura I.19 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº19

Tabela I.20 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº20

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₂₀	30,0	35,0	40,1	45,0	49,9	54,8	59,7	64,6	69,4	74,4	79,2	84,1	88,9	93,9



Figura I.20 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº20
T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₂₁	29,5	34,5	39,5	44,4	49,4	54,3	59,4	64,2	69,1	74,0	79,0	83,9	89,0	93,9

Tabela I.21 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº21



Figura I.21 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº21

Tabela I.22 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº22

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₂₂	29,3	34,4	39,3	44,3	49,2	54,3	59,2	64,2	69,3	73,9	79,0	83,8	89,0	94,0



Figura I.22 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº22

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₂₃	29,3	34,3	39,3	44,4	49,1	54,1	59,1	64,1	69,0	73,9	78,8	83,8	88,8	93,8

Tabela I.23 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº23



Figura I.23 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº23

Tabela I.24 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº24

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₂₄	29,8	34,9	39,9	44,8	49,9	54,8	59,8	64,6	69,4	74,4	79,4	84,3	89,3	94,3



Figura I.24 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº24

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₂₅	29,7	34,8	39,8	44,6	49,5	54,4	59,4	64,1	69,1	73,8	78,8	83,6	88,5	93,5

Tabela I.25 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº25



Figura I.25 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº25

Tabela I.26 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº26

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T 26	30,2	35,4	40,2	45,2	50,0	55,0	59,9	64,8	69,5	74,5	79,4	84,2	89,1	94,0



Figura I.26 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº26

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₂₇	30,0	35,0	39,9	44,8	49,7	54,6	59,4	64,3	69,2	73,9	78,9	83,7	88,8	93,7

Tabela I.27 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº27



Figura I.27 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº27

Tabela I.28 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº28

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₂₈	29,3	34,2	39,4	44,3	49,4	54,2	59,2	63,9	68,8	73,8	78,7	83,7	88,6	93,7



Figura I.28 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº28

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₂₉	29,8	34,9	39,9	45,0	49,8	54,8	59,7	64,5	69,5	74,4	79,4	84,4	89,4	94,3

Tabela I.29 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº29



Figura I.29 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº29

Tabela I.30 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº30

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₃₀	29,8	35,0	40,0	45,1	49,9	54,9	59,9	64,8	69,7	74,6	79,5	84,4	89,4	94,4



Figura I.30 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº30

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₃₁	29,7	34,7	39,8	44,7	49,7	54,6	59,6	64,4	69,4	74,3	79,2	84,2	89,2	94,2

Tabela I.31 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº31



Figura I.31 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº31

Tabela I.32 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº32

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₃₂	29,8	35,0	40,0	44,9	49,8	54,8	59,8	64,7	69,6	74,5	79,5	84,4	89,4	94,4



Figura I.32 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº32

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₃₃	28,9	34,0	38,9	43,9	48,8	53,7	58,5	63,4	68,3	73,1	78,1	82,9	87,8	92,7

Tabela I.33 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº33



Figura I.33 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº33

Tabela I.34 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº34

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T ₃₄	31,3	36,2	41,2	45,9	50,8	55,6	60,5	65,4	70,2	75,0	79,9	84,7	89,8	94,6



Figura I.34 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº34

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T 35	28,5	33,4	38,5	43,4	48,4	53,2	58,2	63,0	67,9	72,7	77,6	82,5	87,5	92,4

Tabela I.35 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº35



Figura I.35 – Curva de calibração do termopar situado na porta nº35

Tabela I.36 – Dados experimentais para a calibração do termopar nº36

T _{ter}	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0	60,0	65,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0
T 36	30,2	35,1	40,1	45,0	49,9	54,7	59,7	64,4	69,3	74,0	79,0	83,8	88,8	93,7



Figura I.36 - Curva de calibração do termopar situado na porta nº36

Anexo II

Métodos numéricos de integração

Os itens a seguir apresentam os métodos utilizados para o cálculo da taxa de transferência total de calor através da aproximação de polinômios interpoladores.

i) Regra do trapézio:



Figura II.1 – Gráfico ilustrativo para aplicação da Regra do Trapézio

A Regra do trapézio na sua forma simples pode ser expressa como:

$$T(f) = \frac{f(a) + f(b)}{2} \cdot (b - a)$$
(II.1)

ii) Regra de Simpson:



Figura II.2 – Gráfico ilustrativo para aplicação da Regra de Simpson

A Regra do trapézio na sua forma simples pode ser expressa como:

$$S(f) = \frac{(f(a) + 4f(c) + f(b))}{6} \cdot (b - a)$$
(II.2)

A regra de Simpson necessita de número de pontos múltiplos de três. Dessa forma, para utilizar somente pontos conhecidos, elabora-se uma rotina dependente da variação de número de pontos.

Anexo III

Análise de propagação de erros

Para a análise de propagação de erros referentes aos cálculos dos *COPS*, utiliza-se, como exemplo, o Coeficiente de Desempenho do armazenador térmico e refrigerador modificado (*COPS_A*), com o objetivo de explicitar os valores calculados com suas respectivas incertezas e verificar se a precisão dos equipamentos utilizados atendem os requisitos para as elaborações dos ensaios.

Conforme já apresentado anteriormente, para obter a quantidade de calor armazenado em cada camada de fluido do reservatório, para um determinado intervalo de tempo, utilizou-se a seguinte equação:

$$Q_n = \left[m_{\acute{a}gua} \cdot C p_{\acute{a}gua} \cdot (T m_{t_1} - T m_{t_o}) \right]_{Cn}$$
(III.1)

Devido a massa de água ser calculada utilizando-se a densidade e volume de cada camada de água entre os termopares,ou seja:

$$Q_n = \left[\rho_{água} \cdot V \cdot C p_{água} \cdot (Tm_{t_1} - Tm_{t_o}) \right]_{Cn}$$
(III.2)

Para estimar a incerteza presente na Equação (III.2), basta obter as incertezas de cada uma das variáveis de Q_n , iniciando-se como exemplo a variável densidade. Dessa forma, para o cálculo da densidade da água (ρ_{agua}) utilizou-se a temperatura média entre cada instante para cada camada de fluido a partir da equação apresentada por Kestin e Whitelaw (1966):

$$\rho_{água}(T_m) = -342,584 + 164,103 \cdot (T_m)^{0.5} - 5,01225 \cdot (T_m)$$
(III.3)

Para estimar a incerteza presente na Equação (III.3), basta utilizar a metodologia aplicada por Holman (2001), o qual calcula-se um valor RMS para essas incertezas, expressa da seguinte forma:

$$\delta R_{R} = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_{1}} \cdot \delta x_{1}\right)^{2} + \left(\frac{\partial R}{\partial x_{2}} \cdot \delta x_{2}\right)^{2} + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_{n}} \cdot \delta x_{n}\right)^{2}}$$
(III.4)

sendo: $R = R(x_1, x_2, ..., x_n)$

De acordo com a Equação (III.3), pode-se observar que a mesma só é dependente de T_m apresentando apenas uma derivada. Dessa forma, pode-se estimar a incerteza presente na equação da densidade a partir da seguinte equação:

$$\delta \rho_{R} = \sqrt{\left(\frac{\partial \rho}{\partial T_{m}} \cdot \delta T_{m}\right)^{2}}$$
(III.5)

onde: $\delta T_m = 0.26$ [°C], conforme ilustrado no Item 4.5.1 do presente trabalho.

De forma análoga, o mesmo procedimento é utilizado para estimar a incerteza do Cp_{agua} , apresentando as seguintes equações:

$$Cp_{água}(T_m) = 3,805070 \cdot 10^6 - 1,028080 \cdot 10^6 \cdot (T_m)^{0.5} + 1,1116 \cdot 10^5 \cdot (T_m) - 6005,26 \cdot (T_m)^{1.5} + 162,081 \cdot (T_m)^2 - 1.7482 \cdot (T_m)^{2.5} \quad (III.6)$$

Como Cp_{agua} só é dependente de T_m , tem-se:

$$\delta C p_R = \sqrt{\left(\frac{\partial C p}{\partial T_m} \cdot \delta T_m\right)^2} \tag{III.7}$$

Para a determinação da incerteza apresentada pelo volume da camada de água, utiliza-se a seguinte equação:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h \tag{III.8}$$

Como V é dependente de D e h, tem-se que:

$$\delta V_{R} = \sqrt{\left(\frac{\partial V}{\partial D} \cdot \delta D\right)^{2} + \left(\frac{\partial V}{\partial h} \cdot \delta h\right)^{2}}$$
(III.9)

onde: $\delta D = 0.5$ [mm] e $\delta h = 0.5$ [mm], são as incertezas da escala métrica.

Portanto, pode-se dizer que a incerteza de Q_n é apresentada por:

$$\delta Q_n = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_n}{\partial \rho} \cdot \delta \rho\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_n}{\partial V} \cdot \delta V\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_n}{\partial Cp} \cdot \delta Cp\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_n}{\partial T_m} \cdot \delta T_m\right)} \quad (\text{III.10})$$

Como a posição de cada camada de fluido (*Cn*) varia de $1 \le n \le 30$, pois existem 31 termopares localizados no interior da sonda, pode-se assim obter a quantidade de calor total armazenado no reservatório térmico nos instantes t_0 e t_1 , expressa da seguinte forma:

$$Q_{T} = \sum_{n=1}^{30} \left[m_{água} \cdot Cp_{água} \cdot (Tm_{t_{1}} - Tm_{t_{o}}) \right]_{Cn}$$
(III.11)

Assim a incerteza pode ser estimada da seguinte forma:

$$\delta Q_T = \sqrt{\sum_{n=1}^{30} \left(\delta Q_{Cn} \right)^2}$$
(III.12)

Generalizando para todos os instantes de tempo, tem-se que:

$$\delta Q_{H} = \sqrt{\sum_{i=1}^{nd} \sum_{n=1}^{30} (\delta Q_{Cn})^{2}}$$
(III.13)

onde, *nd* representa o número de instantes de tempo imposto no sistema de aquisição de dados.

Após estimar δQ_H , pode-se então determinar a incerteza do Coeficiente de Desempenho do sistema de armazenamento térmico (*COPS_A*), utilizando a incerteza apresentada no manual, referente ao registrador eletrônico de sistemas elétricos, assim:

$$\delta COPS_{A} = \sqrt{\left(\frac{\partial COPS_{A}}{\partial Q_{H}} \cdot \delta Q_{H}\right)^{2} + \left(\frac{\partial COPS_{A}}{\partial W} \cdot \delta W\right)^{2}}$$
(III.14)

Livros Grátis

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

Milhares de Livros para Download:

Baixar livros de Administração Baixar livros de Agronomia Baixar livros de Arquitetura Baixar livros de Artes Baixar livros de Astronomia Baixar livros de Biologia Geral Baixar livros de Ciência da Computação Baixar livros de Ciência da Informação Baixar livros de Ciência Política Baixar livros de Ciências da Saúde Baixar livros de Comunicação Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE Baixar livros de Defesa civil Baixar livros de Direito Baixar livros de Direitos humanos Baixar livros de Economia Baixar livros de Economia Doméstica Baixar livros de Educação Baixar livros de Educação - Trânsito Baixar livros de Educação Física Baixar livros de Engenharia Aeroespacial Baixar livros de Farmácia Baixar livros de Filosofia Baixar livros de Física Baixar livros de Geociências Baixar livros de Geografia Baixar livros de História Baixar livros de Línguas

Baixar livros de Literatura Baixar livros de Literatura de Cordel Baixar livros de Literatura Infantil Baixar livros de Matemática Baixar livros de Medicina Baixar livros de Medicina Veterinária Baixar livros de Meio Ambiente Baixar livros de Meteorologia Baixar Monografias e TCC Baixar livros Multidisciplinar Baixar livros de Música Baixar livros de Psicologia Baixar livros de Química Baixar livros de Saúde Coletiva Baixar livros de Servico Social Baixar livros de Sociologia Baixar livros de Teologia Baixar livros de Trabalho Baixar livros de Turismo