



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA

CENTRO DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**MODELAGEM NUMÉRICA DE TANQUES DE ARMAZENAMENTO
TÉRMICO APLICADA A SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR
ADSORÇÃO**

CRISTIAN ADOLFO

JOÃO PESSOA

2015

CRISTIAN ADOLFO

**MODELAGEM NUMÉRICA DE TANQUES DE ARMAZENAMENTO
TÉRMICO APLICADA A SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR
ADSORÇÃO**

Dissertação de Mestrado apresentada ao
Departamento de Engenharia Mecânica,
como parte das exigências para obtenção do
título de Mestre em Engenharia Mecânica
pela Universidade Federal da Paraíba –
UFPB – Campus I.

**Orientador: Professor Dr. Gilberto
Augusto Amado Moreira.**

Universidade Federal da Paraíba

JOÃO PESSOA

2015

A239m Adolfo, Cristian.

Modelagem numérica de tanques de armazenamento térmico aplicada a sistemas de refrigeração por adsorção / Cristian Adolfo.- João Pessoa, 2015.

161f. : il.

Orientador: Gilberto Augusto Amado Moreira

Dissertação (Mestrado) - UFPB/CT

1. Engenharia mecânica. 2. Refrigeração por adsorção. 3. Tanque de armazenamento térmico. 4. Modelagem numérica. 5. Estratificação térmica. 6. CFX.

UFPB/BC

CDU: 621(043)

MODELAGEM NUMÉRICA DE TANQUES DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO APLICADO A SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ADSORÇÃO

por

Cristian Adolfo

Dissertação aprovada em 04 de dezembro de 2015


Prof. Dr. GILBERTO AUGUSTO AMADO MOREIRA
Orientador – UFPB


Prof. Dr. JOSÉ MAURÍCO ALVES DE MATOS GURGEL
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. MARCIO GOMES DA SILVA
Examinador Externo – IFPB

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, Ciro e Cristina, e ao meu irmão, Arthur.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à minha família, que muito me apoiou durante o período de realização deste Mestrado, mesmo eu estando longe dela na maior parte deste tempo. Agradeço em especial a meus pais, Ciro e Cristina, que sempre me deram todo o suporte e os devidos conselhos para que eu nunca parasse de estudar e seguir meus sonhos.

Agradeço a Deus por ter me protegido ao longo deste período conturbado e marcado por inúmeras viagens longas.

Agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Gilberto Augusto Amado Moreira por toda a paciência e compreensão da minha situação de conciliar a vida acadêmica com a profissional.

Agradeço à minha namorada Jessica e à família dela, que me acolheram nestes dois anos com muito carinho e se tornaram para mim uma segunda família.

Agradeço ao Prof. Dr. Antônio Pralon Ferreira Leite por ter me dado a oportunidade de entrar no projeto da central de ar condicionado solar e ter me incentivado diretamente para a realização deste Mestrado.

Agradeço aos meus amigos Jaime Pereira Junior e Marcelo Martins por toda a ajuda na realização deste Mestrado e pelos momentos de descontração e amizade que tanto ajudam a ter dias melhores.

Agradeço aos meus amigos Iago Manguiera e Amanda Barboza pela amizade e companhia ao dividirem comigo todo o tempo em busca de pesquisas relevantes, sendo ambos imprescindíveis para a realização desta Dissertação.

Agradeço à CAPES pelo auxílio financeiro concedido no primeiro ano de Mestrado e à Technip por me dar a chance de me desenvolver como profissional e o tempo necessário para me desenvolver como acadêmico.

RESUMO

MODELAGEM NUMÉRICA DE TANQUES DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO APLICADA A SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ADSORÇÃO

A preocupação ambiental e a busca por utilização de recursos renováveis e mais econômicos vêm incentivando o desenvolvimento de novos modelos de condicionadores de ar. Um modelo alternativo ao mais empregado atualmente é o ar condicionado por adsorção, que dispensa o uso de compressores de vapor e precisa de uma fonte fria e uma fonte quente para seu funcionamento, podendo esta última ser resíduo térmico ou energia solar. O fato de a energia solar variar ao longo do dia e entre dias, no entanto, implica na adoção de sistemas de armazenamento de calor e na utilização de uma fonte auxiliar de energia, que devem ser devidamente estudados e dimensionados para que o aproveitamento da energia solar seja o maior possível. Esta dissertação apresenta o desenvolvimento do software SimAds, que simula através de rotinas numéricas o aquecimento dos módulos de adsorção durante a fase de regeneração. Os resultados obtidos através do SimAds serviram de condições de contorno para a análise do escoamento dentro do tanque de estocagem de água quente de um sistema de ar condicionado por adsorção. Este estudo foi conduzido numericamente utilizando o método dos volumes finitos, tendo a modelagem físico-matemática do problema validada pelo estudo de tanque de estocagem térmica realizado por S. Ievers (2009). Os resultados da simulação mostraram que o nível de estratificação térmica do tanque apresenta melhores resultados no período das 14 às 17 h, se mantendo em patamares menos favoráveis durante o restante do dia. A fração da energia consumida pelo circuito de água quente do ar condicionado suprida pelos coletores solares foi encontrada de 70%. A principal conclusão aponta que a alteração de altura das entradas do tanque pode melhorar o desempenho térmico do mesmo, principalmente em problemas em que há mais de uma entrada de água quente e com temperatura transiente.

Palavras-chave: Refrigeração por adsorção; tanque de armazenamento térmico; modelagem numérica; estratificação térmica; CFX.

ABSTRACT

NUMERICAL MODELLING OF THERMAL STORAGE TANKS APPLIED TO ADSORPTION AIR CONDITIONING SYSTEMS

The environmental issues and the search for renewable and cheaper resources are encouraging the development of new air conditioner types. One of these models that can substitute the most usual nowadays is the adsorption air conditioner system, which does not need a vapor compressor and demands only a hot and a cold source to work. This hot source can easily be supplied by thermal waste or solar energy. However, the fact that solar energy varies throughout the day implies using a thermal storage system and an auxiliary heat source. Those have to be carefully designed in order to guarantee the maximum performance for the available solar energy. This text presents the development of the software SimAds, which employs numerical routines to solve the heating flow problem that occurs inside the adsorber bed during regeneration. The results given by SimAds are applied as boundary conditions in the thermal storage tank analysis of an adsorption air conditioner system. This study was carried out numerically evolving the Finite Volume Method, with physical and mathematical equations validated by S. Ievers' (2009) work. The results showed that the storage tank's thermal stratification is higher between 2 p.m. and 5 p.m. in the afternoon, keeping lower levels during the rest of the day. The energy fraction demanded by the air conditioner's hot water circuit supplied by solar energy was found as 70%. The main conclusion shows that changing the tank inlet's height could increase the thermal performance of the storage system, principally in problems with more than one water inlet and transient temperatures.

Key-words: Adsorption refrigeration; thermal storage tank; numerical modelling; thermal stratification; CFX.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	16
1.1. MOTIVAÇÃO E CONTEXTUALIZAÇÃO	16
1.2. OBJETIVOS GERAIS	20
1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	21
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	22
2.1. O PRINCÍPIO DA ADSORÇÃO	22
2.2. O AR CONDICIONADO POR ADSORÇÃO	33
2.3. SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE ÁGUA POR RADIAÇÃO SOLAR	40
2.3.1. <i>Coletores Solares</i>	44
2.3.2. <i>Tanque de Armazenamento Térmico</i>	47
2.4. EQUAÇÕES DO ESCOAMENTO FLUIDODINÂMICO.....	54
2.5. TRABALHOS SOBRE REFRIGERAÇÃO ADSORTIVA DESENVOLVIDOS NO LAMP E NO LABRADS	58
2.6. JUSTIFICATIVA DO TRABALHO	68
CAPÍTULO 3 - METODOLOGIA	70
3.1. SIMULADOR DE CARGA TÉRMICA DO ADSORVEDOR - SIMADS	70
3.1.1. <i>Considerações Simplificadoras do Problema</i>	71
3.1.2. <i>Equacionamento Utilizado Pela Rotina do Programa</i>	71
3.1.3. <i>Condições de Contorno Adotadas na Simulação do Leito Adsorativo do LES Com o SimAds</i>	76
3.2. SIMULAÇÃO NUMÉRICA DOS TANQUES DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO	76
3.2.1. <i>Método de Solução Numérica Empregado</i>	76
3.2.2. <i>Equacionamento Representativo do escoamento</i>	78
3.2.3. <i>Simulação Numérica do Tanque de Armazenamento Térmico Proposto por Ievers</i> .80	
3.2.3.1. Domínio do Tanque de Armazenamento Térmico.....	81
3.2.3.2. Discretização do Domínio do Tanque de Armazenamento Térmico.....	81
3.2.3.2.1. Estudo de Independência de Malha de Volumes Finitos	84
3.2.3.2.2. Aplicação da Norma ASME V V 20 para Independência de Malha de Volumes Finitos	85

3.2.3.3. Discretização do Tempo para o Escoamento no Tanque de Armazenamento Térmico	87
3.2.3.4. Condições de Contorno e Iniciais do Problema	88
3.2.4. <i>Simulação do Tanque de Armazenamento Térmico da Central de Ar Condicionado Adsorativo do LES</i>	89
3.2.4.1. Domínio do Tanque de Armazenamento Térmico	90
3.2.4.2. Discretização do Domínio do Tanque de Armazenamento Térmico	91
3.2.4.2.1. Estudo de Independência de Malha de Volumes Finitos	93
3.2.4.2.2. Aplicação da Norma ASME V V 20 para Independência de Malha de Volumes Finitos	94
3.2.4.3. Discretização do Tempo Para o Escoamento no Tanque de Armazenamento Térmico	95
3.2.4.4. Condições de Contorno e Iniciais do Problema	95
CAPÍTULO 4 - RESULTADOS E DISCUSSÃO	98
4.1. SIMULADOR DE CARGA TÉRMICA – SIMADS	98
4.1.1. <i>Análise de Erro Apresentado pelo Programa</i>	98
4.1.2. <i>Resultados para o Leito Adsorativo do LES</i>	99
4.2. TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO DE IEVERS	102
4.2.1. <i>Estudo de Independência de Malha de Volumes Finitos</i>	102
4.2.2. <i>Estudo de Independência do Passo de Tempo</i>	107
4.2.3. <i>Perfis de Temperaturas no Tanque de Armazenamento Térmico</i>	110
4.2.2. <i>Altura de Termoclina no Tanque de Armazenamento Térmico</i>	114
4.2.3. <i>Adimensional ζ no Tanque de Armazenamento Térmico</i>	117
4.2.4. <i>Discussão dos Resultados Obtidos na Simulação do Tanque de Armazenamento Térmico de Ievers</i>	119
4.3. TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO DA CENTRAL DE AR CONDICIONADO ADSORTIVO DO LES	120
4.3.1. <i>Estudo de Independência de Malha de Volumes Finitos</i>	120
4.3.2. <i>Estudo de Independência do Passo de Tempo</i>	123
4.3.3. <i>Resultados nos Momentos Iniciais do Escoamento</i>	123
4.3.4. <i>Resultados para as 11 horas de Escoamento</i>	126
4.3.4.1. <i>Perfis de Temperatura no Tanque de Armazenamento Térmico</i>	127

4.3.4.2. Altura de Termoclina e Adimensional ζ no Tanque de Armazenamento Térmico	129
4.3.5. <i>Considerações da Influência das Temperaturas de Entrada 1 e Entrada 2</i>	132
4.3.6. <i>Considerações Acerca do Consumo Energético do Circuito de Água Quente</i>	134
4.3.7. <i>Considerações Acerca da Eficiência do Campo de Coletores Solares</i>	137
CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	140
5.1. SIMULADOR DE CARGA TÉRMICA - SIMADS	140
5.2. VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO DE TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO.....	141
5.3. SIMULAÇÃO DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO.....	142
CAPÍTULO 6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	146

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 - ESQUEMA DO AR CONDICIONADO POR ADSORÇÃO DO LES - UFPB.	19
FIGURA 1.2 - ESQUEMA DO CIRCUITO DE ÁGUA QUENTE DO AR CONDICIONADO POR ADSORÇÃO.	20
FIGURA 2.1 - ESQUEMA DO EQUILÍBRIO DE INTERAÇÃO ENTRE ADSORVENTE (SUPERFÍCIE SÓLIDA) E ADSORVATO (MOLÉCULAS DE GÁS).....	23
FIGURA 2.2 - SUPERFÍCIE POROSA DO CARVÃO ATIVADO.	24
FIGURA 2.3 - MODELO DE ADSORÇÃO MONOCAMADA (A) SEGUNDO LANGMUIR E MULTICAMADA (B) SEGUNDO B.E.T.....	25
FIGURA 2.4 - PRINCIPAIS TIPOS DE ISOTERMAS DE ADSORÇÃO.	27
FIGURA 2.5 - ESQUEMA DO SISTEMA DE TESTES DE ZHAO.	29
FIGURA 2.6 - LINHAS ISOSTÉRICAS E CICLO TEÓRICO DE ADSORÇÃO ABCD.....	30
FIGURA 2.7 - ESQUEMA UTILIZADO POR GORDEEVA PARA AVALIAR A CINÉTICA DE ADSORÇÃO DO PAR CARVÃO ATIVADO – METANOL.	32
FIGURA 2.8 - CINÉTICA DE ADSORÇÃO (A) E DESSORÇÃO (B) MONOCAMADA PARA O PAR ADSORTIVO CARVÃO ATIVADO – METANOL PARA OS TAMANHOS DE GRÃO DE CARVÃO COM DGR = 0,8-0,9 mm [1], 1,0-1,25 mm [2], 1,6-1,8 mm [3], 2,5-2,8 mm [4] E 4,0-4,1 mm [5].	32
FIGURA 2.9 - PERFIS DE TEMPERATURAS PARA OS CICLOS DE ÁGUA QUENTE, FRIA E REFRIGERADA NA ENTRADA E SAÍDA DOS ADSORVEDORES/EVAPORADOR.....	35
FIGURA 2.10 - NÚCLEO DO LEITO ADSORTIVO UTILIZADO POR ARISTOV (À DIREITA) COM DETALHES DO PREENCHIMENTO DAS ALETAS COM MATERIAL ADSORVENTE (À ESQUERDA).	38
FIGURA 2.11 - ESQUEMA DAS ETAPAS DE CADA ADSORVEDOR DENTRO DO CICLO NO EXPERIMENTO DE ARISTOV.	39
FIGURA 2.12 - ÂNGULOS SOLARES.	41
FIGURA 2.13 - RADIAÇÃO SOLAR INCIDENTE A CADA HORA DO DIA PARA OS 12 MESES DO ANO.....	44
FIGURA 2.14 - ESQUEMA DA ESTRUTURA DO COLETOR SOLAR PLANO.....	45
FIGURA 2.15 - ESQUEMA ILUSTRATIVO DA ASSOCIAÇÃO EM SÉRIE DE COLETORES SOLARES.....	46
FIGURA 2.16 - ASSOCIAÇÃO EM PARALELO DE COLETORES SOLARES.	47
FIGURA 2.17 - ESTRATIFICAÇÃO DE TEMPERATURAS NO TANQUE AO LONGO DO TEMPO.....	49

FIGURA 2.18 - LINHAS DE ESTRATIFICAÇÃO TÉRMICA DO TANQUE AO LONGO DO TEMPO.	50
FIGURA 2.19 - ESQUEMA DA ASSOCIAÇÃO SÉRIE-PARALELO DOS COLETORES SOLARES DO AR CONDICIONADO ADSORTIVO DO LES.....	59
FIGURA 2.20 - CAMPO DE COLETORES SOLARES DO AR CONDICIONADO ADSORTIVO DO LES.	60
FIGURA 2.21 - CONSUMO MÉDIO DE GÁS NATURAL PARA DIFERENTES VOLUMES DO TANQUE DE ESTOCAGEM TÉRMICA.	60
FIGURA 2.22 - DIMENSÕES DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO DE 7,35 m ³ DE VOLUME CONSTRUÍDO PARA O PROJETO DO CONDICIONADOR DE AR ADSORTIVO DO LES.	61
FIGURA 2.23 - POSIÇÕES DAS ENTRADAS E SAÍDAS DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO E CAMINHO ATÉ CADA EQUIPAMENTO.	62
FIGURA 2.24 - CONSUMOS DIÁRIOS DE GÁS NATURAL DEPENDENDO DA VAZÃO DE ÁGUA NOS COLETORES SOLARES.	63
FIGURA 2.25 - CONSUMO DIÁRIO DE GÁS NATURAL EM FUNÇÃO DA VAZÃO NOS ADSORVEDORES.	64
FIGURA 2.26 - ESTRUTURA DO ADSORVEDOR DO TIPO TUBO ALETADO PROJETADO.	65
FIGURA 2.27 - TEMPERATURAS DA SAÍDA 1 EM FUNÇÃO DO TEMPO PARA O MODELO ANALÍTICO DE LEITE E PARA O MODELO NUMÉRICO DE ADOLFO.	68
FIGURA 3.1 - FLUXOGRAMA DA ROTINA DO PROGRAMA SIMADS.....	75
FIGURA 3.2 - VOLUME FINITO TRIDIMENSIONAL E SEUS PRINCIPAIS COMPONENTES.	77
FIGURA 3.3 - GEOMETRIA DO TANQUE DE IEVERS COM SUAS PRINCIPAIS DIMENSÕES.	81
FIGURA 3.4 - MALHA DE VOLUMES FINITOS, COM DETALHE PARA O REFINAMENTO CRIADO PRÓXIMO À ENTRADA/SAÍDA DO TANQUE E A INFLAÇÃO UTILIZADA NAS PAREDES INTERNAS.....	82
FIGURA 3.5 - DETALHES DA MALHA UTILIZADA POR IEVERS EM SEU TRABALHO.....	84
FIGURA 3.6 - LINHAS DE ENTRADA E SAÍDA E PLANOS LONGITUDINAIS CRIADOS PARA OBTENÇÃO DE PROPRIEDADES DE ESCOAMENTO.	85
FIGURA 3.7 - GEOMETRIA DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO E SUAS PRINCIPAIS DIMENSÕES, EM [MM].....	90
FIGURA 3.8 - MALHA DE VOLUMES FINITOS, COM DETALHE PARA O REFINAMENTO CRIADO PRÓXIMO ÀS REGIÕES DE ENTRADA E SAÍDA DO TANQUE.....	91

FIGURA 3.9 - LINHAS DE ENTRADA E SAÍDA CRIADAS PARA OBTENÇÃO DE PROPRIEDADES DO ESCOAMENTO NO TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO.....	94
FIGURA 3.10 - VARIAÇÃO DA TEMPERATURA NA ENTRADA 1 DAS 7H ÀS 18H.....	96
FIGURA 4.1 - RESULTADOS DO SIMADS PARA A EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA DO ADSORVEDOR E DA SAÍDA DE ÁGUA AO LONGO DO TEMPO DE ESCOAMENTO.....	100
FIGURA 4.2 - COMPARAÇÃO ENTRE DADOS EXPERIMENTAIS DE SAHA ET AL. (2000) E OS OBTIDOS ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA NO SOFTWARE SIMADS.	101
FIGURA 4.3 - TEMPERATURA DA ÁGUA DE SAÍDA DOS ADSORVEDORES CONSIDERANDO A TROCA DE LEITOS ADSORTIVOS.	102
FIGURA 4.4 - CAMPO DE TEMPERATURAS NO PLANO VERTICAL DO TANQUE PARA AS SEIS MALHAS.	103
FIGURA 4.5 - TEMPERATURA MÉDIA NA LINHA DE ENTRADA PARA CADA MALHA ESTUDADA.	103
FIGURA 4.6 - VELOCIDADE MÉDIA DO ESCOAMENTO NAS LINHAS DE ENTRADA E SAÍDA PARA CADA MALHA.	104
FIGURA 4.7 - TEMPERATURA MÉDIA EM PLANOS LONGITUDINAIS AO LONGO DA ALTURA DO TANQUE.	105
FIGURA 4.8 - EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA ENCONTRADA NA LINHA DE ENTRADA PARA O PASSO DE TEMPO DE 0,5S.....	107
FIGURA 4.9 - ERRO RELATIVO MÉDIO NAS TEMPERATURAS OBSERVADAS NA LINHA DE ENTRADA ENTRE CADA PASSO DE TEMPO ADOTADO PARA OS TEMPOS DE ESCOAMENTO ATÉ 60S, COM INCREMENTOS DE 10S.	108
FIGURA 4.10 - ERROS MÉDIOS E MÁXIMOS OBSERVADOS NAS TEMPERATURAS MÉDIAS DOS PLANOS LONGITUDINAIS PRÓXIMOS AO TOPO DO TANQUE NA COMPARAÇÃO ENTRE DIFERENTES PASSOS DE TEMPO PARA OS TEMPOS DE ESCOAMENTO DE 10 S A 60 S, COM INCREMENTOS DE 10 S.....	109
FIGURA 4.11 - VALORES MÉDIOS DE NÚMERO DE COURANT PARA CADA PASSO DE TEMPO ADOTADO.....	110
FIGURA 4.12 - EVOLUÇÃO DO PERFIL DE TEMPERATURAS NO TANQUE DE 250 S A 2750 S, COM INCREMENTOS DE 500 S, OBSERVADA POR IEVERS.	111
FIGURA 4.13 - EVOLUÇÃO DO PERFIL DE TEMPERATURAS NO TANQUE DE 250 S A 2750 S, COM INCREMENTOS DE 500 S, OBSERVADA NA SIMULAÇÃO DO AUTOR.	112

FIGURA 4.14 - COMPARATIVO ENTRE TEMPERATURAS MÉDIAS DO TANQUE ENCONTRADAS PELO AUTOR E POR IEVERS DE 500 S A 4000 S, COM INCREMENTOS DE 500 S.	112
FIGURA 4.15 - COMPARAÇÃO ENTRE OS PERFIS DE TEMPERATURAS AO LONGO DA ALTURA DO TANQUE PARA OS TEMPOS DE 1000 S, 2000 S, 3000 S E 4000 S ENCONTRADOS PELO AUTOR E POR IEVERS.	113
FIGURA 4.16 - COMPORTAMENTO DA ALTURA DA TERMOCLINA AO LONGO DO TEMPO DE ESCOAMENTO PARA IEVERS E PARA O AUTOR.	116
FIGURA 4.17 - COMPORTAMENTO DA PROPRIEDADE ADIMENSIONAL Z AO LONGO DO TEMPO DE ESCOAMENTO.	118
FIGURA 4.18 - CAMPO DE TEMPERATURAS NO PLANO VERTICAL DO TANQUE PARA AS TRÊS MALHAS.	121
FIGURA 4.19 - PERFIS DE TEMPERATURA DO CONTEÚDO DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO AO LONGO DA ALTURA DO MESMO PARA A PRIMEIRA HORA DE ESCOAMENTO.	124
FIGURA 4.20 - PERFIL DE TEMPERATURAS OBSERVADO NO TANQUE DE ARMAZENAMENTO ÀS 8H09MIN.	125
FIGURA 4.21 - ALTURA DA TERMOCLINA E ADIMENSIONAL Z DO TANQUE PARA A PRIMEIRA HORA DE ESCOAMENTO, EM GRÁFICO.	126
FIGURA 4.22 - PERFIS DE TEMPERATURA DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO ENTRE 7 H E 10 H DA MANHÃ.	127
FIGURA 4.23 - TEMPERATURAS MÉDIA DO TANQUE E DE SAÍDA 1 E SAÍDA 2 ENTRE 7 H DA MANHÃ E 18 H DA NOITE.	128
FIGURA 4.24 - PERFIS DE TEMPERATURA DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO ENTRE 7 H DA MANHÃ E 18 H DA NOITE.	129
FIGURA 4.25 - VALORES DE ALTURA DE TERMOCLINA E ADIMENSIONAL Z OBSERVADOS DURANTE AS 11 H DE ESCOAMENTO, SOB FORMA DE GRÁFICO.	131
FIGURA 4.26 - TEMPERATURAS MÉDIAS PARA OS TANQUES IDEALMENTE ESTRATIFICADO, MISTURADO E REAL, E A RELAÇÃO DESTAS PROPRIEDADES COM O ADIMENSIONAL Z ENTRE 8 H DA MANHÃ E 18 H DA NOITE.	132
FIGURA 4.27 - PERFIL DE TEMPERATURAS OBSERVADO NO TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO ÀS 17H08MIN.	133
FIGURA 4.28 - PERFIL DE TEMPERATURAS OBSERVADO NO TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO ÀS 17H15MIN.	134

VIII

FIGURA 4.29 - TEMPERATURA DA SAÍDA 1, TEMPERATURA DE PROJETO E POTÊNCIA DEMANDADA PARA AQUECIMENTO COMPLEMENTAR DA ÁGUA AO LONGO DO DIA. .	135
FIGURA 4.30 - FRAÇÃO DA ENERGIA PARA AQUECIMENTO DA ÁGUA DE REGENERAÇÃO DOS ADSORVEDORES SUPRIDA PELA RADIAÇÃO SOLAR E PELA FONTE COMPLEMENTAR.	137
FIGURA 4.31 - TEMPERATURAS NA ENTRADA E SAÍDA DOS COLETORES, COM ENERGIA ÚTIL DE AQUECIMENTO DA ÁGUA E ENERGIA SOLAR MÉDIA DISPONÍVEL PARA O MÊS DE OUTUBRO ENTRE AS 9 H DA MANHÃ E 16 H DA TARDE.	138
FIGURA 5.1 - RECOMENDAÇÃO DE DISPOSIÇÃO DE ALTURAS PARA A ENTRADA 2 PARA CADA PERÍODO DO DIA.	143

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 - PARÂMETROS DETERMINADOS PARA CADA TIPO DE MODELO DE ADSORÇÃO E PARA CADA ESTRUTURA DE CARVÃO.....	29
TABELA 2.2 - CARACTERÍSTICAS DO ADSORVEDOR E DO ESCOAMENTO D'ÁGUA NO SEU INTERIOR.....	66
TABELA 2.3 - PARÂMETROS DE PROJETO ADOTADOS PARA O AR CONDICIONADO ADSORTIVO.	67
TABELA 3.1 - PROPRIEDADES DA ÁGUA UTILIZADAS COMO BASE DE DADOS NO SIMADS.....	75
TABELA 3.2 - PROPRIEDADES CONSTRUTIVAS DAS SEIS MALHAS ESTUDADAS.....	83
TABELA 3.3 - RAZÕES ENTRE TAMANHOS MÉDIOS DE VOLUMES DAS DIFERENTES MALHAS.	86
TABELA 3.4 - CONDIÇÕES ADOTADAS PARA A SIMULAÇÃO PRINCIPAL.	88
TABELA 3.5 - PROPRIEDADES CONSTRUTIVAS DAS TRÊS MALHAS ESTUDADAS.	91
TABELA 3.6 - RAZÕES ENTRE TAMANHOS MÉDIOS DE VOLUMES DAS DIFERENTES MALHAS.	92
TABELA 3.7 - CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA O ESTUDO DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO.	92
TABELA 3.8 - CONDIÇÕES E MODELAGEM MATEMÁTICA ADOTADAS PARA A SIMULAÇÃO DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO.	96
TABELA 4.1 - ESTUDO DE CONVERGÊNCIA DE MALHA ENTRE AS MALHAS 1, 3 E 5.	106
TABELA 4.2 - COMPARAÇÃO ENTRE AS ALTURAS DE TERMOCLINA ENCONTRADAS POR IEVERS E PELO AUTOR PARA CADA TEMPO DE ESCOAMENTO.	114
TABELA 4.3 - COMPARAÇÃO ENTRE OS PARÂMETROS ADIMENSIONAIS ζ BASEADOS NA EXERGIA ENCONTRADOS POR IEVERS E PELO AUTOR PARA CADA TEMPO DE ESCOAMENTO.	116
TABELA 4.4 - TEMPERATURAS E VELOCIDADES MÉDIAS DO ESCOAMENTO NAS LINHAS DE ENTRADA 1 E ENTRADA 2, TEMPERATURA MÉDIA DO TANQUE E DO TOPO DO MESMO PARA CADA UMA DAS MALHAS ESTUDADAS.	122
TABELA 4.5 - ALTURA DE TERMOCLINA E ADIMENSIONAL ζ PARA A PRIMEIRA HORA DE ESCOAMENTO.	124
TABELA 4.6 - VALORES DE ALTURA DE TERMOCLINA E ADIMENSIONAL ζ OBSERVADOS DURANTE AS 11 H DE ESCOAMENTO.	129

TABELA 4.7 - AVALIAÇÃO DE CUSTO DE OPERAÇÃO DIÁRIO NA COMPARAÇÃO ENTRE O USO DE AQUECEDOR A GÁS NATURAL E ELÉTRICO COMO FONTE DE ENERGIA COMPLEMENTAR.	136
---	-----

LISTA DE NOMENCLATURAS E ABREVIACÕES

SimAds	<i>Software</i> desenvolvido para simular a perda de carga térmica dentro dos leitos adsorptivos durante a regeneração
Eletrobrás	Centrais Elétricas Brasileiras S.A.
LES	Laboratório de Energia Solar da UFPB
UFPB	Universidade Federal da Paraíba
CEAR	Centro de Energias Alternativas e Renováveis da UFPB
LAMPA	Laboratório de Meios Porosos e Adsorção
LABRADS	Laboratório de Refrigeração por Adsorção
B.E.T.	Modelo de adsorção física que recebeu a nomenclatura em homenagem a Brunauer, Emmett e Teller
D-A	Modelo de adsorção física que recebeu a nomenclatura em homenagem a Dubinin e Astakhov
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
UFPE	Universidade Federal de Pernambuco
CHESF	Companhia Hidroelétrica do São Francisco
Radtamb	<i>Software</i> desenvolvido para simular a radiação solar e a temperatura ambiente médias ao longo do dia
TDMA	<i>Tri-Diagonal Matrix Algorithm</i> (Algoritmo Matricial Tri-Diagonal)
INPI	Instituto Nacional da Propriedade Industrial
Ansys CFX	<i>Software</i> comercial para simulação de escoamentos fluidodinâmicos
IAPWS	<i>International Association for the Properties of Water and Steam</i>
ASME	American Society of Mechanical Engineers
MVF	Método dos Volumes Finitos
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
Icem CFD	<i>Software</i> comercial para desenho de domínios de estudo e geração de malha de volumes ou elementos finitos
GCI	<i>Grid Convergence Index</i> (Índice de Convergência de Malha)

LISTA DE SÍMBOLOS

COP	<i>Coefficient Of Performance</i> (Coeficiente de eficiência) [adimensional]
q	Concentração de adsorvato adsorvida no sistema [$\text{kg}_{\text{adsorvato}} \cdot \text{kg}_{\text{adsorvente}}^{-1}$]
b	Capacidade máxima de adsorção [$\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$]
L	Constante de Langmuir [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]
C_{eq}	Concentração de adsorvato no equilíbrio de concentrações [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
θ	Cobertura superficial dos microporos [adimensional]
K	Constante de adsorção do sistema [Pa^{-1}]
P_p	Pressão parcial [Pa]
K_0^i	Constante de adsorção modificada [Pa^{-1}]
Q_{ads}	Calor de adsorção para o par adsortivo [$\text{KJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
T	Temperatura [K]
R	Constante dos gases [$\text{Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{K}^{-1}$]
x_0	Capacidade de adsorção máxima teórica [$\text{kg}_{\text{adsorvato}} \cdot \text{kg}_{\text{adsorvente}}^{-1}$]
P	Pressão [Pa]
P_S	Pressão de saturação [Pa]
n	Coeficiente empírico do modelo de adsorção de Freundlich [adimensional]
D	Coeficiente de afinidade de adsorção [adimensional]
T_g	Temperatura máxima no ciclo de adsorção [K]
T_a	Temperatura mínima no ciclo de adsorção [K]
P_c	Pressão do condensador, máxima do ciclo de adsorção [Pa]
P_e	Pressão no evaporador, mínima do ciclo de adsorção [Pa]
t	Tempo [s]
β	Inclinação com a horizontal do plano receptor de radiação solar [°]
NP	Direção normal ao plano
γ_s	Azimute da superfície do plano receptor de radiação solar [°]
h	Ângulo relativo à altura solar [°]
θ_z	Ângulo zenital do Sol [°]
γ	Azimute solar [°]
a_r	Azimute relativo, diferença entre azimuth solar e da superfície do plano receptor de radiação solar [°]
θ	Ângulo de incidência da radiação solar [°]

δ	Declinação solar [°]
ET	Equação do tempo [h]
B	Termo baseado no dia do ano para cálculo da hora legal [adimensional]
$Hora\ Legal$	Hora legal de referência do local de estudo [h]
$Hora\ solar$	Hora segundo o tempo de movimentação solar [h]
L_p	Longitude do meridiano padrão adotado para a Hora Legal [°]
L_l	Longitude local [°]
ω	Ângulo horário [°]
h	Altura solar [°]
γ	Azimute solar [°]
ϕ	Latitude local [°]
ϵ	Exergia instantânea [J]
ρ	Massa específica [kg.m ⁻³]
Ω	Volume [m ³]
ζ	Disponibilidade de energia [kJ.kg ⁻¹]
h	Entalpia [kJ.kg ⁻¹]
h_0	Entalpia do estado de referência [kJ.kg ⁻¹]
s	Entropia [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
s_0	Entropia do estado de referência [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
T_0	Temperatura no estado de referência [K]
ζ	Parâmetro adimensional baseado na exergia [adimensional]
ϵ_{mist}	Exergia instantânea do tanque idealmente misturado [J]
ϵ_{estrat}	Exergia instantânea do tanque idealmente estratificado [J]
c_p	Calor específico [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
$\bar{T}$	Temperatura média do volume [K]
T_{mist}	Temperatura do tanque idealmente misturado [K]
$\tilde{T}$	Temperatura equivalente [K]
$\bar{T}_{estrat}$	Temperatura média do tanque idealmente estratificado [K]
$\tilde{T}_{estrat}$	Temperatura equivalente do tanque idealmente estratificado [K]
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg.s ⁻¹]
U	Coeficiente global de transferência de calor [W.m ⁻² .K ⁻¹]
A	Área [m ²]
T_{amb}	Temperatura do ambiente [K]

x	Coordenada de espaço tridimensional [m]
u	Coordenada de velocidade no espaço tridimensional [m.s ⁻¹]
μ	Viscosidade cinemática [Pa.s]
S	Termo fonte de geração ou dissipação para quantidade de movimento linear [N.m ⁻³]
μ_t	Viscosidade turbulenta [Pa.s]
τ	Tensor de tensão cisalhante [N.m ⁻²]
$\bar{u}$	Velocidade média [m.s ⁻¹]
k	Energia cinética turbulenta [m ² .s ⁻²]
$\bar{p}$	Pressão média [Pa]
g	Aceleração da gravidade [m.s ⁻²]
ε	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta [m ² .s ⁻³]
φ	Termo fonte de geração ou dissipação para energia interna [kg.K.m ⁻³]
c	Condutividade térmica [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
α	Expansividade térmica [K ⁻¹]
Δx	Discretização de comprimento [m]
Δt	Discretização de tempo [s]
Re	Número de Reynolds [adimensional]
$\varnothing$	Diâmetro [m]
Nu	Número de Nusselt [adimensional]
f	Fator de atrito [adimensional]
Pr	Número de Prandtl [adimensional]
h_l	Coefficiente de transferência de calor por unidade de comprimento [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Per	Perímetro [m]
E	Energia [J]
R_p	Resistência térmica de perda [K.W ⁻¹]
m	Massa [kg]
G_k	Geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média [kg.m ² .s ⁻³]
G_b	Geração de energia cinética turbulenta devido às forças de empuxo [kg.m ² .s ⁻³]

S_k	Termo fonte de geração ou dissipação para a energia cinética turbulenta [kg.m ² .s ⁻³]
S_ε	Termo fonte de geração ou dissipação para a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta [kg.m ² .s ⁻³]
h	Tamanho médio de volume em uma malha de volumes finitos [m]
r	Razão entre tamanhos médios de volume [adimensional]
ϕ	Valor de propriedade comparada pelo método de extrapolação de Richardson [unidade da propriedade]
p	Ordem aparente do método de extrapolação de Richardson [adimensional]
s	Função sinal [adimensional]
e_r	Erro relativo [adimensional]
e_{ext}	Erro de extrapolação [adimensional]
Co	Número de Courant [adimensional]

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1. MOTIVAÇÃO E CONTEXTUALIZAÇÃO

Segundo o relatório anual da Eletrobrás, em 2003 as usinas hidrelétricas respondiam por 87% da geração de energia elétrica no Brasil, cabendo o restante a usinas térmicas a diesel, a óleo combustível e a urânio. Porém, conforme o boletim de monitoramento do sistema elétrico, cedido pelo Ministério de Minas e Energia, no início de 2015 a fração da geração de energia no país proveniente das fontes hídricas caiu para 67,7%. Esta diminuição se deve principalmente à ausência de chuvas e à diminuição dos níveis de água nos mananciais. Consequentemente, a ampliação do uso das outras formas de geração de energia foi necessária e ocorreu de forma emergencial, o que acabou por aumentar o custo da energia no país.

Somado a esse fato, desde o ano 2000 o planeta enfrentou 14 dos 15 anos mais quentes já registrados (BBC), e em países tropicais como o Brasil a refrigeração de um ambiente se tornou imprescindível para a qualidade de vida da população, principalmente no Nordeste onde altas temperaturas são registradas quase que o ano inteiro. O alto consumo energético do ar condicionado está atrelado ao uso do compressor de vapor, equipamento responsável por proporcionar a diferença de pressão necessária ao fluido refrigerante para atuar em fase de alta energia, no condensador, e de baixíssima energia, no evaporador. O compressor de vapor torna os aparelhos de ar condicionado muito ágeis, fazendo com que o regime transiente de energia dure poucos minutos. Basta ligar um aparelho deste tipo, seja o modelo de janela ou o modelo *split*, para perceber o ar frio ser ventilado quase que instantaneamente.

A facilidade que o compressor de vapor traz, no entanto, se traduz em gastos enormes de energia, de manutenção e, por consequência, de dinheiro. O trabalho realizado para se comprimir o vapor de fluido refrigerante é muito grande, uma vez que na fase de vapor o fluido tem volume específico alto em comparação com o mesmo na fase líquida. Como quem transporta energia é a massa do fluido refrigerante, o compressor tem a incumbência de comprimir muito volume de fluido para proporcionar um transporte de massa razoável. Em

comparação com uma bomba hidráulica, segundo Stoecker e Jones (1985), o trabalho do compressor pode chegar à casa de milhares de vezes o trabalho realizado por esta.

A indústria de refrigeração tem evoluído muito neste quesito, adaptando os sistemas para evitar o alto consumo de energia. O uso de novos fluidos refrigerantes, a otimização dos ciclos de refrigeração, melhora dos sistemas de isolamento, uso de cortinas de ar nas portas dos ambientes climatizados, aplicação de compressores controlados por inversor de frequência, entre outros, são alguns dos resultados observados cotidianamente provindos da busca por menores gastos de energia. No entanto, nenhuma destas adaptações citadas elimina o uso do compressor de vapor.

Muitos modelos alternativos de refrigeração são cotados para substituir os aparelhos de ar condicionado convencionais em aplicações particulares. Um destes modelos é o ar condicionado por adsorção, que se beneficia do processo físico de adsorção entre um sólido poroso (adsorvente) e um fluido (adsorvato). Esses elementos constituem o chamado par adsortivo, e devem ter interação física forte para produzir bons efeitos refrigerantes e poderem ser utilizados em locais remotos economizando energia (FERNANDES *et al.*, 2014).

Esse tipo de ar condicionado dispensa o uso de compressor de vapor, o que garante um baixo consumo de energia e, por vezes, reduz a necessidade de manutenção. Além disso, pode ser alimentado com auxílio de uma fonte quente e uma fonte fria, podendo ter uma estreita faixa de temperatura de trabalho entre 30 e 80 °C. Isso possibilita o uso de energia solar ou resíduos térmicos para suprir a fonte quente e da convecção forçada como a dos condensadores usuais para suprir a fonte fria (WANG, 2003).

A energia solar recebida por coletores solares usuais varia ao longo do dia e da época do ano, de acordo com a incidência solar. É imprescindível que um tanque de armazenamento térmico e uma fonte auxiliar de aquecimento, como um aquecedor a gás ou elétrico, sejam utilizados para complementar as necessidades energéticas da fonte quente quando não há radiação solar suficiente.

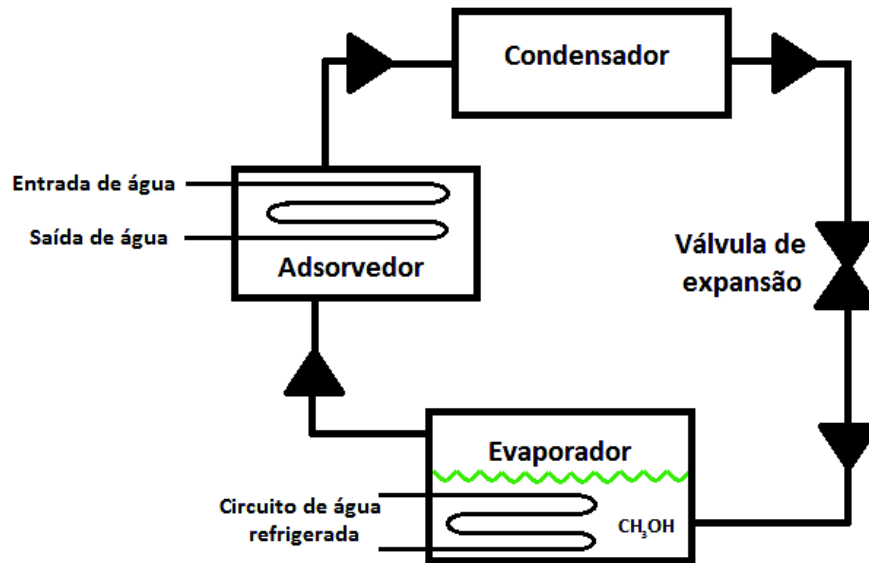
Segundo FERNANDES *et al.* (2014), quando comparado com tecnologias de refrigeração tradicionais, sistemas de refrigeração por adsorção não são de custo competitivo, pois possuem COP (coeficiente de eficiência) baixos, baixas potências frigoríficas específicas e transferências de calor e de massa precárias nos leitos adsortivos. Isso faz com que os sistemas fiquem mais volumosos e caros. Além disso, de acordo com RIFFEL (2008), a maior quantidade de equipamentos no sistema de refrigeração por

adsorção, a presença de bombas hidráulicas, sistema de controle automático de válvulas herméticas e outros equipamentos faz com que este sistema seja mais viável financeiramente quando em aplicações de grande porte, como na forma de centrais de ar condicionado.

No Laboratório de Energia Solar do Centro de Energias Alternativas e Renováveis (LES-CEAR) da UFPB, localizado na cidade de João Pessoa-PB, existe um protótipo de central de ar condicionado, ainda em construção, que utilizará o par adsorativo metanol-carvão ativado. Atualmente, o sistema carece dos leitos de adsorção e, por isso, uma torre de resfriamento foi construída em seu lugar a fim de simular experimentalmente a perda de carga térmica que os adsorvedores teriam durante sua regeneração e permitir estudos sobre o sistema.

O ar condicionado por adsorção pode ser separado em 4 circuitos claramente definidos: o Circuito Principal, de metanol, o Circuito de Água Quente, o Circuito de Água Fria e o Circuito de Água Refrigerada. O Circuito Principal é o único que tem como fluido o metanol (CH_3OH). Ele é composto por quatro componentes principais: evaporador, adsorvedor, condensador e válvula de expansão. Com exceção da válvula de expansão, os outros três elementos são trocadores de calor. A diferença mais marcante entre este ciclo e o convencional de refrigeração é a substituição da máquina de compressão de vapor pelo adsorvedor. De fato, este equipamento caracteriza o sistema por um de seus principais aspectos, que é não possuir elementos móveis. De certa forma, o adsorvedor e o compressor de vapor podem apresentar comportamentos semelhantes, apesar de serem completamente diferentes. Uma vez aquecido, o adsorvedor opera em seu estágio de alta pressão; uma vez resfriado, opera em seu estágio de baixa pressão. A Figura 1.1 apresenta de forma esquemática o Circuito Principal do ar condicionado por adsorção, com seus componentes básicos.

Figura 1.1 - Esquema do ar condicionado por adsorção do LES - UFPB.



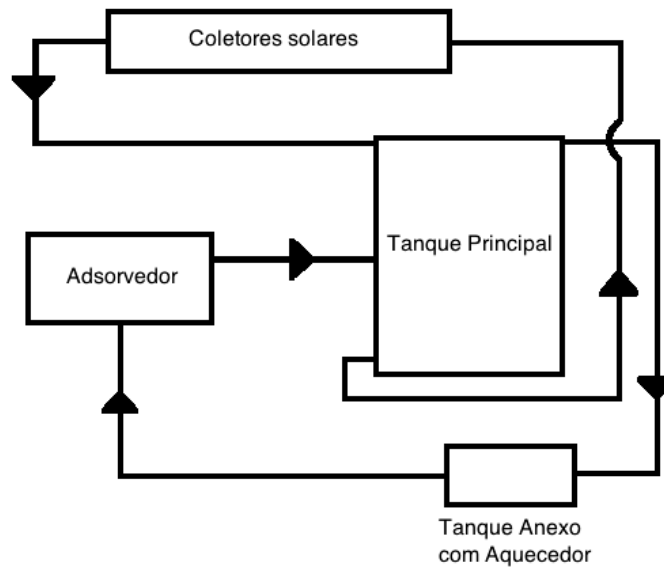
Fonte: O autor.

O aquecimento e o resfriamento do adsorvedor são responsabilidade do Circuito de Água Quente e do Circuito de Água Fria, respectivamente. Ambos circulam pelo adsorvedor na tubulação indicada na Figura 1.1 como entrada e saída de água, onde um controle de válvulas permite que ora um circuito atue sobre o leito adsortivo, ora o outro.

O Circuito de Água Quente é a principal alimentação do ar condicionado de adsorção, uma vez que proporciona a energia utilizada para a regeneração da capacidade adsortiva dentro do leito adsortivo. Este circuito é composto de: campo de coletores solares, tanque de armazenamento térmico, tanque anexo com aquecedor auxiliar e trocador de calor (adsorvedor). A Figura 1.2 apresenta de forma esquemática como este circuito é representado.

Este circuito é o foco principal desta dissertação, dada a importância da eficiência destes equipamentos para a viabilidade de aplicação de um ar condicionado adsortivo. Se por acaso o campo de coletores solar for incapaz de gerar a energia necessária para aquecer a água, grande energia seria despendida no aquecimento complementar, o que não compensaria o investimento no ar condicionado. No entanto, caso a energia coletada do Sol seja suficientemente alta, a demanda de energia complementar pode ser baixa e fazer com que o ar condicionado tenha um custo de funcionamento relativamente pequeno em comparação com modelos convencionais de compressão por vapor.

Figura 1.2 - Esquema do circuito de água quente do ar condicionado por adsorção.



Fonte: O autor.

O Circuito de Água Fria é responsável por resfriar os adsorvedores durante a fase de adsorção, uma vez que este fenômeno ocorre com maior facilidade sob baixas temperaturas. Para manter a água deste circuito a baixas temperaturas, geralmente são utilizados trocadores de calor com convecção forçada ou torres de resfriamento.

O Circuito de Água Refrigerada tem parte da sua tubulação instalada no interior do evaporador do ar condicionado. É neste recinto que a água cede energia para o metanol, mantido a baixas temperaturas por ação da adsorção, para posteriormente poder absorver calor do ambiente a ser refrigerado. Desta forma, este circuito é o único que circula por dentro do ambiente a ser refrigerado.

Uma vez discutida a motivação da busca por fontes alternativas de refrigeração e apresentado o ar condicionado por adsorção, os tópicos a seguir apresentam os objetivos deste trabalho.

1.2. OBJETIVOS GERAIS

O principal objetivo deste trabalho é avaliar o ciclo de água quente que alimenta o projeto de ar condicionado por adsorção existente no Laboratório de Energia Solar - LES, em João Pessoa, através de simulações numéricas utilizando o método dos volumes finitos

a fim de quantificar e analisar a estratificação térmica do tanque de armazenamento térmico deste ciclo.

1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Outros objetivos deste trabalho são: a criação de um *software* que simule o comportamento deste leito durante a fase de aquecimento e dessorção; a validação de um modelo físico-matemático para tanque de armazenamento térmico segundo o trabalho de IEVERS *et al.* (2009); e a implementação deste modelo para as simulações numéricas do tanque de armazenamento da central de ar condicionado adsorativo do LES, ainda na fase de instalação.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O funcionamento do ar condicionado adsorativo está fortemente relacionado com conceitos da química que remetem a interações intermoleculares. A seção 2.1 se dedica a argumentar sobre o princípio da adsorção e discutir trabalhos que buscam representar experimentos através de modelos analíticos, o que serve de base para qualquer projeto com refrigeração adsorativa.

Em seguida, a seção 2.2 apresenta o princípio de funcionamento de um ar condicionado por adsorção e a seção 2.3 discute o uso da radiação solar como suprimento de energia para sistemas de aquecimento, principalmente como fonte de calor para promover a dessorção num ar condicionado por adsorção.

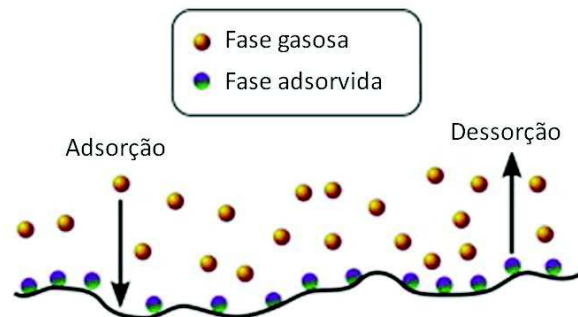
A seção 2.4 faz um adendo à modelagem físico-matemática do problema do escoamento d'água dentro do tanque de armazenamento e do leito adsorativo. Posteriormente, a seção 2.5 apresenta os principais trabalhos relacionados à área de resfriamento por adsorção desenvolvidos no LAMPA e no LABRADS, os dois principais laboratórios sobre o tema na UFPB.

2.1. O PRINCÍPIO DA ADSORÇÃO

Existem muitos tipos de interações entre moléculas na natureza. O fenômeno conhecido como adsorção é uma destas formas de interação onde um fluido, chamado neste sistema de adsorvato, adere à superfície de um sólido, o adsorvente. A forma como essas interações ocorrem determinam se a adsorção é física ou química.

Enquanto a adsorção química (quimissorção) é caracterizada pelo estabelecimento de ligações químicas entre as moléculas envolvidas no processo, na adsorção física (fisissorção) o adsorvato é retido na superfície do adsorvente através de forças de Van der Waals. Essas forças são ligações intermoleculares de longo espectro, geralmente fracas e que não formam ligações químicas. Por este motivo, podem ser revertidas num processo conhecido como dessorção. A Figura 2.1 apresenta de forma esquemática essa interação entre as moléculas do adsorvente e do adsorvato.

Figura 2.1 - Esquema do equilíbrio de interação entre adsorvente (superfície sólida) e adsorvato (moléculas de gás).



Fonte: HASSAN, 2015, adaptada para o português.

Devido à semelhança ortográfica, a adsorção pode ser muitas vezes confundida com absorção. Vale ressaltar que a absorção que ocorre, por exemplo, ao embeber uma esponja em água, não resulta em interação entre as moléculas do material que absorve e o que é absorvido e, sim, apenas o preenchimento dos espaços do material que absorve pelo que é absorvido. A adsorção física é o princípio responsável pelo funcionamento do sistema de ar condicionado aqui apresentado e, por ser referida diversas vezes ao longo desta dissertação, será aqui denominada apenas como adsorção.

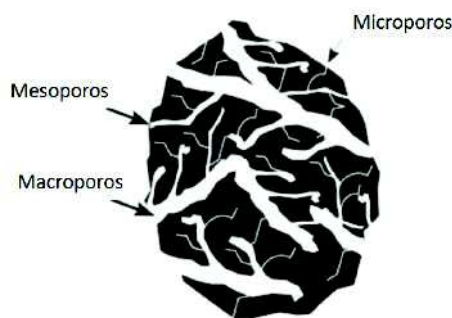
A intensidade das interações entre adsorvente e adsorvato depende de propriedades específicas das substâncias envolvidas, como massa específica, temperatura, pH, entre outras. Isso significa que, dependendo dos materiais utilizados como adsorvente e adsorvato, conhecidos como par adsortivo, tem-se diferentes comportamentos para a adsorção/dessorção. Temperaturas baixas, por exemplo, costumam ser mais favoráveis para a adsorção, enquanto que temperaturas mais altas favorecem a dessorção.

De maneira geral, entretanto, uma das características que mais influencia para a intensidade da adsorção é a área superficial específica no adsorvente. Por este motivo, processos químicos são geralmente utilizados para otimizar a área superficial dos materiais adsorventes. Segundo GORDEEVA (2014), quanto menores as partículas e mais alta a porosidade do material, mais eficiente será o processo de adsorção. Este é o caso do carvão ativado, que com o tratamento térmico e porosidade adequados, pode chegar a ter área superficial específica da ordem de $1000 \text{ m}^2.\text{g}^{-1}$. GUILARDUCI *et al.* (2006), ao estudarem

a adsorção de fenóis em um tipo de carvão ativado comercial, observaram área superficial específica de $717 \text{ m}^2.\text{g}^{-1}$ para o material adsorvente.

Além do carvão, outros importantes adsorventes são: aluminas, argilas, resinas orgânicas e adsorventes silicosos, como a sílica gel, encontrada frequentemente embalada para desumidificar eletrônicos e vestuários. Segundo HASSAN (2015), o material adsorvente costuma ser classificado de acordo com o tamanho de seus poros da seguinte forma: microporosos, com poros de diâmetros menores do que 2 nm; mesoporosos, diâmetros dos poros entre 2 e 50 nm; e macroporosos, com dimensões dos poros maiores do que 50 nm. A Figura 2.2 mostra de forma esquemática a distribuição dos diferentes tipos de poros num material adsorvente.

Figura 2.2 - Superfície porosa do carvão ativado.



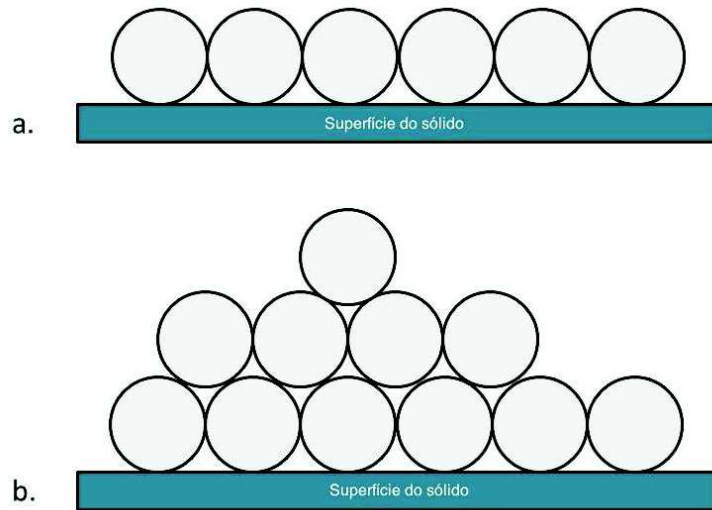
Fonte: HASSAN, 2015, adaptada para o português.

Segundo FOO e HAMEED (2010), a adsorção foi primeiramente descrita por FREUNDLICH (1909) e Irving LANGMUIR (1916), concebida como monocamada, onde apenas uma camada de moléculas de fluido seria adsorvida na superfície do sólido. Hoje se sabe que este conceito é aplicado com maior credibilidade para a quimissorção, tendo como premissas teóricas a não interação entre moléculas de adsorvato e a homogeneidade energética da superfície sólida. Entretanto, os modelos apresentados por Freundlich, de forma puramente empírica, e por Langmuir são largamente usados no estudo de adsorção em diferentes pares adsortivos.

Anos depois, a adsorção passou a ser estudada por BRUNAUER, EMMETT e TELLER (1938), que avaliaram a formação de múltiplas camadas de adsorvato durante a adsorção, aperfeiçoando a teoria de Langmuir num método conhecido como B.E.T. A

diferença entre como Langmuir e B.E.T. encaram a adsorção pode ser observada na Figura 2.3.

Figura 2.3 - Modelo de adsorção monocamada (a) segundo Langmuir e multicamada (b) segundo B.E.T.



Fonte: O autor.

A forma como o adsorvente interage com o adsorvato é representada pelas chamadas isotermas de adsorção, que são curvas indicando a velocidade da adsorção ao passo que a concentração de adsorvato vai aumentando no sistema. No método de LANGMUIR (1916), a isoterma pode ser escrita como na Equação 2.1.

$$q = \frac{L \cdot b \cdot C_{eq}}{1 + k \cdot C_{eq}} \quad (2.1)$$

Onde q é a concentração de adsorvato adsorvida no sistema [$\text{kg}_{\text{adsorvato}} \cdot \text{kg}_{\text{adsorvente}}^{-1}$]; b é a capacidade máxima de adsorção [$\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$]; L é a constante de Langmuir, que representa a capacidade de adsorção da monocamada [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$], relacionada à força das interações entre moléculas do par adsorvativo; e C_{eq} é a concentração de adsorvato no equilíbrio de concentrações [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]. Outro enfoque do equacionamento adimensional de LANGMUIR (1916) traz a Equação 2.2.

$$\theta = \frac{K \cdot P_p}{1 + K \cdot P_p} \quad (2.2)$$

Onde θ representa a cobertura superficial dos microporos [adimensional]; K é a constante de adsorção do sistema estudado [Pa^{-1}]; enquanto P_p é a pressão parcial [Pa]. Em baixas concentrações de adsorvato, esta equação pode ser derivada segundo a Lei de Henry, sendo reformulada e expressa como na Equação 2.3.

$$q = P \cdot K_0^i \cdot \exp\left(\frac{Q_{ads}}{R \cdot T}\right) \quad (2.3)$$

Sendo K_0^i a constante de adsorção modificada [Pa^{-1}]; Q_{ads} o calor de adsorção para o par estudado [$\text{KJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]; R a constante dos gases [$\text{Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{K}^{-1}$]; e T a temperatura do adsorvente [K]. Para FREUNDLICH (1906), o equacionamento para a isoterma de adsorção se dá na forma mostrada pela Equação 2.4.

$$q = q_0 \cdot \left(\frac{P}{P_S(T)}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.4)$$

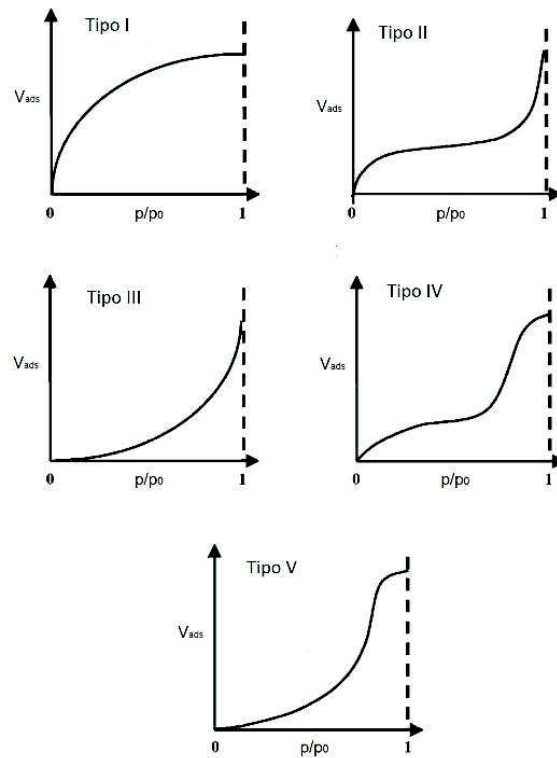
Onde q_0 é a capacidade de adsorção máxima teórica [$\text{kg}_{\text{adsorvato}} \cdot \text{kg}_{\text{adsorvente}}^{-1}$]; P é a pressão de adsorção do sistema [Pa]; $P_S(T)$ é a pressão de saturação do adsorvato em função da temperatura T [Pa]; e $1/n$ é um parâmetro para determinação da curva de adsorção. Neste modelo, x_0 e n são parâmetros a serem determinados. Segundo KHAN *et al.* (1997), um dos modelos mais disseminados para adsorção em meios microporosos e substâncias carbonáceas, como o carvão ativado, é o proposto por Dubinin-Astakhov. Esta equação, conhecida como D-A, é apresentado pela Equação 2.5.

$$q = q_0 \cdot \exp\left\{-D \left[T \cdot \ln\left(\frac{P_S(T)}{P}\right)\right]^n\right\} \quad (2.5)$$

Onde D é um parâmetro adimensional também determinado por experimentos, chamado de coeficiente de afinidade e relacionado à microestrutura do material adsorvente. A concentração de adsorvato no sistema x pode se relacionar à expressão P_S/P , gerando as chamadas isotermas de adsorção. Segundo BRUNAUER *et al.* (1940), as isotermas mais comuns encontradas na natureza podem ser representadas por cinco tipos básicos. A Figura

2.4 mostra estes tipos de isotermas, onde o autor utilizou as variáveis V_{ads} e P/P_0 relacionadas nos eixos dos gráficos, análogas à q e à P/P_S .

Figura 2.4 - Principais tipos de isotermas de adsorção.



Fonte: Brunauer *et al.* (1940), adaptada para o português.

De acordo com VIEIRA (2009), as isotermas podem ser agrupadas em:

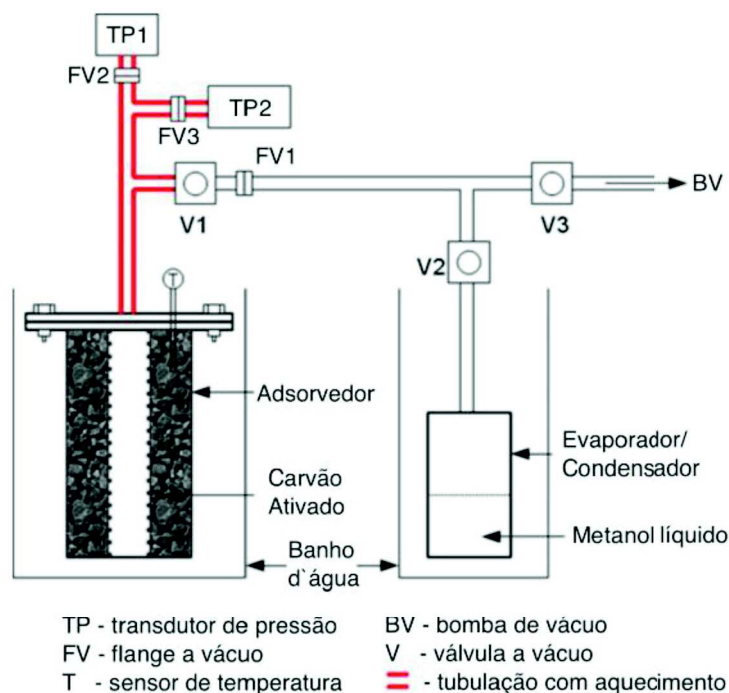
- ✓ Tipo I: Isotherma típica de adsorventes microporosos, onde o adsorvato tende a formar poucas ou uma única camada de interação, fato pelo qual é também chamada isoterma de Langmuir. Ocorre quando o diâmetro dos poros é equivalente ou pouco maior do que o diâmetro molecular do fluido adsorvido;
- ✓ Tipo II: Ocorre em sistemas com grande faixa de tamanho de poros, sendo a primeira parte da curva a formação de monocamada, seguida por um tempo para completa formação da primeira camada, e culminando com a formação de múltiplas camadas de adsorção;

- ✓ Tipo III: Esta isoterma ocorre em sistemas onde a interação adsorvato-adsorvato é mais forte do que a interação adsorvato-adsorvente. Dessa forma, ocorre a formação de múltiplas camadas de adsorção antes mesmo que toda a primeira camada esteja completa, o que retarda a velocidade de adsorção do sistema. Assim como a isoterma de tipo II, também ocorre em adsorventes com grande faixa de tamanho de poros;
- ✓ Tipo IV: Esta isoterma é característica de materiais com poros de médios a grandes, onde a formação de duas camadas de adsorção ocorre, porém é limitada pelo espaço dos macroporos ou mesoporos;
- ✓ Tipo V: É similar à isoterma do tipo IV, com a diferença que não é possível observar a formação da primeira camada de adsorção, devido aos fortes efeitos da atração intermolecular.

NIEDERSBERG (2012) mostrou que a interação entre o par carvão ativado – metanol mais se adequa às isotermas de adsorção dos tipos II ou III, podendo ser equacionada utilizando as Equações 2.3, 2.4 e 2.5. O estudo da cinética da adsorção geralmente compara resultados experimentais com aqueles correlacionados pelas equações de Langmuir, Equação 2.3, de Freundlich, Equação 2.4, e o modelo D-A, Equação 2.5. As últimas duas, por terem sido criadas para fins empíricos, permitem determinar mais coeficientes através de experimentos, q_0 e n , para o caso de Freundlich, e q_0 , n e D , para o caso do modelo D-A, ao passo que a formulação de Langmuir permite apenas se encontrar o valor de L . Dessa forma, ainda segundo Niedersberg, apesar da proximidade de resultados, as formulações de Freundlich e do modelo D-A costumam apresentar resultados mais satisfatórios do que Langmuir.

ZHAO (2010) realizou experimentos com três tipos de estrutura de carvão ativado, denominados comercialmente 207C, 207EA e WS-480, a fim de comparar os modelos de Langmuir, Freundlich e D-A e determinar qual representa melhor a curva de adsorção do par carvão ativado – metanol. A Figura 2.5 mostra o diagrama esquemático dos instrumentos e aparatos utilizados para os experimentos, enquanto que os resultados obtidos estão mostrados na Tabela 2.1.

Figura 2.5 - Esquema do sistema de testes de ZHAO.



Fonte: ZHAO, 2010, adaptada para o português.

Tabela 2.1 - Parâmetros determinados para cada tipo de modelo de adsorção e para cada estrutura de carvão.

Estrutura de carvão	Modelo adotado		Parâmetros calculados		R^2
207C	Langmuir	—	$K_0^I = 5.68 \times 10^{-6}$	$Q_{ads} = 1007.30$	0.9272
207EA	Langmuir	—	$K_0^I = 7.12 \times 10^{-6}$	$Q_{ads} = 1040.90$	0.9558
WS-480	Langmuir	—	$K_0^I = 7.87 \times 10^{-7}$	$Q_{ads} = 1196.30$	0.9323
207C	Freundlich	$x_0 = 0.25$	—	$n = 1.65$	0.9777
207EA	Freundlich	$x_0 = 0.54$	—	$n = 1.47$	0.9723
WS-480	Freundlich	$x_0 = 0.43$	—	$n = 1.39$	0.9641
207C	D-A	$x_0 = 0.15$	$D = 9.67 \times 10^{-6}$	$n = 1.72$	0.9901
207EA	D-A	$x_0 = 0.28$	$D = 8.45 \times 10^{-7}$	$n = 2.08$	0.9865
WS-480	D-A	$x_0 = 0.27$	$D = 9.08 \times 10^{-6}$	$n = 1.78$	0.9942

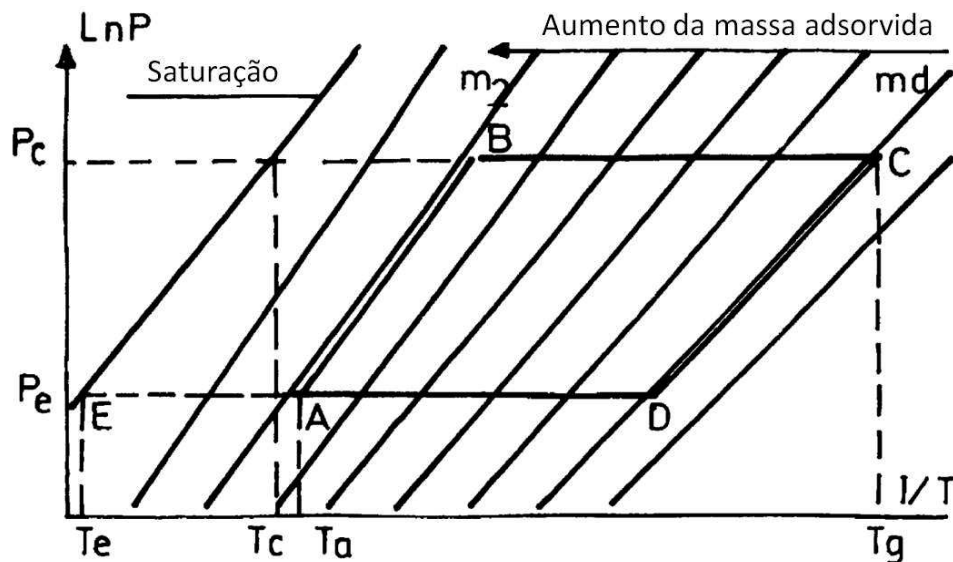
Fonte: ZHAO, 2010, adaptada para o português.

O valor de R^2 na Tabela 2.1 indica a variância dos resultados encontrados pelo modelo analítico em comparação com os resultados obtidos no experimento. Observa-se claramente que o modelo D-A é o que apresenta os maiores valores de R^2 , sendo, portanto, considerado o modelo analítico que melhor representa a curva de adsorção na prática.

De posse da Equação 2.5 do modelo D-A é possível traçar linhas de mesma concentração de adsorvato [$\text{kg}_{\text{metanol}} \cdot \text{kg}_{\text{carvão ativado}}^{-1}$], chamadas isostéricas, num gráfico do

inverso da temperatura absoluta do sistema, $1/T$, pelo logaritmo natural da pressão absoluta do sistema, $\ln(P)$. ANYANWU e EZEKWE (2003) estudaram o ciclo de adsorção do par carvão ativado - metanol e produziram, como mostra a Figura 2.6, um gráfico deste tipo, onde é possível também se desenhar o ciclo teórico de adsorção. As linhas diagonais mostradas na Figura 2.6 são as linhas isostéricas, m_d e m_2 são as massas mínima e máxima adsorvidas no sistema, respectivamente, T_g e T_a são as temperaturas máxima e mínima atingidas no sistema durante o ciclo ABCD, P_c é a pressão no condensador (máxima do sistema) e P_e é a pressão do evaporador (mínima do sistema).

Figura 2.6 - Linhas isostéricas e ciclo teórico de adsorção ABCD.



Fonte: ANYANWU e EZEKWE, 2003, modificado para o português.

Neste ciclo, cada aresta do polígono ABCD identifica um processo ideal da adsorção, como discutido por RUTHVEN (1984) e por TENG *et al.* (1997):

- ✓ DA: Adsorção de metanol no leito adsorativo de carvão ativado acompanhado de resfriamento do sistema à pressão constante. O eixo das ordenadas indica a temperatura de saturação associada à pressão de saturação do sistema.
- ✓ AB: Aquecimento do leito adsorativo hermeticamente fechado (sem variação da concentração de adsorvato) e consequente aumento de pressão do sistema.

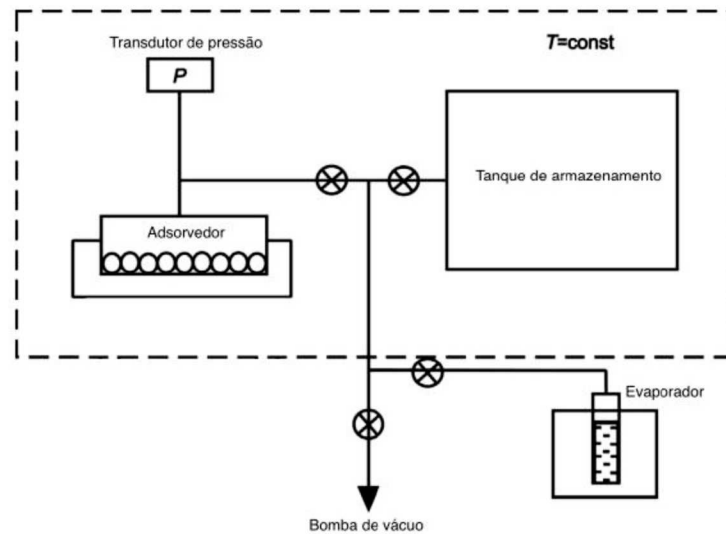
- ✓ BC: Dessorção e aquecimento do leito adsorativo à pressão constante.
- ✓ CD: Resfriamento do leito adsorativo hermeticamente fechado e consequente diminuição da pressão do sistema.

Observa-se que a adsorção ocorre em apenas um processo, enquanto que são necessários outros três para que o leito de carvão ativado recupere sua capacidade adsorativa. Dessa forma, segundo WANG (2001), é de grande interesse que, em um projeto de refrigeração por adsorção, o tempo para aquecimento, dessorção e resfriamento seja o mais curto possível, pois é neste momento em que o adsorvedor, então saturado, não está contribuindo para a capacidade de resfriamento do ar condicionado. Portanto, há de se determinar as temperaturas da fonte quente e da fonte fria no intuito de se conseguir aquecer/resfriar o adsorvedor de forma rápida e eficiente. Em contrapartida, estas temperaturas não devem demandar energia ou equipamentos que tornem o custo de projeto ou de operação inviáveis.

A dessorção, por sua vez, geralmente ocorre em maiores velocidades do que a adsorção, como mostrou GORDEEVA (2014) ao relacionar as curvas de cinética de adsorção para o par carvão ativado – metanol num esquema com algumas camadas de adsorvente. A Figura 2.7 mostra o aparato instrumental utilizado por Gordeeva, onde a bomba de vácuo mostrada é utilizada para limpar o sistema de impurezas e partículas que possam atrapalhar o processo de adsorção. O sistema é mantido a temperatura constante durante o processo.

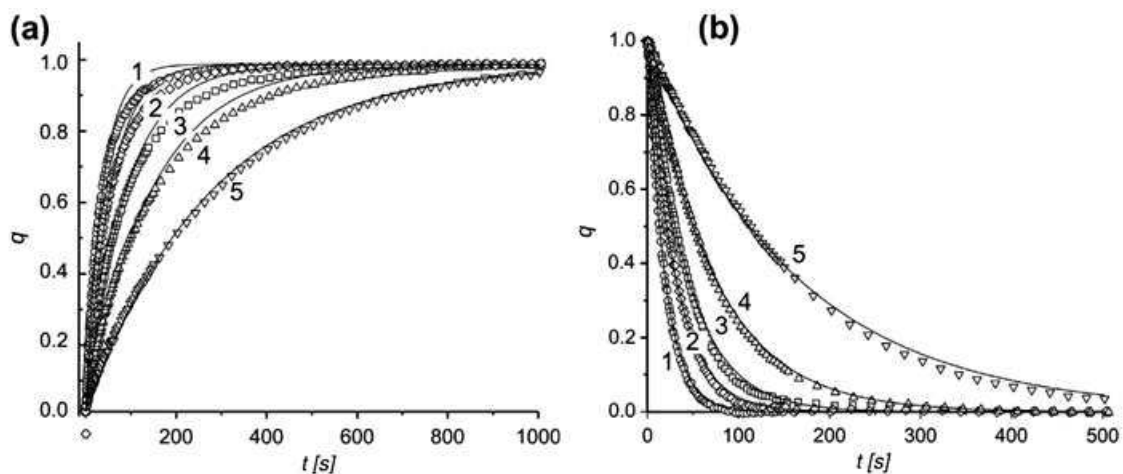
Os resultados de velocidade de adsorção e dessorção encontrados por Gordeeva estão mostrados na Figura 2.8 para diferentes tamanhos de grão de carvão ativado, onde q é a concentração de adsorvato no adsorvente, sendo 1 a concentração máxima e 0 a mínima. Para estes tamanhos de grão estudados encontraram-se tempos de adsorção na faixa de 250 a 800 s, enquanto que para a dessorção o tempo é da ordem de 100 a 500 s. Observa-se que o tempo necessário para o processo de adsorção é maior do que na dessorção. A facilidade do metanol dessorver está atrelada à alta temperatura em que ocorre este processo.

Figura 2.7 - Esquema utilizado por GORDEEVA para avaliar a cinética de adsorção do par carvão ativado – metanol.



Fonte: GORDEEVA, 2014, adaptada para o português.

Figura 2.8 - Cinética de adsorção (a) e dessorção (b) monocamada para o par adsortivo carvão ativado – metanol para os tamanhos de grão de carvão com $D_{gr} = 0,8-0,9$ mm [1], 1,0-1,25 mm [2], 1,6-1,8 mm [3], 2,5-2,8 mm [4] e 4,0-4,1 mm [5].



Fonte: GORDEEVA, 2014.

As características microestruturais do carvão ativado, como tamanho dos microporos, área superficial específica, densidade específica, influenciam também para variações nos valores dos parâmetros, alterando a curva de adsorção. O estudo de Gordeeva levou em conta um leito adsorvente com poucas camadas (no máximo quatro camadas), o que não necessariamente traduz o que ocorreria num leito adsortivo de maior massa de

material adsorvente, onde tempos de adsorção de algumas horas são comuns de serem encontrados. De forma geral, é possível dizer que quanto menor o módulo adsorvivo, menores tempos são verificados na cinética de adsorção, o que é extremamente vantajoso para o projeto. No entanto, quanto menores os módulos, mais dispendioso fica a construção de múltiplos módulos para suprir a carga térmica desejada para o ar condicionado, sendo necessário um estudo de otimização para cada caso.

Não obstante, projetos conduzidos com adsorventes de grandes áreas superficiais específicas podem incrementar a taxa média de energia retirada do evaporador por massa de adsorvente substancialmente. Ao estudarem este comportamento, KRUK *et al.* (1997) observaram que a quantidade de massa adsorvida a baixas pressões aumenta consideravelmente em amostras de material adsorvente que possuem tamanhos menores de poros. Outra medida importante no projeto de um adsorvedor é que se tenha espaço suficiente entre as camadas de adsorvente, a fim de que o vapor de adsorvato possa fluir sem encontrar muita resistência por dentro do leito até a associação molecular.

A adsorção é principalmente utilizada para finalidades de desumidificação, filtragem e separação de substâncias, mas vem ganhando espaço enorme na área de climatização. Uma das maneiras em que se pode utilizar a adsorção para climatização é no controle de umidade de ambientes refrigerados por ar condicionado convencional, por compressão de vapor. Isso pode ser feito com rodas dessecantes (com material adsorvente), que retiram a umidade de ambientes refrigerados para diminuir a carga térmica necessária aos condicionadores de ar. Outra forma de utilizar a adsorção a favor da climatização é quando este fenômeno se associa ao resfriamento evaporativo, processo este que representa o princípio do ar condicionado por adsorção.

2.2. O AR CONDICIONADO POR ADSORÇÃO

A evaporação, como o próprio nome diz, é o processo físico de transformação da matéria da fase líquida para a fase de vapor. Esta se dá na superfície de um líquido quando as moléculas deste escapam para o exterior. Esse fenômeno precisa de energia para ocorrer, e as moléculas em evaporação a retiram do próprio líquido que está ao seu redor. Por este motivo, a evaporação é um processo dito endotérmico, que precisa de energia para acontecer. O resfriamento evaporativo se dá a partir deste conceito: uma vez que a evaporação de partículas de um fluido qualquer retira calor das partículas vizinhas (também em fase

líquida), as partículas remanescentes de líquido acabam cedendo energia e, por consequência, se resfriando.

É neste contexto que a adsorção ganha um papel importante, ao passo que o material adsorvente fornece o estímulo necessário para que o adsorvato evapore. No entanto, o resfriamento evaporativo é um processo lento e que dificilmente é capaz de produzir efeito frigorífico de forma significativa num sistema em curto espaço de tempo. Este é outro motivo por que autores como LEITE *et al.* (2011) afirmam que o ar condicionado por adsorção é mais viável para grandes empreendimentos e grandes instalações, como por exemplo: hotéis, centros comerciais, supermercados, etc.

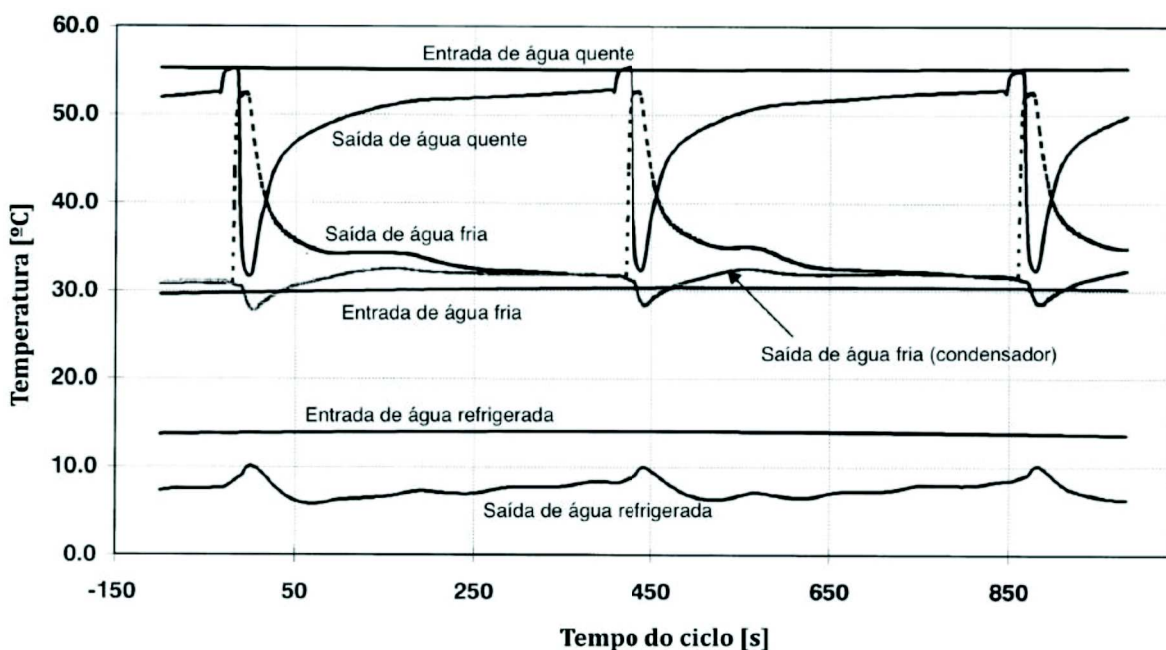
Isso se deve, primeiramente, devido ao custo de instalação dos equipamentos, que costuma ser mais caro do que os equipamentos de refrigeração por compressão a vapor ou centrais de refrigeração convencionais; e segundo porque ele não deve ser ligado e desligado várias vezes ao dia, devido à demora que este sistema tem para conseguir boas cargas térmicas durante o funcionamento.

Segundo LAMP e ZIEGLER (1998), os primeiros feitos científicos no intuito de produzir gelo, no entanto, datam de 1872 na França, conduzidos por Pifre, e repetidos anos depois na Espanha. No entanto, apenas a partir da década de 1950 é que estudos mais significativos no intuito de explorar a refrigeração a partir da adsorção surgiram. Alguns dos principais centros de pesquisa com trabalhos desenvolvidos nesta área estão descritos a seguir para apresentar um panorama sobre a evolução do ar condicionado adsorativo e qual eficiência os principais projetos da atualidade podem alcançar.

MILES e SHELTON (1996), na *Wave Air Corporation*, Estados Unidos, desenvolveram um sistema que utiliza o par adsorativo carvão ativado – metanol para refrigeração de ambientes internos, como ar condicionado, ou para aquecimento dos mesmos, como bomba de calor. O sistema tem dois leitos adsorativos que são aquecidos, durante a regeneração, por um fluido aquecido via aquecedor elétrico. O COP médio do sistema encontrado para resfriamento em dias quentes foi de 0,72, enquanto que para aquecimento em dias frios foi de 1,21. Os autores estudaram melhorias nas características adsorativas do carvão ativado, produzindo um adsorvente capaz de sorver 50% mais do fluido de metanol, concluindo que reduções no tamanho do leito ou da temperatura de aquecimento dos leitos poderiam ser aplicadas em sistemas cuja eficiência do par adsorativo seja melhorada.

SAHA *et al.* (2000), na Universidade de Agricultura e Tecnologia de Tóquio (nome traduzido para o português), Japão, desenvolveram e investigaram o desempenho de um dos primeiros aparelhos de ar condicionado usando o par adsorativo sílica gel – água e energia solar e/ou resíduo térmico. Além de justificar o uso deste tipo de equipamento pela baixa necessidade de manutenção e uso de fontes de energia ecologicamente corretas, Saha enfatiza a necessidade de se utilizar dois ou mais leitos adsorativos e a capacidade de se trabalhar com temperaturas de regeneração consideradas não tão altas para a aplicação. No caso, se utilizaram temperaturas de aquecimento entre 45 e 70 °C e temperaturas de resfriamento de aproximadamente 30 °C, resultando em um equipamento que obteve COP de 0,36 e capacidade de refrigeração de 3,2 kW. O tempo de regeneração encontrado no estudo foi de aproximadamente 420 s quando se utilizou fonte quente de 55 °C. A Figura 2.9 mostra o comportamento das temperaturas encontradas por Saha nos circuitos de água fria e água quente antes e depois de passar pelos leitos adsorativos, bem como as temperaturas de entrada e saída da água refrigerada pelo evaporador do sistema. O comportamento cíclico da saída de água quente ocorre porque a cada início de regeneração o leito adsorativo se encontra na temperatura em que ocorreu a adsorção, mais baixa.

Figura 2.9 - Perfis de temperaturas para os ciclos de água quente, fria e refrigerada na entrada e saída dos adsorvedores/evaporador.



Fonte: SAHA *et al.*, 2000, adaptada para o português.

No laboratório *Energy and resources laboratory* do centro de pesquisa *Industrial Technologies Research Institute*, Taiwan, o par adsorativo sílica gel – água foi utilizado por CHAN (2005) num estudo experimental de um leito adsorativo aletado para melhor transferência de calor. A fonte de calor é a energia solar, adquirida através de coletores solares planos, como os adotados nesta dissertação. Nas condições de teste com água de aquecimento a 80 °C e de resfriamento a 30 °C, obteve-se um COP de 0,45 e um poder frigorífico específico de 176 W.kg⁻¹ de adsorvente. Atualmente, sabe-se que, com mudanças na estrutura, na área superficial específica e na composição do material adsorvente, é possível se obter valores de aproximadamente 300 W.kg⁻¹ de adsorvente. CHAN também estudou variações de parâmetros como: temperatura e vazão da água de resfriamento; temperatura e vazão da água de aquecimento; tempo do ciclo de adsorção; e temperatura da água refrigerada, a fim de demonstrar a influência destes no COP e na carga frigorífica do sistema. Como uma de suas principais conclusões, diz que a redução na vazão de água quente que passa pelos coletores solares pode aumentar o COP do sistema para até 0,53.

LIU *et al.* (2005), no *Institute of Refrigeration and Cryogenics*, China, testaram dois protótipos de ar condicionado por adsorção usando o par sílica gel – água com um tanque de armazenamento de água quente com 1 m³, utilizando aquecedores elétricos para manter a temperatura de projeto, e dois leitos adsorativos de tubos aletados com 26,4 kg de sílica gel cada. Além disso, o sistema estudado utiliza condensadores e evaporadores independentes, um para cada adsorvedor, que operam em antiparalelo. O primeiro protótipo, usando fonte quente a temperaturas entre 70 e 85 °C e com temperatura do evaporador de 15 °C, alcançou capacidade de refrigeração máxima de 7,3 kW e COP de aproximadamente 0,42. Os tempos de adsorção e dessorção encontrados pelo pesquisador foram de 480 s para cada etapa. No segundo protótipo, que conta com trocadores de calor do tipo tubo aletado também para os condensadores, foram realizados testes com fonte quente em 80 °C e temperatura do evaporador de 13 °C que mostraram o COP superando 0,5 e a capacidade de refrigeração aproximando-se de 9 kW, o que pode ser traduzido em cerca de 170 W.kg⁻¹ de sílica gel. LIU ainda concluiu que o uso de trocadores de calor do tipo tubo aletado tanto nos condensadores quanto nos adsorvedores e evaporadores aumenta consideravelmente o rendimento e capacidade frigorífica do equipamento.

WANG (2005), no mesmo instituto citado anteriormente, testou um sistema de refrigeração usando o par adsorativo sílica gel – água onde a troca de energia com a água refrigerada ocorre com metanol num circuito independente da água do ciclo adsorativo

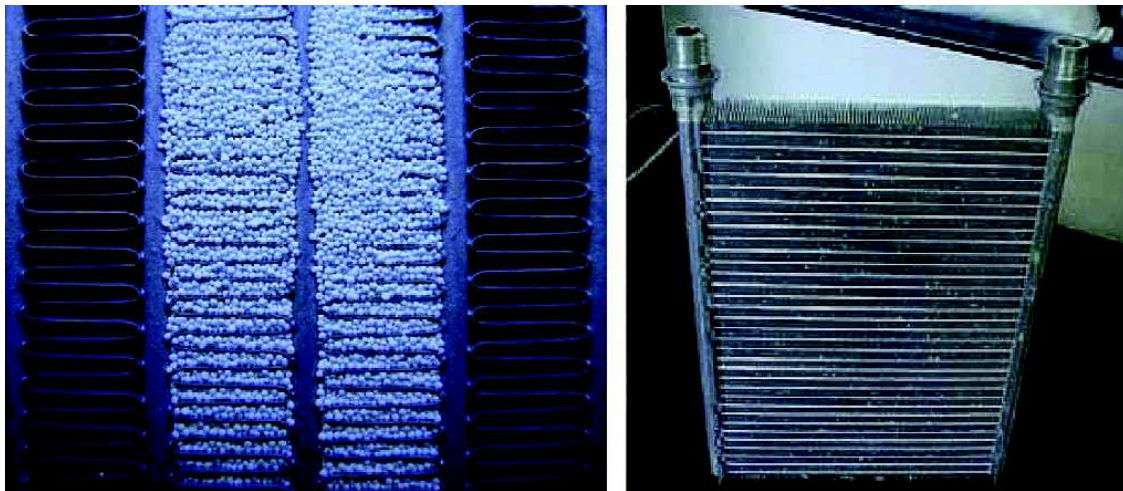
através de tubos, e presente apenas na região inferior do evaporador. Neste projeto, buscou-se trabalhar com duas câmaras a vácuo, cada uma contendo seu próprio leito adsorativo, evaporador e condensador. Desta forma, foi possível eliminar as válvulas do ciclo principal de adsorção, aumentando consideravelmente a confiabilidade do sistema e reduzindo a chance de vazamentos. Com 50 kg de sílica gel em grãos de 0,5 – 1 mm de diâmetro, WANG conseguiu alcançar 10 kW de capacidade frigorífica e COP superior a 0,5 para temperaturas da água de aquecimento entre 65 e 80 °C e de resfriamento a 31 °C. Os resultados mostram que, para este tipo de projeto, ao passo que se reduz o número de válvulas necessárias, também se perde capacidade de refrigeração específica, que no caso ficou em aproximadamente 100 W.kg⁻¹ de sílica gel.

De acordo com LAMP e ZIEGLER (1998), novos estudos seriam necessários no intuito de tornar o ar condicionado por adsorção viável financeiramente. Eles apontaram a solução para novos conceitos de obtenção do calor para regeneração e para novos projetos de leitos adsorativos, principalmente no que diz respeito à utilização de novos materiais adsorventes com maiores capacidades de adsorção e de leitos adsorativos com melhores desempenhos durante o aquecimento e resfriamento.

É o que mostram alguns estudos recentes como o de ARISTOV (2012), que desenvolveu um sistema com um leito adsorvente de material compósito formado por sílica gel e nitrato de lítio, com grãos da ordem de 0,25 mm de diâmetro. O adsorvente fica alojado entre tubulações aletadas, como mostra a Figura 2.10, a fim de otimizar a troca de calor com a água quente, durante a dessorção, e a água fria, durante adsorção.

Com estes modelos de adsorvedor, ARISTOV realizou experimentos com água como adsorvato, onde encontrou tempos entre 178 e 255 s, dependendo das temperaturas de resfriamento utilizadas. Além disso, como o leito conduz calor com boas propriedades em todo seu espaço, os tempos de aquecimento e resfriamento foram muito satisfatórios, dados em 10 e 20 s, respectivamente. Como discutido anteriormente, o tempo para aquecimento, dessorção e resfriamento deve ser o mais curto possível, a fim de preparar o adsorvedor para uma nova etapa de adsorção. Nos diferentes projetos que se encontra, pode haver uma variação no número de leitos adsorativos, a fim de garantir uma boa eficiência de todo o sistema.

Figura 2.10 - Núcleo do leito adsorativo utilizado por ARISTOV (à direita) com detalhes do preenchimento das aletas com material adsorvente (à esquerda).

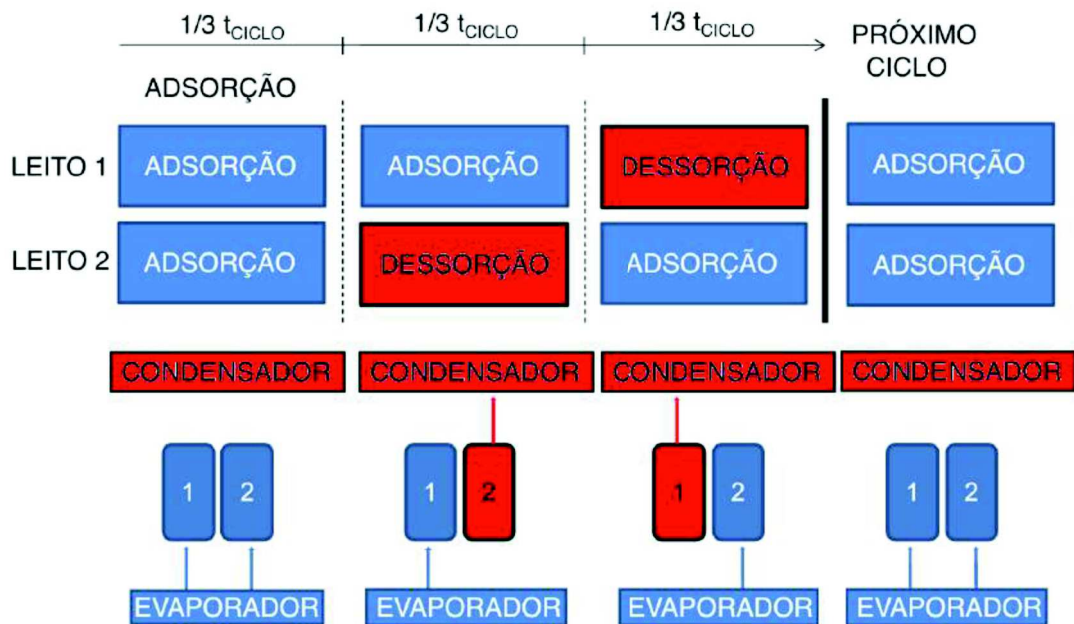


Fonte: ARISTOV, 2012.

No experimento de ARISTOV, onde o tempo para regenerar o adsorvedor é reduzido, foi possível utilização de apenas dois módulos para a construção do sistema. Nota-se que dois é sempre o número mínimo de leitos adsorativos no intuito de permitir uma constante produção do efeito refrigerante no ar condicionado, onde pelo menos se espera um módulo adsorvendo enquanto o outro se regenera. A Figura 2.11 mostra um esquema proposto por ARISTOV ao final do seu experimento que ilustra a fase de operação de cada adsorvedor ao longo do ciclo.

Portanto, diversos são os tipos de ar condicionado adsorativo, tanto em no quesito de projeto mecânico quanto da fonte energética utilizada. Os trabalhos mais atuais sobre refrigeração adsorativa não mostram grandes inovações no conceito ou no projeto do sistema como um todo, mas sim melhorias pontuais em componentes importantes do ar condicionado. As duas principais melhorias têm sido feitas no material adsorvente utilizado e na eficiência dos coletores solares.

Figura 2.11 - Esquema das etapas de cada adsorvedor dentro do ciclo no experimento de ARISTOV.



Fonte: ARISTOV, 2012, adaptada para o português.

Atualmente, os pares mais comuns encontrados são: metanol – carvão ativado, sílica gel – água e zircônia e alguns derivados. No caso dos trabalhos desenvolvidos no intuito de fabricar gelo, como o de LEITE (2007), é comum a adoção do par carvão ativado – metanol, adsorvato cujo ponto triplo é da ordem de $-97,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, permitindo se chegar a temperaturas baixas o suficiente para permitir a solidificação da água. Para projetos de ar condicionado solar, entretanto, costuma-se utilizar o par sílica gel – água, ou alguns compostos derivados deste par, uma vez que o coeficiente de eficiência COP dos aparelhos estudados geralmente é maior usando este par. Além disso, o calor latente (calor de evaporação) da água é um dos maiores encontrados na natureza, o que pode ser traduzido em maior capacidade de refrigeração no evaporador para uma mesma massa de adsorvato.

Fazendo um breve comparativo entre estes dois pares, também deve ser levado em consideração que a sílica gel tem a limitação de apenas poder ser aquecida a temperaturas abaixo de $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Este é um dos motivos pelo qual se busca materiais compostos com sílica gel no intuito de aumentar a faixa de aquecimento do material adsorvente. Isso é o que mostram estudos como os de CHOUDHURY (2013), que levou em consideração a aplicação da nanotecnologia aos materiais adsorventes, e SHARAFIAN e BAHRAMI (2014), que estudaram a influência da geometria e tipo de leito adsorativo na eficiência da adsorção entre sílica gel e água. Outros pares adsorvativos, como zeólita – água e amônia – sal, já foram

estudados, mas estão cada vez perdendo mais espaço para o par de sílica gel – água, sendo este um dos principais campos em desenvolvimento na busca por melhores coeficientes de eficiência e capacidades de refrigeração dos condicionadores de ar por adsorção.

Os coeficientes de eficiência encontrados na maioria dos projetos de ar condicionado adsorativo ao redor do mundo são bem modestos ao serem comparados com o COP de aparelhos de ar condicionado por compressão de vapor. Segundo levantamento do INMETRO de 2015 sobre eficiência energética de condicionadores de ar, estes últimos podem apresentar COPs de 3,3, enquanto que os sistemas adsorativos estudados apresentam COP entre 0,3 e 0,8.

Uma vez que o COP de um sistema de refrigeração é determinado em detrimento da energia utilizada para se aquecer o leito adsorativo, muito esforço tem sido feito no intuito de se aplicar fontes renováveis de energia a fim de baratear o custo de aquisição da mesma. Por este motivo, o uso de energia solar para suprir o Ciclo de Água Quente do sistema é também um dos importantes fatores que pode fazer avançar a aplicabilidade da adsorção para refrigeração.

2.3. SISTEMAS DE AQUECIMENTO DE ÁGUA POR RADIAÇÃO SOLAR

A energia solar é a forma de energia limpa mais abundante na natureza. Ela está entre as formas de energia que mais recebem investimentos nos últimos anos, tendo crescimento muito mais expressivo em países europeus e na China do que no Brasil. Segundo CABRAL *et al.* (2013), o Brasil possui grande vantagem com relação aos níveis de radiação solar sobre a Alemanha, por exemplo, e também possui uma das maiores reservas de silício do mundo, matéria prima para a fabricação de painéis solares fotovoltaicos. Mesmo assim, o país europeu liderou o mercado de painéis solares fotovoltaicos no mundo em 2012 e ficou em terceiro lugar na capacidade instalada de aquecimento solar. A mesma pesquisa mostra que a China englobava um total de 83% da capacidade de aquecimento através da energia solar em 2012, enquanto o Brasil representava uma modesta parcela de 0,7%.

Devido a grande variação da irradiação solar entre estações do ano, dias e até mesmo entre períodos do mesmo dia, é difícil se precisar com exatidão a energia solar média disponível em um dado dia. No entanto, grandes esforços já se mostraram efetivos neste quesito, como o apresentado no Atlas Solarimétrico do Brasil, de 2000, iniciativa da Universidade Federal de Pernambuco (UFPE) e da Companhia Hidroelétrica do São

Onde β é a inclinação do plano que está recebendo radiação solar com a horizontal; NP é a normal do plano que aponta para a direção do céu; γ_s é o azimuth da superfície do plano que recebe a radiação; h é o ângulo relativo à altura solar, que começa em 90° quando o Sol nasce, pode chegar a 0° de inclinação quando o Sol estiver a pino em regiões tropicais (apenas uma ou duas vezes por ano), e volta a ser 90° quando ele se põe; θ_z é o ângulo zenital do Sol, complemento da altura solar h ; γ é o azimuth solar, que pode variar de -180° a 180° ; a_r é o azimuth relativo entre os azimuths do plano e do Sol; e θ é o ângulo de incidência da radiação solar no plano, todos medidos em graus $[\circ]$.

Um ângulo muito importante na solarimetria é a chamada declinação solar δ , que representa a latitude terrestre pela qual a incidência solar está a pino em determinado momento. Este ângulo varia entre $-23,45^\circ$ (coincidindo com o Trópico de Capricórnio) e $23,45^\circ$ (coincidindo com o Trópico de Câncer), e pode ser calculado para um determinado dia do ano n segundo a Equação 2.6, com n começando em 1 no dia 1º de janeiro e indo até 365 no dia 31 de dezembro.

$$\delta = 23,45 \operatorname{sen} \left[360 \left(\frac{284+n}{365} \right) \right] \quad (2.6)$$

Dessa forma, pode-se calcular a Equação do Tempo ET , segundo a Equação 2.7, que se utiliza do termo B , calculado pela Equação 2.8.

$$ET = 9,87 \operatorname{sen}(2B) - 7,53(B) - 1,5 \operatorname{sen}(B) \quad (2.7)$$

$$B = \frac{360(n-81)}{364} \quad (2.8)$$

A partir daí, calcula-se a hora solar através da Equação 2.9.

$$\text{Hora solar} = \text{Hora legal} + \frac{L_p - L_l}{15} + \frac{ET}{60} - 12 \quad (2.9)$$

Sendo a Hora Legal a hora de referência do local de estudo, L_p a longitude do meridiano padrão para a hora legal e L_l a longitude local em graus $[\circ]$. A hora solar se dá em [h] e representa a hora com referência unicamente na posição solar. Ela será negativa durante

a manhã e positiva durante a tarde. A hora solar pode ser escrita também em forma de deslocamento angular, através do ângulo horário ω , descrito pela Equação 2.10.

$$\omega = 15 (Hora\ legal - 12) + L_p - L_l + \frac{ET}{4} \quad (2.10)$$

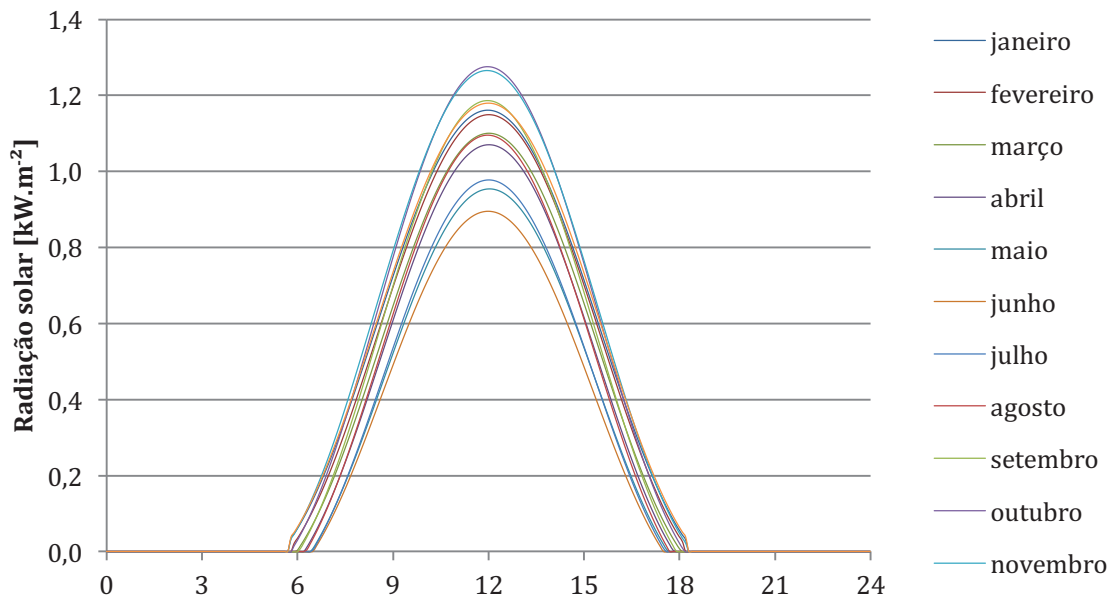
O ângulo horário varia entre -90° (ao nascer do Sol) e 90° (no pôr do Sol). É possível, fazendo-se o caminho inverso das equações mostradas, chegar na hora legal (tempo marcado no relógio) em que o Sol vai nascer ou se pôr. A partir disso, pode-se encontrar a altura solar h e o azimute solar γ através das Equações 2.11 e 2.12.

$$\text{sen}(h) = \text{sen}(\delta) \cdot \text{sen}(\phi) + \cos(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \cos(\omega) \quad (2.11)$$

$$\text{sen}(\gamma) = \frac{\text{sen}(\omega) \cdot \cos(\delta)}{\cos(h)} \quad (2.12)$$

Onde ϕ é a latitude do local estudado em graus $[\circ]$. Confrontando-se a altura solar h e o azimute solar γ com a inclinação β e o azimute γ_s do plano de estudo, é possível determinar o ângulo de incidência solar em tal superfície. O *software* Radtamb aplica o equacionamento mostrado para todas as horas de Sol do dia, estimando uma constante de radiação solar de forma que a radiação global diária seja igual à estipulada pelos dados experimentais coletados. Dessa forma, obtém-se, para cada mês do ano, a radiação solar média ao longo do dia, conforme mostra a Figura 2.13.

Figura 2.13 - Radiação solar incidente a cada hora do dia para os 12 meses do ano.



Segundo a norma ABNT NBR 15569, para fins de projeto e instalação de coletores solares, a radiação solar média pode ser obtida através da metodologia de DUFFIE e BECKMAN (2013). Para intuítos de pesquisa, no entanto, é aconselhável que a radiação solar seja também mensurada com auxílio de radiômetro devidamente calibrado. Isso ocorre para que os resultados obtidos no experimento possam ser confrontados diretamente com os valores momentâneos de radiação.

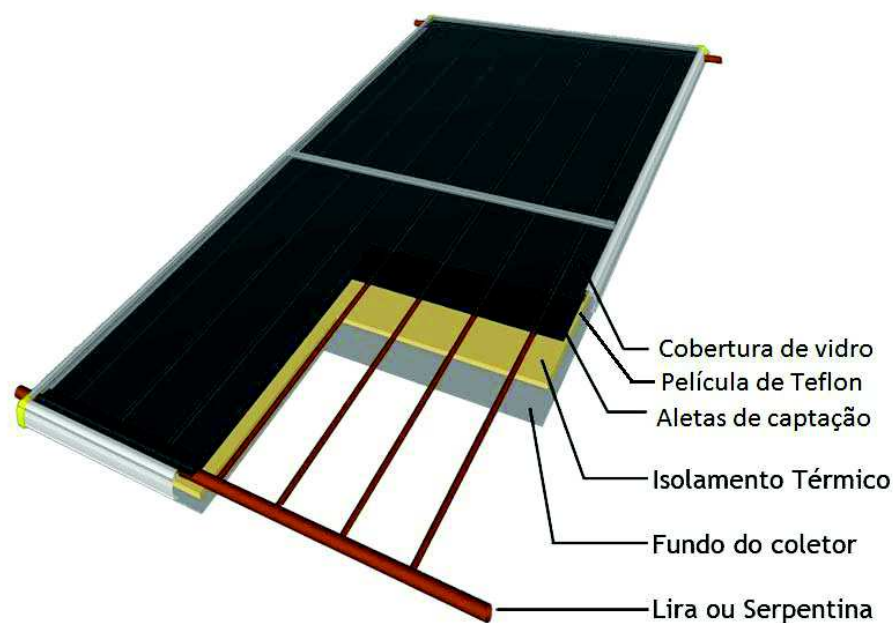
As principais formas práticas de absorção da energia solar são duas: através de painéis fotovoltaicos, para conversão em energia elétrica, com eficiência média de aproximadamente 25% atualmente; e através de coletores solares, para aquecimento de água, com eficiência média de aproximadamente 60% nos dias atuais (INMETRO, 2015). Estes últimos são apresentados e discutidos no item a seguir, mostrando características construtivas e técnicas de associação de coletores que otimizam o rendimento térmico do mesmo.

2.3.1. Coletores Solares

Um dos modelos de coletor solar mais usuais é o coletor solar plano. Ele é composto basicamente por um painel de alta absorção para a radiação solar percorrido por água dentro

de uma tubulação fechada. Esta tubulação é unida por uma chapa de material condutor coberto de tinta escura e fosca, com alto índice de absorvidade. A estrutura externa de cada coletor, de alumínio, sustenta um vidro na interface do interior do coletor com o ambiente externo. Entre a tubulação e o vidro existe uma camada de fina de teflon, a fim de reduzir as trocas convectivas do ar no interior do coletor. Um esquema da estrutura deste tipo de coletor solar está mostrado na Figura 2.14.

Figura 2.14 - Esquema da estrutura do coletor solar plano.



Fonte: Vida solar.

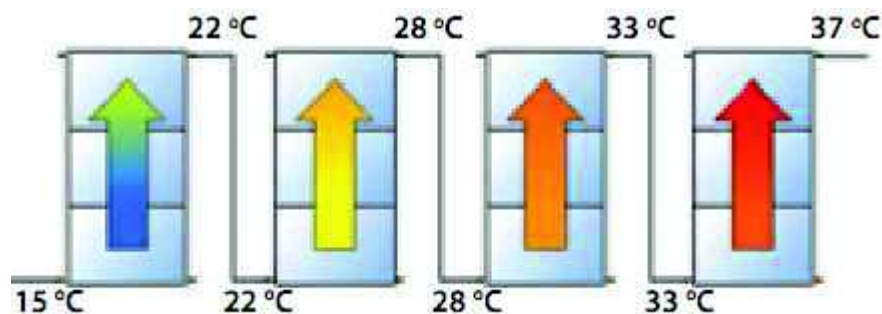
Segundo Siqueira (2009), o coletor solar deve ter boa transmissibilidade e absorvidade de radiação e deve ter baixa emitância de radiação para evitar as perdas de calor. O vidro é um material que tem grande transmissibilidade para a radiação solar, que é em sua maioria no espectro de luz visível, mas serve como material refletor para a radiação emitida pela tubulação quente dentro do coletor, que é em geral radiação no espectro de onda infravermelho. Isto cria o chamado efeito estufa, otimizando a radiação incidente no coletor e impedindo que a energia acumulada escape para fora na forma de radiação, o que justifica a utilização deste material na cobertura dos coletores.

Associações de coletores solares podem ser distribuídas em série, em paralelo, ou série-paralelo. Na associação em série, a temperatura de saída do fluido é maior do que a de

saída na associação em paralelo. Segundo COELHO (2011), esse comportamento é esperado, uma vez que a temperatura de entrada do fluido em um dado coletor é sempre inferior do que a temperatura na entrada do coletor seguinte na associação em série. Esse tipo de associação é vantajoso no que se refere ao objetivo de alta temperatura de saída. Entretanto, a associação em série é a que confere maior perda de carga no circuito hidráulico, podendo ser limitada em número de coletores pela capacidade de bombeamento do sistema.

Além disso, é possível observar que a temperatura média dos coletores vai aumentando na ordem de sequência da associação em série, ou seja, a temperatura média do coletor mais ao final da associação é maior do que a do coletor mais no início da mesma. Sempre que o coletor solar se aquece, tem as suas perdas convectivas e por radiação aumentadas consideravelmente, implicando em menor rendimento para o equipamento. A Figura 2.15 apresenta esquematicamente a configuração de associação em série de coletores solares.

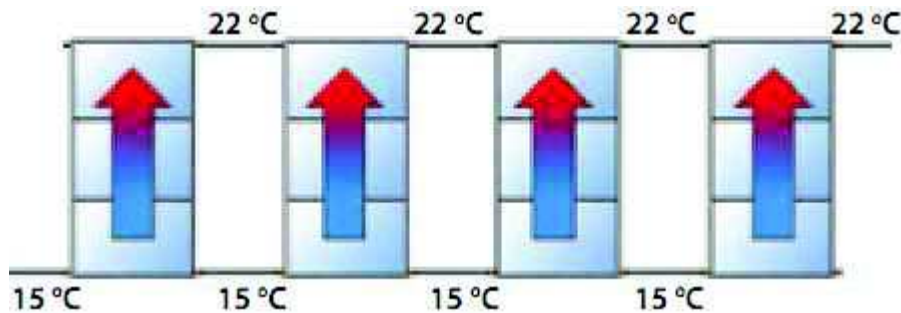
Figura 2.15 - Esquema ilustrativo da associação em série de coletores solares.



Fonte: RODRIGUES e MATAJS, 2010.

A associação em paralelo, por sua vez, não confere a maior temperatura de saída para o fluido. Porém, segundo RODRIGUES e MATAJS (2010), é a associação que apresenta menor perda de carga, uma vez que divide a vazão de fluido e reduz sua velocidade de escoamento, além de apresentar o melhor rendimento médio para os equipamentos, dada a menor temperatura média dos coletores em comparação com a associação em série. A Figura 2.16 apresenta esquematicamente como funciona a associação em paralelo de coletores solares.

Figura 2.16 - Associação em paralelo de coletores solares.



Fonte: RODRIGUES e MATAJS, 2010.

Segundo RODRIGUES e MATAJS (2010), é importante buscar aperfeiçoar os fatores envolvidos no projeto de aquecimento solar, como temperatura de saída, rendimento dos coletores, capacidade de bombeamento do sistema, etc., a fim de se escolher a melhor associação para o caso. Muitas vezes, a melhor configuração pode estar em uma associação em série-paralelo, mesclando as características de ambas.

O uso de um ciclo contínuo de água que de um lado retira calor de um coletor solar e do outro alimenta com calor algum equipamento, no entanto, não é usual uma vez que a radiação solar sofre fortes variações ao longo do dia. Dessa forma, é viável se pensar em uma forma de estocagem térmica, que possa armazenar a energia solar adquirida ao longo do dia e usá-la em momentos em que a radiação não é tão evidente, como em períodos de nuvens densas cobrindo o Sol ou mesmo à noite. É por este motivo que muitos sistemas de aquecimento solar contam com um tanque de armazenamento térmico, equipamento que é detalhado a seguir.

2.3.2. Tanque de Armazenamento Térmico

O tanque de armazenamento térmico se faz necessário porque a principal fonte de energia deste modelo estudado não é constante nem previsível. A radiação solar tem um comportamento no formato de colina, com pontos mínimos ao nascer e pôr do Sol, e máximo próximo ao meio-dia. Esta energia também varia ao longo do dia: em momentos em que o Sol fica encoberto por nuvens ou quando o elemento coletor fica à sombra de outro objeto; bem como varia entre dias: considerando que um dia pode ser chuvoso, ensolarado, nublado, mais frio ou mais quente que outros.

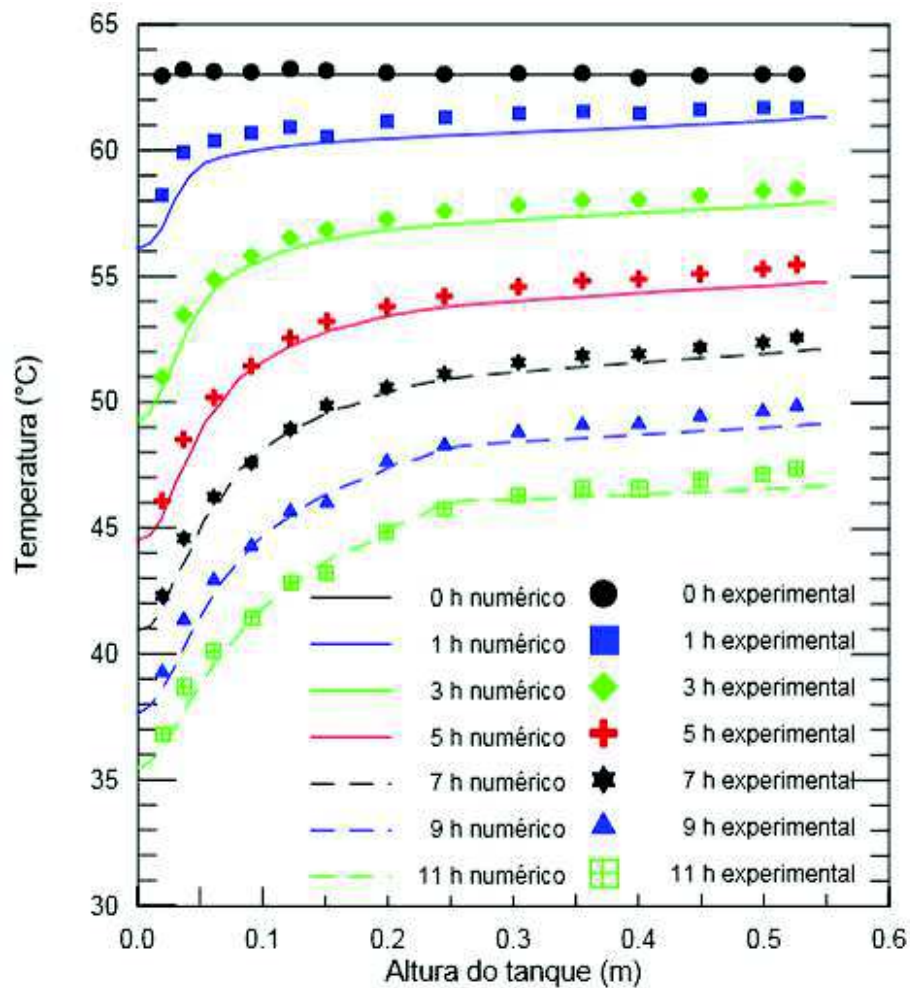
Dessa forma, existe dificuldade em se precisar quanto de energia solar um dia irá disponibilizar em um dia típico. Na tentativa de aproveitar o máximo da energia coletada utiliza-se um tanque para armazenamento da água aquecida nos coletores solares. Assim, grandes quantidades de energia podem ser disponibilizadas pela estocagem térmica mesmo em períodos à noite, quando o Sol já se pôs.

O projeto de um tanque de armazenamento deve buscar a otimização do seu volume, a fim de que a temperatura de operação seja a maior possível. Se o volume escolhido for muito grande, há grande demanda de tempo para que o tanque se aqueça, o que se traduz em pouca eficiência e grandes gastos da fonte de energia complementar, caso exista, a fim de colocar o tanque em temperatura de operação. Outrora, caso o volume do tanque seja muito pequeno, pouca inércia térmica é observada e a temperatura dentro deste se assemelha muito à temperatura da água vinda dos coletores solares, não havendo acumulação de energia por parte deste.

CELADOR *et al.* (2011) afirma em seu trabalho que o meio mais usual de estocagem térmica é de água em tanque verticais, sendo que o desempenho deste equipamento é diretamente proporcional ao nível de estratificação térmica do mesmo. O autor afirma que em um tanque real alguma mistura entre água fria e quente é inevitável e que, para fins de estudo em longos períodos de tempo, as perdas térmicas pelas paredes do tanque não devem ser negligenciadas.

OLIVESKI (2000) fez um estudo sobre o resfriamento natural de um tanque de 79 L cheio d'água, com 57 cm de altura e 42 cm de diâmetro, comparando resultados experimentais e numéricos. Para a experimentação, sensores de temperatura foram posicionados ao longo da altura do tanque no centro do mesmo. Para a simulação numérica, Oliveski utilizou o método dos volumes finitos, conforme descrito por Patankar, em uma abordagem bidimensional, com direção radial e axial do tanque. O modelo de turbulência utilizado foi o $k-\epsilon$ e para a solução do sistema de equações algébricas lineares foi aplicado o TDMA (*Tri-diagonal Matrix Algorithm*), ao passo que as iterações eram feitas até que o resíduo chegasse a 10^{-4} . Os resultados obtidos por Oliveski na simulação numérica mostraram grande aproximação daqueles coletados experimentalmente, conforme pode ser visualizado na Figura 2.17. A autora mostrou que a modelagem matemática e física do problema tem boa empregabilidade em casos semelhantes de escoamento em tanques de água quente.

Figura 2.17 - Estratificação de temperaturas no tanque ao longo do tempo.



Fonte: OLIVESKI, 2000.

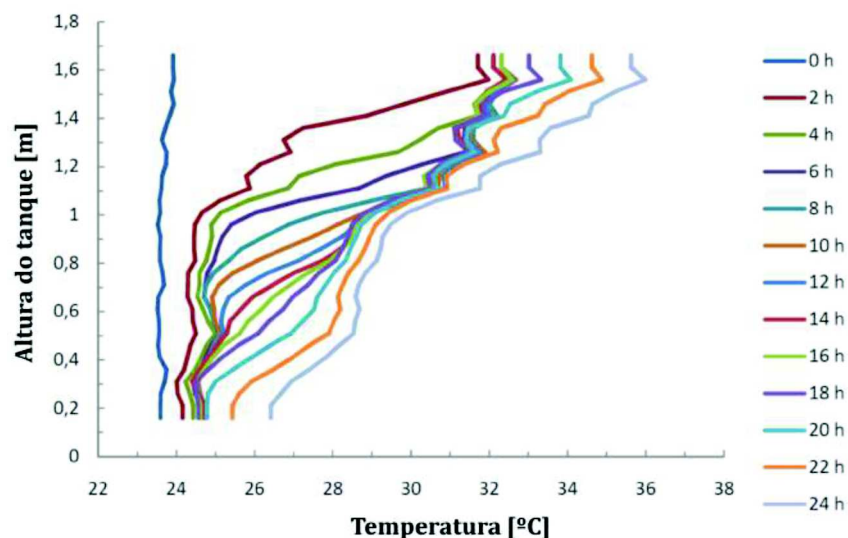
Observa-se que no trabalho desenvolvido por Oliveski não há fluxo de água entrando ou saindo do tanque. As linhas curvas apresentadas na Figura 2.17 indicam que há transição de temperaturas mais baixas, na base do tanque, para temperaturas mais altas, no topo do tanque. Oliveski concluiu ainda que as regiões próximas ao topo do tanque são governadas pelo processo convectivo, enquanto que regiões próximas à base são governadas pelos processos difusivos, representando, segundo a autora, quase que um desacoplamento hidrodinâmico entre as duas regiões. Nos casos de tanques de estocagem térmica, onde há fluxo de entrada e saída de água, é possível que essa transição seja ainda mais larga, ou seja, ocorra em uma faixa de altura do tanque ainda maior, uma vez que a convecção forçada por este escoamento acarreta em maior turbulência e mistura do fluido dentro do tanque.

SOUZA (2011) propôs o aproveitamento da energia dissipada de um refrigerador usual utilizando um circuito de água em contrafluxo com o fluido refrigerante no

condensador do sistema, sendo essa energia armazenada em um tanque de estocagem térmica. O tanque estudado por SOUZA tem 122 L, com 30 cm de diâmetro e 1,75 m de altura, com entrada e saída de água quente no topo e entrada e saída de água fria na base do mesmo. Como resultado de seu experimento, o autor conseguiu armazenar no tanque de estocagem sob a forma de calor cerca de 40% da energia elétrica consumida no compressor do refrigerador. Isso graças à estratificação térmica do tanque, que consegue suprir alimentação a temperaturas mais altas pelo topo do que se houvesse uma completa mistura do fluido nele contido.

Os resultados de estratificação térmica do tanque obtidos por Souza podem ser vistos na Figura 2.18. É possível observar que o topo do tanque, bem como a base, tende a se aquecer com o tempo de experimento. Da mesma forma, a diferença de altura entre as temperaturas altas e quentes aumenta ao longo do tempo até que alcança um formato quase que definitivo próximo às 18 h de escoamento. A transição de temperaturas baixas para as altas no perfil de temperaturas de um tanque é chamada de termoclina. Nos tempos iniciais, como em 2 h de escoamento, essa diferença chamada de termoclina fica em aproximadamente 30 cm, enquanto que nos tempos finais de experimento ela aumenta para cerca de 60 cm.

Figura 2.18 - Linhas de estratificação térmica do tanque ao longo do tempo.



Fonte: SOUZA, 2011.

No intuito de quantificar a estratificação térmica, ROSEN (2001) comparou o nível de estratificação de um tanque de armazenamento térmico com a exergia dentro do mesmo.

O processo de mistura d'água dentro do tanque é um processo que gera entropia através da mistura de fluidos de diferentes temperaturas e perdas de energia para o meio. Como consequência, este processo acaba degradando a energia armazenada pelo tanque e este, por sua vez, perde a qualidade de sua estratificação térmica. A exergia instantânea do tanque de armazenamento ϵ , dada em [J] é definido pela Equação 2.13.

$$\epsilon = \int_{\Omega} \xi \rho \, d\Omega \quad (2.13)$$

Onde ρ é a massa específica do volume de controle, dada em $[\text{kg.m}^{-3}]$, Ω é o volume do tanque, dado em $[\text{m}^3]$ e ξ é a disponibilidade de cada volume de controle, dada em $[\text{kJ.kg}^{-1}]$, que pode ser calculada pela Equação 2.14.

$$\xi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (2.14)$$

Onde h é a entalpia e h_0 é a entalpia no estado de referência, dados em $[\text{kJ.kg}^{-1}]$, s é a entropia e s_0 é a entropia no estado de referência, dados em $[\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]$, e T_0 é a temperatura no estado de referência, dada em [K]. Rosen ainda definiu um parâmetro adimensional baseado na exergia ζ capaz de quantificar o grau de estratificação térmica de um tanque pela comparação de dois casos ideais opostos: um tanque perfeitamente estratificado e um tanque perfeitamente misturado.

Entende-se por tanque perfeitamente misturado aquele em que a temperatura de cada volume de controle dentro do tanque observado de forma aleatória possui a mesma temperatura, ou seja, onde o aquecimento do mesmo se dá de forma perfeitamente homogênea e o volume total de líquido dentro dele sofre aquecimento sem nunca uma região aquecer mais ou menos do que as outras.

Por outro lado, o tanque perfeitamente estratificado pode ser entendido como aquele em que não ocorre mistura alguma de fluidos em diferentes temperaturas. Isso significa que o volume d'água com maior temperatura se aloja na parte superior do tanque, enquanto que o volume com a temperatura inicial permanece na parte inferior do mesmo, sem que nunca haja troca de energia entre estes dois volumes. Em outras palavras, pode-se dizer que a variação brusca entre temperatura alta e baixa, propriedade conhecida como termoclina, tem altura nula. O parâmetro definido por Rosen é definido pela Equação 2.15.

$$\zeta = 1 - \frac{\epsilon - \epsilon_{mist}}{\epsilon_{estrat} - \epsilon_{mist}} \quad (2.15)$$

Onde ϵ_{mist} e ϵ_{estrat} são as exergias instantâneas de um tanque perfeitamente misturado e perfeitamente estratificado, respectivamente, dadas em [J]. Dessa forma, $\zeta = 0$ para um tanque perfeitamente estratificado e $\zeta = 1$ para um perfeitamente misturado. Para um tanque real, portanto, ζ tem um valor entre 0 e 1, sendo que quanto mais próximo de 0 melhor estratificado ele se encontra.

Assumindo que a o fluido tenha massa específica e calor específico constantes a diferença entre a exergia instantânea do tanque e aquela encontrada no tanque perfeitamente misturado pode ser escrita como na Equação 2.16.

$$\epsilon - \epsilon_{mist} = c_p \rho \Omega \left[(\bar{T} - T_{mist}) - T_0 \ln \left(\frac{\bar{T}}{T_{mist}} \right) \right] \quad (2.16)$$

Em que c_p é o calor específico do fluido, dado em [kJ.kg⁻¹.K⁻¹], $\bar{T}$ é a temperatura média do volume real, T_{mist} é a temperatura do tanque perfeitamente misturado e $\tilde{T}$ é a temperatura equivalente do tanque real, dadas em [K]. De modo semelhante, a diferença entre a exergia instantânea dos tanques perfeitamente estratificado e perfeitamente misturado pode ser escrita conforme a Equação 2.17.

$$\epsilon_{estrat} - \epsilon_{mist} = c_p \rho \Omega \left[(\bar{T}_{estrat} - T_{mist}) - T_0 \ln \left(\frac{\bar{T}_{estrat}}{T_{mist}} \right) \right] \quad (2.17)$$

Onde $\bar{T}_{estrat}$ e $\tilde{T}_{estrat}$ são, respectivamente, a temperatura média e a temperatura equivalente do tanque perfeitamente estratificado, dadas em [K]. A temperatura do tanque perfeitamente misturado T_{mist} é calculada através do balanço de energia global englobando o ganho de energia pela entrada do tanque e a perda de energia para o meio ambiente através das paredes do tanque, segundo a Equação 2.18.

$$c_p \rho \Omega \frac{dT_{mist}}{dt} = \dot{m}_e c_{pe} (T_e - T_{mist}) - U A (T_{mist} - T_{amb}) \quad (2.18)$$

Na qual $\dot{m}_e$ é a vazão mássica da entrada do tanque, dada em [kg.s⁻¹], c_{pe} é o calor específico do fluido da entrada, dado em [kJ.kg⁻¹.K⁻¹], U é o coeficiente global de troca de

calor entre o tanque e o meio externo, dado em $[W.m^{-2}.K^{-1}]$, A é a área da parede do tanque, dada em $[m^2]$, T_e é a temperatura do fluido de entrada do tanque e T_{amb} é a temperatura do ambiente externo ao tanque, dadas em $[K]$. Para casos onde as paredes são adiabáticas, o segundo termo do lado direito da Equação 2.18 é nulo. A temperatura média do volume do tanque $\bar{T}$ é dada pela Equação 2.19.

$$\bar{T} = \frac{1}{\Omega} \sum_{n=0}^a T_n \Omega_n \quad (2.19)$$

Essa equação leva em consideração a temperatura e o volume de cada volume de controle da malha de volumes finitos com a volumes. Essa temperatura média, no caso de simulações numéricas, por exemplo, pode ser facilmente calculada fazendo-se a média integral das temperaturas de cada volume de controle do domínio.

A temperatura equivalente $\tilde{T}$ indicada por Rosen em seu método representa o valor exponencial das médias logarítmicas de temperaturas no volume do tanque, dada pela Equação 2.20. As temperaturas médias e equivalentes do tanque perfeitamente estratificado são calculadas analogamente às Equações 2.19 e 2.20.

$$\tilde{T} = \exp \left[\frac{1}{\Omega} \sum_{n=0}^a \Omega_n \ln(T_n) \right] \quad (2.20)$$

IEVERS *et al.* (2009) publicaram um trabalho muito conceituado quando se fala de estratificação térmica de tanques de armazenamento ao utilizar a metodologia proposta por Rosen. Através de longas simulações numéricas utilizando o software comercial CFX (ferramenta mais recente do que a utilizada por Oliveski), Ievers analisou qual seria a influência no nível de estratificação térmica de um tanque d'água de 245L causada por parâmetros como: altura da tubulação de entrada do tanque; razão entre altura e diâmetro do tanque e vazão de entrada no mesmo.

Ievers observou importantes resultados avaliando a altura da termoclina formada dentro do tanque e o número adimensional baseado na exergia mostrado por Rosen na Equação 2.15. Ievers percebeu que quanto mais alta a posição da entrada de água quente no tanque, mais estratificado termicamente este fica. Na mesma lógica, um tanque com altura maior, mantendo o mesmo diâmetro, tende a ter sua estratificação térmica melhorada. O principal motivo para estes resultados é que, como a água quente tem menor massa específica

do que a fria e segue a tendência de se alojar no topo do reservatório, entradas mais acima e tanques mais altos evitam maiores misturas entre o fluido quente e o frio. Além disso, quanto maior a vazão do fluido na entrada do tanque, mais prejudicada fica a estratificação térmica do domínio, uma vez que maiores velocidades de escoamento propiciam grandes trocas convectivas e consequente mistura de temperaturas dentro do tanque.

O trabalho de Ievers serviu como referência nesta dissertação para a criação de um modelo matemático que representasse o tanque de estocagem térmica da central de ar condicionado por adsorção do LES nas simulações numéricas. Para tal, a simulação numérica feita por Ievers foi reproduzida neste trabalho a fim de obter resultados próximos dos obtidos pelo autor. Com esta finalidade, utilizou-se a mesma ferramenta com a qual Ievers trabalhou, na tentativa de validar um modelo numérico de tanque de estocagem térmica.

2.4. EQUAÇÕES DO ESCOAMENTO FLUIDODINÂMICO

A análise do escoamento dentro do tanque de armazenamento, dos coletores solares, ou até mesmo por dentro dos adsorvedores precisa satisfazer as equações da mecânica dos fluidos. As equações físicas que regem os problemas de mecânica dos fluidos em questão do movimento e transporte das partículas podem ser representadas pela Equação da Conservação da Massa e pela Equação da Conservação da Quantidade de Movimento Linear, considerando-se as hipóteses de fluido newtoniano e do meio contínuo. Segundo WHITE (1991), para um caso em coordenadas cartesianas tridimensional, na forma tensorial, essas duas equações podem ser escritas como mostram as Equações 2.21 e 2.22, respectivamente.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_i \quad (2.22)$$

Onde ρ é a massa específica do fluido [kg.m^{-3}], t é o tempo [s], x e u são as componentes das coordenadas [m] e das velocidades [m.s^{-1}] no espaço tridimensional, respectivamente, com os índices i e j assumindo os valores de 1, 2 ou 3 para denotarem as

direções dessas componentes, μ é a viscosidade cinemática do fluido [Pa.s], P é a pressão do fluido [Pa] e S_i é o termo fonte devido à geração ou dissipação de quantidade de movimento linear no fluido, caso exista [N.m⁻³]. Os índices i, j e k assumem os valores de 1, 2 ou 3 para denotarem as equações para as diferentes coordenadas do espaço x, y ou z .

De posse das Equações 2.21 e 2.22 é possível se determinar características fluidodinâmicas do escoamento, com precisão maior para os casos com números de Reynolds muito baixos e laminares. Para escoamentos turbulentos, se faz necessário modelar a viscosidade turbulenta, proposta por HINZE (1975) na Equação 2.23 a partir do conceito de Boussinesq de proporcionalidade entre tensões turbulentas e os gradientes de velocidade média do fluido.

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.23)$$

Onde μ_t representa a viscosidade turbulenta [Pa.s], τ_{ij} o tensor de tensão cisalhante sobre o fluido [N.m⁻²], $\bar{u}$ a velocidade média do fluido [m.s⁻¹], k a energia cinética turbulenta [m².s⁻²] e δ_{ij} o tensor identidade adimensional. Segundo ABRUNHOSA (2003), o segundo termo do lado direito da Equação 2.23 é nulo para fluidos incompressíveis. Desta equação se introduz o conceito de energia cinética turbulenta, a partir do qual se pode escrever a Equação da Conservação da Quantidade de Movimento Médio, Equação 2.24.

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = & -\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\bar{p} + \frac{2}{3} (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) + \frac{2}{3} \rho k \right] \\ & + \rho g_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] \end{aligned} \quad (2.24)$$

Com $\bar{p}$ sendo a pressão média do fluido, dada em [Pa], e g a aceleração da gravidade [m.s⁻²]. Ainda segundo Abrunhosa, uma das grandes virtudes da formulação da viscosidade turbulenta é que ela se mantém na forma original das equações de Navier-Stokes. Como a tensão turbulenta é tratada de forma análoga à tensão viscosa, diversos modelos de viscosidade turbulenta consideram esta sendo proporcional à massa específica ρ do fluido, à flutuação da velocidade devido à turbulência V_L e ao comprimento de escala característico da turbulência L .

Segundo MOREIRA (2012), diferentes aproximações podem ser utilizadas para avaliar as grandezas do escoamento turbulento. Estas são classificadas de acordo com o número de equações diferenciais propostas para descrever o transporte das grandezas turbulentas. Modelos de nenhuma equação, ou algébricos, não envolvem equações diferenciais de transporte e possuem algumas limitações. O modelo proposto por KAYS e CRAWFORD (1993), baseado no modelo de comprimento de mistura de PRANDTL (1925), se mostra bastante aplicado a alguns casos específicos e tem pouca generalização. Pelo princípio de equilíbrio trabalhado por este modelo, a energia turbulenta é dissipada na mesma proporção que é criada, o que pode levar a resultados bastante fictícios.

Os modelos de uma equação, por sua vez, melhoram significativamente a qualidade das características turbulentas no estudo de um escoamento. HINZE (1975) propôs a utilização de uma equação para representação da energia cinética turbulenta, que introduziu a taxa de dissipação da energia cinética ε como uma de suas variáveis dependentes. No entanto, a necessidade de se especificar empiricamente o comprimento de escala no estudo a ser feito acabou por dificultar o seu uso e permitiu que os modelos de duas equações obtivessem maior preferência.

Os modelos de duas equações tem sido desde então os mais utilizados para a modelagem da viscosidade turbulenta, com ênfase para o modelo chamado $k-\varepsilon$. Segundo LAUNDER e SPALDING (1972), neste modelo o comprimento de escala pode ser interpretado junto ao conceito de dissipação de energia cinética turbulenta e duas equações diferenciais de transporte podem ser propostas: uma para a energia cinética turbulenta e outra para a taxa de dissipação desta.

Alguns outros modelos são desenvolvidos na tentativa de representar com maior certidão as características do fluido em escoamentos turbulentos. A evolução da computação e a crescente capacidade de processamento e armazenamento de dados das máquinas atuais são fortes aliadas para que modelos cada vez mais complexos possam ser implementados. Atualmente, entretanto, a opção de simplificar e reduzir o problema buscado para a sua forma mais simples é geralmente a preferida, a fim de evitar grandes esforços computacionais, contanto que os resultados tenham coesão com aqueles encontrados por modelagens mais complexas.

A utilização das Equações de Conservação de Massa e Quantidade de Movimento Linear, juntamente com um modelo para a viscosidade turbulenta pode ser suficiente para analisar fluidodinamicamente um escoamento, quando se desconsidera as trocas de calor

dentro do mesmo. Para problemas em que a transferência de calor é também objeto de estudo se faz necessário o uso da Equação da Conservação da Energia, Equação 2.25.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{c}{\rho c_p} \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \right] + \varphi \quad (2.25)$$

Onde T é a temperatura do fluido [K], c é a condutividade térmica do mesmo [$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$], c_p é o calor específico à pressão constante [$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$] e φ é o termo fonte devido à geração ou dissipação de energia interna [kg.K.m^{-3}]. Em problemas em que a variação da densidade do fluido devido à faixa de temperaturas de trabalho seja relevante, utiliza-se também a Equação 2.26, baseada na aproximação de Boussinesq, para se determinar a massa específica do fluido em função de uma massa específica e uma temperatura de referências.

$$\rho - \rho_{ref} = -\rho_{ref} \cdot \alpha \cdot (T - T_{ref}) \quad (2.26)$$

Onde α é a expansividade térmica definida pela Equação 2.27. Este parâmetro descreve como um fluido sofre expansão com a temperatura.

$$\alpha = -\frac{1}{\rho} \left. \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|_p \quad (2.27)$$

O equacionamento mostrado é utilizado para os mais diversos problemas de escoamento fluidodinâmico envolvendo turbulência e transferência de calor. As soluções podem ser analíticas para problemas de maior simplicidade ou que possam ser modelados de forma a permitir essa abordagem, ou podem ser numéricas, para os casos em que a complexidade do problema ou a necessidade de observação de maior detalhamento do domínio em estudo demandem tal abordagem. Para o caso do escoamento dentro do tanque de armazenamento térmico, por exemplo, estudos numéricos podem ser a única opção de solução devido ao grande número de fatores envolvidos no escoamento.

2.5. TRABALHOS SOBRE REFRIGERAÇÃO ADSORTIVA DESENVOLVIDOS NO LAMPA E NO LABRADS

A pesquisa acerca de refrigeração baseada na adsorção na Universidade Federal da Paraíba ocorre desde a década de 1970, tendo seu apogeu a partir da década de 1990, momento em que foi coordenada principalmente pelos Professores José Maurício de Matos Gurgel e Antônio Pralon Ferreira Leite. Atuando juntos por mais de duas décadas, Gurgel e Leite criaram os primeiros protótipos brasileiros de refrigeração por adsorção.

Gurgel instituiu o Laboratório de Meios Porosos e Adsorção (LAMPA), aonde conduziu suas pesquisas na direção de avaliar diferentes pares adsortivos e melhorias estruturais nos coletores solares a fim de melhorar o desempenho de suas máquinas térmicas. Em 1988, GURGEL e KLÜPPEL criaram dois protótipos: um de refrigerador doméstico e outro para resfriar água para consumo, utilizando em ambos o par adsortivo sílica gel – água e apenas energia solar como fonte quente. Os COPs observados foram de 0,055 para o primeiro protótipo e de 0,077 para o segundo.

Mostrando maior afinidade com o par adsortivo sílica gel – água, Gurgel desenvolveu importantes pesquisas no intuito de caracterizar o comportamento da adsorção para estes materiais. Em 1996, Gurgel e Klüppel avaliaram a tendência de propriedades da sílica gel, como a condutividade térmica, quando submetida a fluxos de ar úmido a diferentes pressões a fim de melhor caracterizar o par adsortivo para os próximos projetos. Sob orientação de Gurgel, SILVA (2010) e, mais recentemente MELO (2015), apresentaram o estudo experimental e a caracterização de um sistema de refrigeração por adsorção com rotores dessecantes, um ativo e outro passivo, utilizando a queima de gás natural para suprimento da fonte quente necessária à regeneração da capacidade adsortiva do sistema.

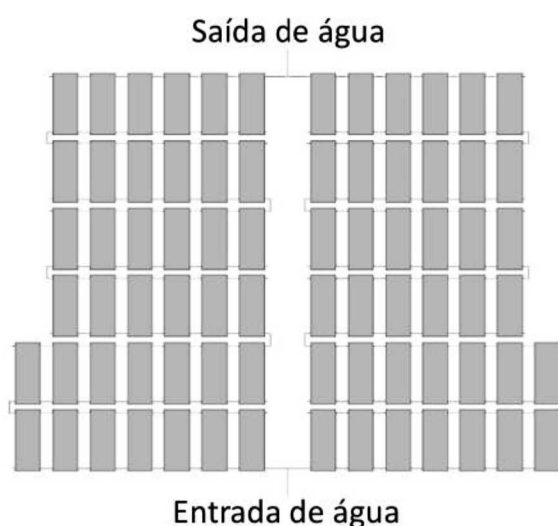
LEITE, que instituiu o Laboratório de Refrigeração por Adsorção (LABRADS), desenvolveu em 2000 um equipamento de refrigeração para fabricação de gelo que utiliza o par adsortivo metanol – carvão ativado e energia solar para suprir a fonte quente. Este protótipo, que ficou conhecido como "geladeira solar", utiliza coletores solares planos de baixo custo, com relação aos coletores mais eficientes atualmente, e pode produzir até 10 kg de gelo por dia.

Em 2008, RIFFEL, sob a orientação de Leite, previra a construção de uma central de ar condicionado para o resfriamento de quatro salas de aula do laboratório da Recogás, também situado no CEAR-UFPB, com um total de 110 m² de área. A carga térmica de

projeto para esta finalidade é de 20 kW e o par adsorativo escolhido foi carvão ativado – metanol, que já havia sido utilizado em outros projetos do LABRADS, como na fabricação de gelo. De fato, para esta aplicação em especial, o metanol se faz essencial devido ao baixo ponto triplo apresentado, podendo este chegar a temperaturas abaixo de 0 °C. Para a climatização, esta propriedade não é tão importante, uma vez que não se recomenda que o metanol, CH₃OH, seja transportado até o evaporador propriamente dito dentro do ambiente a ser refrigerado, dada sua alta toxicidade e inflamabilidade. No entanto, o conhecimento adquirido sobre projetos utilizando-se tanto o carvão ativado quanto o metanol em pares de adsorção e o intuito de projeto de manter o metanol acondicionado distante do ambiente a ser refrigerado justificam a aplicação deste par adsorativo pelo autor do projeto.

A energia solar foi utilizada como matriz energética para propiciar a regeneração dos módulos adsorativos sob a forma de uma associação série-paralelo de coletores solares. Esta associação foi feita na forma de dois circuitos em paralelo com 36 coletores em série cada, totalizando 72 coletores solares e uma área de captação de energia solar de 120 m². A Figura 2.19 apresenta o esquema deste campo de coletores solares enquanto que a Figura 2.20 mostra a instalação real do mesmo.

Figura 2.19 - Esquema da associação série-paralelo dos coletores solares do ar condicionado adsorativo do LES.



FONTE: AMARAL, 2014, modificado pelo autor.

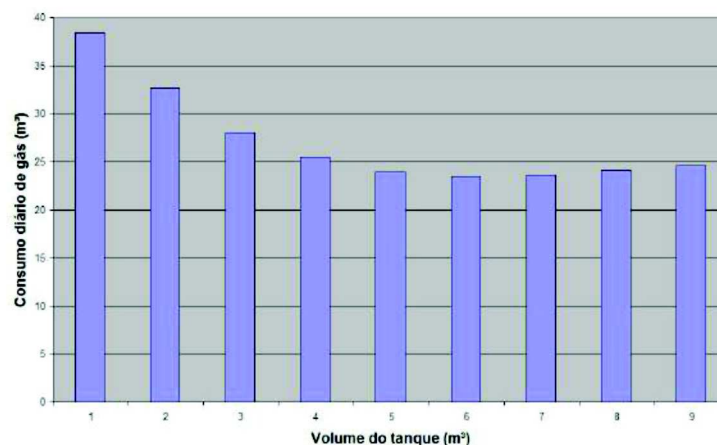
Figura 2.20 - Campo de coletores solares do ar condicionado adsorativo do LES.



Fonte: LEITE, 2011.

Após o trabalho de RIFFEL de concepção do protótipo de ar condicionado adsorativo, LEITE *et al.* (2011) estudaram o dimensionamento do sistema de aquecimento solar no intuito de definir um volume ótimo para o tanque de armazenamento térmico, com base no menor consumo possível de energia complementar. Para esta análise, LEITE utilizou um modelo analítico simulado em Matlab tratando o tanque como unidimensional e com inércia térmica proporcional à massa de água dentro dele e considerou a utilização de um aquecedor a gás natural para suprir a energia complementar do sistema. A Figura 2.21 apresenta o consumo de gás natural observado para diferentes volumes do tanque de estocagem térmica.

Figura 2.21 - Consumo médio de gás natural para diferentes volumes do tanque de estocagem térmica.



Fonte: LEITE, 2011.

LEITE observou que o volume de 7 m³ do tanque de armazenamento térmico é o que revela o menor consumo diário de gás natural. A partir disso, Leite seguiu com a construção de um tanque com aproximadamente este volume, mostrado na Figura 2.22 com indicação das suas principais dimensões. Este, chamado também de Tanque Principal, consiste num tanque cilíndrico na posição vertical em que seu interior é completamente oco para passagem de água e possui quatro tubulações que servem de entrada ou saída para o fluxo d'água. O tanque menor que aparece à esquerda na Figura 2.22 é o reservatório que mantém a água na temperatura de projeto, aquecido através da queima de gás natural, chamado de Tanque Secundário.

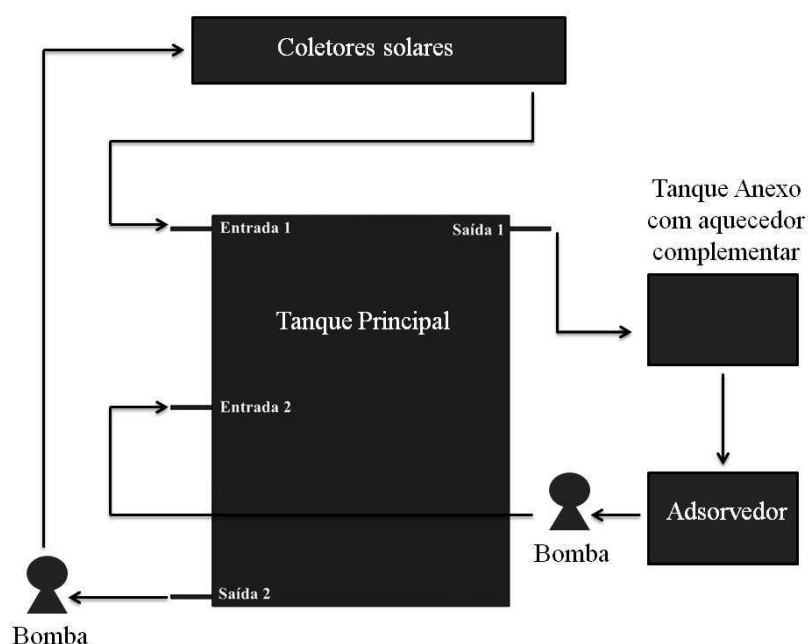
Figura 2.22 - Dimensões do tanque de armazenamento térmico de 7,35 m³ de volume construído para o projeto do condicionador de ar adsorativo do LES.



Fonte: O autor.

A Figura 2.23 apresenta em detalhes as regiões de entradas e saídas de água deste tanque, a fim de demonstrar o comportamento deste e mostra o caminho percorrido no circuito de água quente. As entradas e saídas d'água são tubulações com 1" de diâmetro e as paredes do tanque, bem como das tubulações que nele entram ou dele saem são cobertos com uma manta isolante de polietileno expandido.

Figura 2.23 - Posições das entradas e saídas do tanque de armazenamento térmico e caminho até cada equipamento.



Fonte: O autor.

Por consequência da altura do tanque de armazenamento térmico e de seu grande volume, é natural que ocorra uma estratificação de temperaturas ao longo da altura do mesmo. Isso acontece porque a água apresenta menores valores de massa específica a altas temperaturas e maiores valores de massa específica para baixas temperaturas. Dessa forma, a água quente tende a se armazenar nas regiões próximas ao topo do tanque, enquanto que a água mais fria tende a permanecer próxima à base, característica essa que é muito importante para o projeto de um tanque de armazenamento térmico.

A Saída 1, que leva água quente ao adsorvedor, está localizada no topo do tanque a fim de suprir água nas maiores temperaturas presentes no tanque. Desta forma, o gasto energético com aquecimento a gás, no tanque auxiliar, será o menor possível. A água percorre o adsorvedor, onde troca calor e se resfria, retornando ao tanque pela Entrada 2. Esta entrada se localiza em uma altura intermediária do tanque, devido à temperatura de projeto neste ser aproximadamente 20°C menos do que na entrada dos adsorvedores.

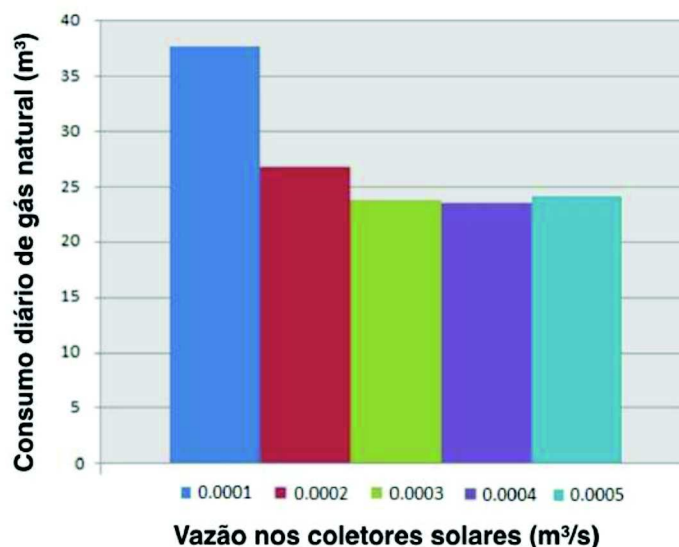
A Saída 2, que leva água para o campo de coletores solares, se localiza na região mais baixa do tanque a fim de suprir água nas temperaturas mais baixas presentes no tanque. Desta forma, a temperatura dos coletores solares se manterá a mais baixa possível, implicando em melhor rendimento dos equipamentos solares. A água que então retorna

quente dos coletores para o tanque escoar pela Entrada 1, localizada no topo do tanque devido à alta temperatura do fluxo.

Cada um desses caminhos possui uma bomba hidráulica diferente, não necessariamente com a mesma vazão. LEITE estudou a vazão ótima para cada um dos ciclos através de simulações analíticas comparando a vazão de cada ciclo com o consumo médio de gás natural do sistema de aquecimento, pressupondo uma vazão fixa para cada bomba.

Para o ciclo d'água nos coletores solares, vazões muito altas podem significar bom resfriamento dos coletores solares e consequente aumento da sua eficiência. Entretanto, a água não terá um aumento expressivo de temperatura e entrará com pouco aumento de temperatura na parte superior do tanque, o que comprometeria o consumo de combustível auxiliar a fim de aquecê-la na temperatura de projeto. Por outro lado, baixas vazões neste ciclo podem contribuir para o ganho de temperatura do fluido mas levar energia em taxas pequenas demais ao tanque, novamente aumentando o consumo de gás natural do sistema. Na busca de uma vazão intermediária que otimize o consumo de gás natural do sistema, LEITE encontrou os seguintes resultados, apresentados no gráfico da Figura 2.24.

Figura 2.24 - Consumos diários de gás natural dependendo da vazão de água nos coletores solares.

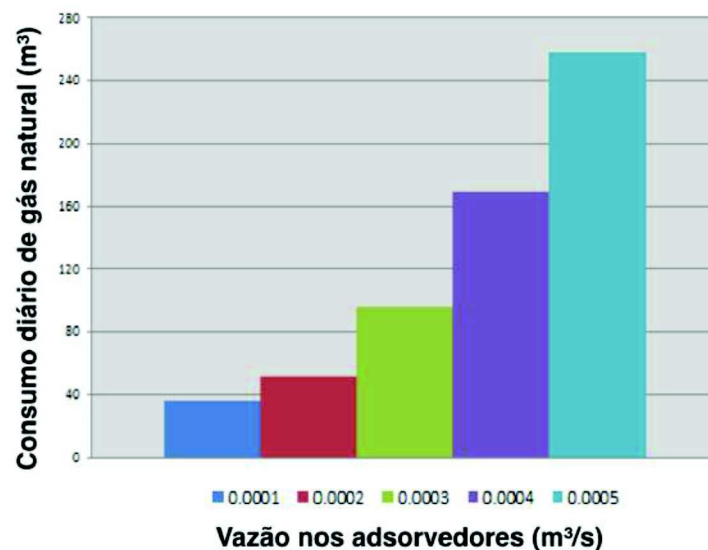


Fonte: LEITE, 2011.

Da mesma forma, LEITE estudou a influência da vazão d'água nos adsorvedores no consumo de gás natural do sistema. Neste panorama, quando maiores vazões são consideradas, é de se esperar que a regeneração dos adsorvedores seja mais rápida e

eficiente, em troca de um alto consumo de gás, que não é o objetivo deste projeto. Em contrapartida, vazões muito baixas podem fazer a regeneração ser um processo muito lento e prejudicar a eficiência do sistema no COP e na capacidade de refrigeração do mesmo. Na procura de uma vazão ótima nos adsorvedores, LEITE encontrou os seguintes resultados, apresentados no gráfico da Figura 2.25.

Figura 2.25 - Consumo diário de gás natural em função da vazão nos adsorvedores.



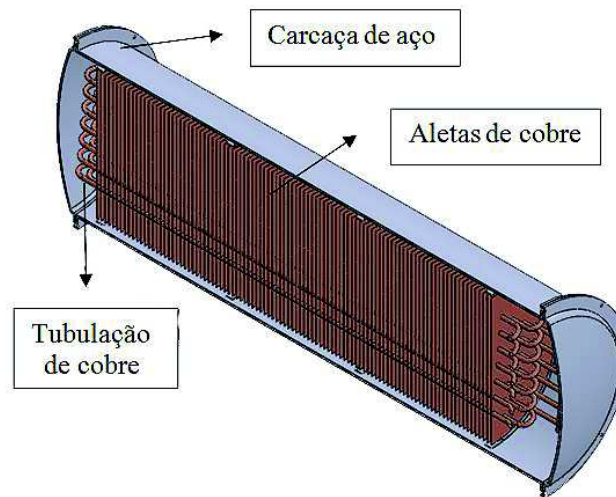
Fonte: LEITE, 2011.

A fim de se estudar o comportamento térmico do tanque de armazenamento térmico, mostrado na Figura 2.22, é necessário também saber quais são as temperaturas dos fluxos na Entrada 1 e Entrada 2 do mesmo. A importância do perfil de temperaturas desta última, que adentra o tanque por sua meia altura trazendo uma vazão d'água dos adsorvedores em fase de regeneração, motivou um estudo para que se tentasse simular como seria esse escoamento por dentro dos leitos adsortivos.

Uma das contribuições de RIFFEL (2008) foi a definição de algumas propriedades do adsorvedor, bem como a concepção de que o leito adsortivo fosse do tipo tubo aletado. Este panorama serviu de base para o projeto que concebeu as características geométricas e construtivas do adsorvedor e permitiu que se obtivesse importantes características desse equipamento, ainda em fase de construção para atender ao ar condicionado do LABRADS. A Figura 2.26 mostra o desenho em corte da estrutura do adsorvedor projetado por LEITE e ADOLFO (2013), que está registrada no INPI para patente sob o título "Trocador de calor

compacto para uso em sistemas de adsorção". A Tabela 2.2 mostra as principais características construtivas do adsorvedor projetado e do escoamento d'água dentro deste, que foram adotadas para a simulação do escoamento dentro do leito adsortivo.

Figura 2.26 - Estrutura do adsorvedor do tipo tubo aletado projetado.



Fonte: ADOLFO, 2013.

O processo de regeneração do adsorvedor se inicia após a saturação do sistema, momento em que a concentração de metanol, par adsortivo do carvão ativado, é máxima dentro do leito. A partir deste momento, existem duas fases distintas para a regeneração do sistema: uma em que há somente aquecimento do sistema, sem transferência de massa; e outra em que o aquecimento continua, mas há perda de massa de metanol para fora do leito adsortivo. Nesta segunda fase, o metanol carrega consigo a energia necessária para desfazer suas ligações com o carvão ativado, retirando calor do leito. Em contrapartida, a ausência de metanol diminui a inércia térmica do adsorvedor e o fluxo de água quente pode encontrar maior facilidade de aquecimento. Devido a estes fatores, a variação da temperatura na Entrada 2 do tanque de armazenamento tende a ser significativa e pode influenciar na estratificação térmica do mesmo.

Tabela 2.2 - Características do adsorvedor e do escoamento d'água no seu interior.

Material	Calor específico [J.kg⁻¹.K⁻¹]	Massa [kg]
Carvão ativado	920	130
Metanol	2507	39
Aço	434	15,52
Cobre	475	80,77
Plástico	1880	51,14

Propriedade	Valor
Comprimento total [m]	95,786
Feixes	7
Área superficial do adsorvedor [m ²]	4,37
Diâmetro do tubo [m]	0,0127 (1/2")
Resistência térmica de perda de energia por unidade de área [K.W ⁻¹]	0,45
Temperatura inicial do adsorvedor [°C]	25
Temperatura da água de entrada [°C]	90
Vazão mássica de escoamento d'água [kg.s ⁻¹]	0,1

Fonte: ADOLFO e LEITE (2013).

Ao final de todas estas considerações, e também levando em conta a otimização do COP e da capacidade de refrigeração do sistema, LEITE chegou aos seguintes parâmetros de projeto para o ar condicionado adsorptivo, apresentados na Tabela 2.3.

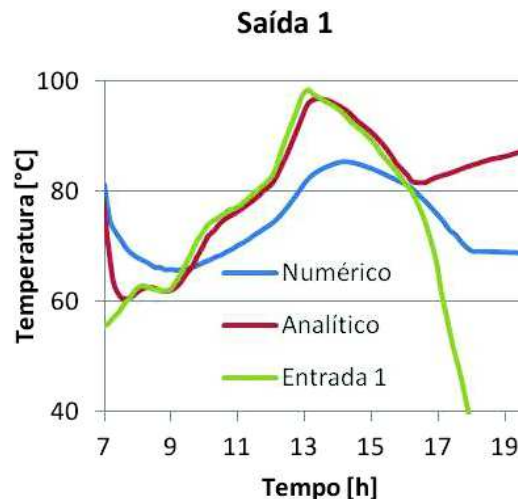
Tabela 2.3 - Parâmetros de projeto adotados para o ar condicionado adsorativo.

Descrição	Valor
Vazão nos coletores solares [$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$]	0,0004
Vazão nos adsorvedores [$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$]	0,0001
Volume do tanque de armazenamento [m^3]	7
Temperatura da água do Ciclo de Água Quente [$^{\circ}\text{C}$]	90
Temperatura da água do Ciclo de Água Fria [$^{\circ}\text{C}$]	30
Temperatura da água do Ciclo de Água Refrigerada [$^{\circ}\text{C}$]	7

Fonte: LEITE, 2011.

Estes valores foram encontrados por LEITE *et al.* (2011) através de simulações analíticas no software Matlab ao se considerar um tanque de armazenamento unidimensional. ADOLFO (2013) realizou simulações numéricas em um modelo tridimensional do tanque de armazenamento térmico através do software CFX, usando o Método dos Volumes Finitos (MVF) e as mesmas condições de contorno propostas por LEITE, com condição para Entrada 2 considerada como temperatura constante. A comparação entre estes dois trabalhos, apresentada na Figura 2.27, mostra que os resultados divergem ao passo que as temperaturas da Saída 1 do tanque não se emparelham tanto com as da Entrada 1 no modelo numérico quanto no modelo analítico. Na mesma Figura 2.27 é possível observar o perfil de temperatura para a Entrada 1 do tanque de armazenamento térmico, que foi proposto por Leite baseado em simulações do campo de coletores solares levando em consideração a radiação solar média indicada pelo *software* Radtamb.

Figura 2.27 - Temperaturas da Saída 1 em função do tempo para o modelo analítico de LEITE e para o modelo numérico de ADOLFO.



Fonte: Adolfo, 2014.

O comportamento observado na Figura 2.27 foi interpretado por ADOLFO e LEITE (2014) como uma melhor representação da inércia térmica do tanque no modelo tridimensional numérico. Estes resultados deram uma nova abordagem ao projeto proposto em termos de consumo de energia complementar e eficiência média dos coletores solares. Esta é a motivação para a simulação numérica apresentada nesta dissertação, que busca aprimorar as condições de contorno no tanque de armazenamento térmico a fim de obter novas conclusões e já preparar o sistema para os resultados que podem ser encontrados posteriormente em testes experimentais.

2.6. JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Diante do exposto neste Capítulo, evidenciam-se algumas das necessidades do projeto do ar condicionado do LES. A ausência dos leitos adsorptivos faz necessário um projeto de como estes equipamentos podem ser implementados no sistema. Dessa forma, sem resultados experimentais sobre a cinética de adsorção, não se tem boa ideia de qual carga térmica será demandada na regeneração da capacidade adsorptiva dos leitos.

Os resultados obtidos por RIFFEL analiticamente e ADOLFO numericamente sobre o desempenho do ar condicionado precisam ser reforçados e validados por estudos relevantes, principalmente no que diz respeito à análise numérica do tanque de armazenamento de água quente. Além disso, para ser possível analisar experimentalmente o

comportamento deste tanque, a construção de uma torre de resfriamento que simule a carga térmica de um leito adsorativo durante a regeneração seria de grande valia.

O Capítulo 3 descreve quais foram os materiais e métodos utilizados a fim de buscar respostas para as necessidades do projeto da central de ar condicionado do LES, com os consequentes resultados e conclusões feitos nos Capítulos 4 e 5 deste trabalho, respectivamente.

CAPÍTULO 3

METODOLOGIA

O desempenho do ar condicionado está atrelado ao desempenho da estratificação térmica do tanque de armazenamento de água quente. O nível de estratificação térmica, bem como as propriedades do escoamento dentro do tanque de armazenamento da central de ar condicionado do LES foram investigados numericamente neste trabalho. Contudo, para tal se faz necessário saber as condições de contorno deste problema e validar o modelo físico-matemático utilizado durante as simulações.

O item 3.1 discute os materiais e métodos utilizados na criação do *software* SimAds, que simula o escoamento dentro dos adsorvedores em regeneração. Além de indicar o tempo para aquecimento e regeneração dos leitos, este código criado em linguagem C++ reproduz o perfil de temperaturas para o fluxo de água que sai do adsorvedor e entra no tanque de armazenamento pela Entrada 2, na Figura 2.23, de altura intermediária no mesmo.

O item 3.2 mostra a metodologia utilizada para a simulação numérica do tanque de armazenamento, iniciando pela reprodução da simulação feita por Ievers (2009), que serviu para validação do modelo utilizado para as simulações do tanque de armazenamento da central de ar condicionado adsorativo do LES. O equacionamento físico-matemático adotado para as simulações é apresentado no subitem 3.2.1, enquanto que os domínios estudados são discutidos no subitem 3.2.2. O subitem 3.2.3 mostra o método de solução numérica adotado, apresentando o *software* comercial CFX e suas principais características, seguido dos estudos de independência de discretização dos domínios e do passo de tempo empregado nas simulações dos escoamentos transientes, apresentados nos subitens 3.2.4 e 3.2.5.

3.1. SIMULADOR DE CARGA TÉRMICA DO ADSORVEDOR - SIMADS

O *software* SimAds foi criado no ambiente virtual de desenvolvimento comercial CodeBlocks utilizando a linguagem de programação C++, que permite a programação orientada a objetos e a utilização de arquivos do ambiente em que o aplicativo é rodado. A programação foi feita por meio de classes, que são blocos de estruturas de dados que contêm métodos que manipulam estes dados. A utilização deste método permite deixar o código

mais inteligível e robusto, tanto para o usuário quanto para a eventual manutenção e evolução do algoritmo pelo desenvolvedor. As classes criadas são ao total três: Simulador, Adsorvedor e Interpolação.

3.1.1. Considerações Simplificadoras do Problema

Para fins de simplificação do problema, a transferência de massa foi desconsiderada durante o processo de regeneração do adsorvedor para a simulação do escoamento dentro deste. Em outras palavras, o estudo considera que a dessorção ocorre enquanto o adsorvedor se mantém sempre com a mesma massa e que nenhum calor de adsorção/dessorção interfere no leito.

A análise do escoamento d'água dentro do adsorvedor envolve um gradiente de temperaturas ao longo do comprimento do leito, o que faz com que a hipótese de propriedades da água constantes seja um tanto inadequada. Além disso, estudar a tubulação discretizada em pequenos pedaços de comprimento Δx [m] e o tempo de escoamento discretizado em pequenos passos de tempo Δt [s] poderiam ser úteis para garantir uma melhor conformidade dos resultados do que se considerar apenas uma análise integral do sistema como um todo. Por estas razões, escolheu-se criar um *software* que, numericamente, realizasse iterações dentro do domínio de estudo para obter as propriedades almejadas. Este *software* foi chamado SimAds e seu funcionamento está descrito a seguir.

3.1.2. Equacionamento Utilizado Pela Rotina do Programa

Primeiramente, dados como os mostrados na Tabela 2.2 devem ser inseridos nos campos do programa para identificação das características básicas do leito adsorvivo e do escoamento que nele percorre. Esta obtenção de dados e a caracterização do domínio de estudo fazem parte da classe de programação denominada Adsorvedor. Em seguida, inicia-se a classe principal do algoritmo, denominada Simulador, onde o código realiza uma série de cálculos até alcançar as propriedades buscadas pelo usuário. Inicialmente, esta classe calcula a velocidade média da água dentro da tubulação através da Equação 3.1.

$$\bar{u} = \frac{\dot{m}}{A \cdot \rho \cdot n} \quad (3.1)$$

Onde $\bar{u}$ é a velocidade média da água [m.s^{-1}], $\dot{m}$ é a vazão mássica da água [kg.s^{-1}], A é a área da seção transversal [m^2], ρ é a massa específica da água [kg.m^{-3}] e n é o número de feixes de tubulação. A partir dessa velocidade do fluxo, é possível calcular o número de Reynolds do escoamento pela Equação 3.2.

$$Re = \frac{v_m \cdot \varnothing \cdot \rho}{\mu} \quad (3.2)$$

Onde $\varnothing$ é o diâmetro do tudo [m] e μ é a viscosidade cinemática da água [Pa.s]. Em posse deste dado, o programa retorna na tela o número de Reynolds encontrado e pergunta qual método o usuário prefere para calcular o número de Nusselt em escoamentos internos em tubulações de seção circular e com temperatura da parede constante, segundo BERGMAN *et al.* (2011). Caso o escoamento seja laminar, com $Re < 2300$, pode-se escolher a correlação para Nusselt laminar para casos onde a temperatura da tubulação é constante, escrito na Equação 3.3.

$$Nu = 3,66 \quad (3.3)$$

Caso o escoamento esteja em transição de laminar para turbulento pode-se adotar a correlação da Equação 3.4.

$$Nu = \frac{(f/8) (Re-1000) Pr}{1+12,7 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3}-1)} \quad (3.4)$$

Onde Pr é o número adimensional de Prandtl e f é o fator de atrito do escoamento, também adimensional, representado pela Equação 3.5.

$$f = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (3.5)$$

Caso o escoamento seja turbulento, escolhe-se a correlação da Equação 3.6.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \quad (3.6)$$

A partir do adimensional de Nusselt, o código calcula o coeficiente de transferência de calor por convecção por unidade de comprimento h_l [$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$], a partir da Equação 3.7.

$$h_l = \frac{Nu \cdot c}{\emptyset} \cdot Per \quad (3.7)$$

Onde c é condutividade térmica da água [$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$] e Per o perímetro da tubulação [m]. Em seguida, o programa encontra a energia trocada $E_{trocada}$ entre um comprimento Δx de tubulação e o leito adsorvente num passo de tempo Δt através da Equação 3.8.

$$E_{trocada} = h_l \cdot (T_{\text{água}} - T_{\text{adsorvedor}}) \cdot \Delta x \cdot \Delta t \quad (3.8)$$

Onde $T_{\text{água}}$ é a temperatura da água dentro da tubulação [K] e $T_{\text{adsorvedor}}$ é a temperatura do adsorvedor [K]. A partir disso, calcula-se a temperatura da água para o próximo pedaço de comprimento Δx pela Equação 3.9.

$$T_{\text{água}} = \frac{E_{\text{água anterior}} - E_{\text{trocada}}}{c_p} \quad (3.9)$$

Com c_p sendo calor específico da água [$\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$]. Isso é feito para cada espaço de comprimento até que se chegue ao comprimento total de tubulação dentro do leito adsorvente. A temperatura da água encontrada ao final desse ciclo é registrada pelo programa como sendo a temperatura da saída de água do leito para aquele determinado passo de tempo. É interessante notar que, durante o início do processo de aquecimento, existe água fria dentro das tubulações do adsorvedor. Portanto, existe um período de tempo em que o fluxo de água quente percorre seu caminho, mas não chega até o final. Para estes momentos, o SimAds considera que a temperatura de saída da água é igual à temperatura do adsorvedor, ou seja, inclui a água presente dentro do leito na inércia térmica total e despreza a transferência de calor convectiva na direção axial da tubulação. Antes de partir para o próximo passo de tempo, o código ainda calcula a perda de energia $E_{perdida}$ pelas paredes do leito adsorvente dentro daquele passo de tempo através da Equação 3.10.

$$E_{perdida} = \frac{(T_{\text{adsorvedor}} - T_{\text{amb}}) \cdot \Delta t}{R_p} \quad (3.10)$$

Onde R_p é a resistência térmica de perda de energia para o ambiente [$K.W^{-1}$], que deve ser escolhida pelo usuário e depende da área superficial do adsorvedor. Após um passo de tempo, o software pode encontrar a energia do adsorvedor no próximo passo de tempo (maior do que a anterior) por meio da Equação 3.11.

$$E_{adsorvedor\ atual} = E_{adsorvedor\ anterior} + \sum_{i=0}^n E_{trocada} - E_{perdida} \quad (3.11)$$

Onde a operação de somatório indicada no segundo termo do lado direito da equação representa a soma de todas as $E_{trocada}$ calculadas para cada espaço de comprimento Δx anteriormente. Com isso, é possível encontrar a temperatura do leito adsorvedor $T_{adsorvedor}$ para o próximo passo de tempo fazendo através da Equação 3.12, onde o somatório no divisor representa a inércia térmica de toda a massa constituinte do leito (aço, cobre, carvão ativado, etc.).

$$T_{adsorvedor} = \frac{E_{ads\ atual}}{\sum_{i=material} m_i \cdot c_i} \quad (3.12)$$

Essa temperatura também é gravada pelo programa a cada passo de tempo e é mostrada como solução. Uma característica importante do SimAds é que sempre que uma propriedade da água é demandada para cálculo, esta é buscada em uma tabela de propriedades dependendo da temperatura de trabalho por meio de interpolação de dados. Esta aplicação é realizada pela classe de programação denominada Interpolação. A Tabela 3.1, utilizada neste algoritmo, teve seus dados coletados segundo o *software CalcSteam*, que utiliza dados de acordo com a *International Association for the Properties of Water and Steam* (IAPWS) *Industrial Formulation* de 1997, recomendada pela ASME.

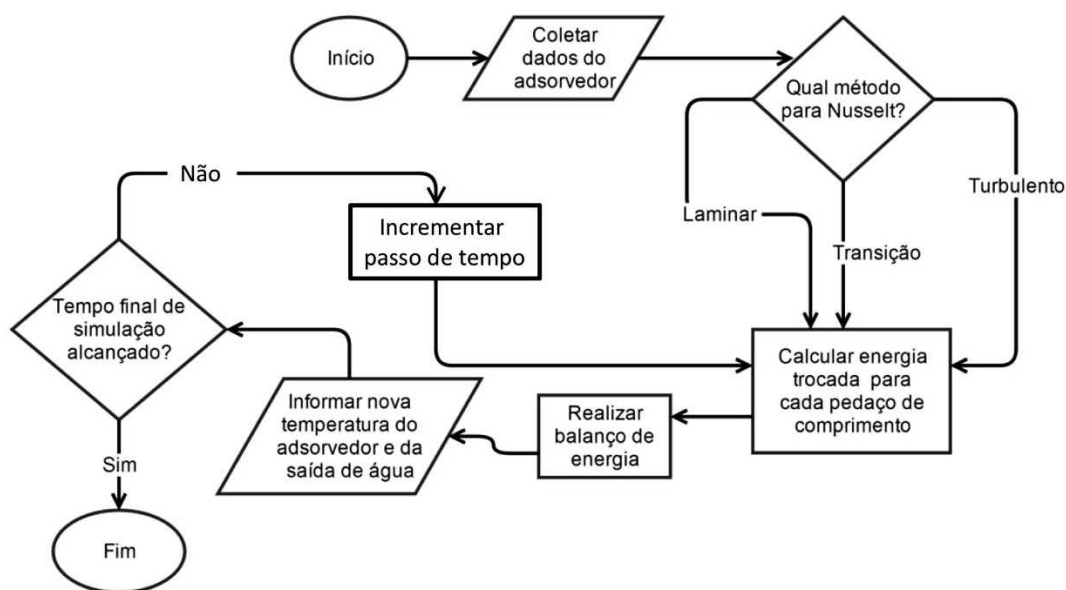
Tabela 3.1 - Propriedades da água utilizadas como base de dados no SimAds.

Temperatura [°C]	Massa específica [kg.m ⁻³]	Viscosidade cinemática [Pa.s]	Condutividade térmica [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	Número de Prandtl	Calor específico [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
10	999,70	0,00130600	0,5800	9,40	4.195,45
20	998,20	0,00100200	0,5980	7,02	4.184,80
30	995,65	0,00079700	0,6155	5,43	4.180,02
40	992,22	0,00065300	0,6310	4,33	4.178,56
50	988,05	0,00054700	0,6436	3,56	4.179,56
60	983,21	0,00046640	0,6544	2,98	4.182,77
70	977,78	0,00040390	0,6631	2,53	4.188,10
80	971,80	0,00035440	0,6700	2,18	4.195,52
90	965,32	0,00031440	0,6753	1,90	4.205,03
100	958,36	0,00028175	0,6791	1,67	4.216,64

Fonte: software CalcSteam.

A rotina do programa pode ser exemplificada pelo fluxograma apresentado na Figura 3.1. Nesta é possível observar como se dá o processo iterativo de passagem do passo de tempo.

Figura 3.1 - Fluxograma da rotina do programa SimAds.



Fonte: O autor.

3.1.3. Condições de Contorno Adotadas na Simulação do Leito Adsorativo do LES Com o SimAds

As condições de contorno utilizadas para a simulação do leito adsorativo da central de ar condicionado adsorativo do LES são as indicadas pela Tabela 2.2. A simulação completa considerou a perda de energia pelas paredes do leito adsorativo, fator que se mostrou ser bastante relevante no tempo de aquecimento do leito. O passo de tempo e a discretização do espaço para a simulação foram de 0,5 s e 1 cm, conforme será discutido na seção 4.1.1, com foco na análise de erro apresentada pelo programa. Os resultados obtidos através do SimAds para o escoamento são mostrados no Capítulo 4 e os mesmos foram utilizados como condições de contorno para a simulação do tanque de armazenamento térmico do ar condicionado.

3.2. SIMULAÇÃO NUMÉRICA DOS TANQUES DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO

Duas foram as simulações numéricas conduzidas nesta dissertação: uma para o tanque de armazenamento térmico de Ievers, a fim de validar o modelo físico-matemático do escoamento; e outra do tanque de armazenamento da central de ar condicionado adsorativo do LES. As metodologias utilizadas para ambas situações são descritas nos tópicos que seguem.

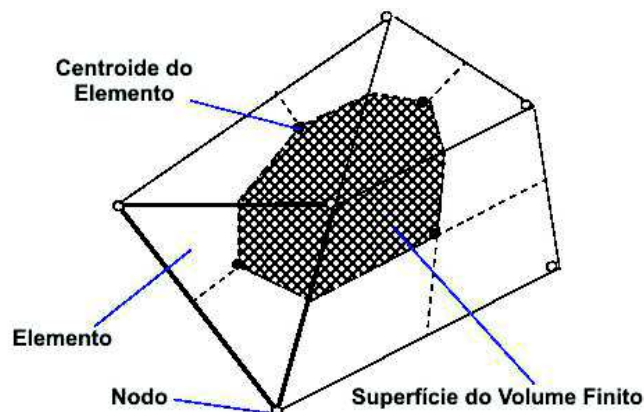
3.2.1. Método de Solução Numérica Empregado

Existem problemas na mecânica dos fluidos em que muitas equações físicas estão envolvidas e que a complexidade do tratamento analítico se torna muito dispendioso ou inviável. Algumas simplificações em termos de variáveis envolvidas ou dimensionalidade do espaço-domínio podem garantir a continuidade da busca pela solução analítica em tais situações, ou mesmo facilitar a busca por uma solução numérica simplificada. Esta última ocorre principalmente quando não é tão relevante o que acontece dentro de cada espaço de um domínio, mas sim no domínio como um todo. É o que acontece quando se parte para o uso de técnicas de análise integral de volumes de controle.

Porém, muitas vezes é necessário saber o que acontece dentro de um determinado espaço de um domínio e uma abordagem diferencial deve ser utilizada. Uma das formas de solução deste tipo de problema é o método dos volumes finitos (MVF), a fim de encontrar resultados numericamente. Este método é muito utilizado por softwares de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) e está cada vez mais flexível e com melhores recursos para se trabalhar. Para as simulações numéricas dos tanques de armazenamento utilizou-se o *software* comercial Ansys CFX 15.0, que utiliza este método em suas rotinas numéricas.

O MVF procura discretizar o conjunto de equações de conservação física de forma a ser resolvido centrado no vértice de cada volume de controle. Estes volumes de controle são criados a partir do domínio de estudo, configurando o que se chama de malha de volumes finitos. Os volumes podem ser irregulares no tamanho e na forma, mas nunca sobrepostos. A Figura 3.2 mostra um volume de controle implementado pelo CFX para a solução numérica de problemas fluidodinâmicos.

Figura 3.2 - Volume finito tridimensional e seus principais componentes.



Fonte: CFX 12.0, 2009.

Depois de criada a malha de volumes finitos, é necessário determinar as condições de contorno e iniciais do problema de escoamento. A partir destas, o CFX discretiza as equações físicas de conservação e as aplica iterativamente até que os erros, chamados de resíduos das equações, atinjam valores predeterminados pelo usuário. As propriedades ϕ do fluido encontradas pelo programa são armazenadas nos vértices dos volumes de controle gerados a partir da discretização do domínio de estudo. O valor dessas variáveis no elemento em questão é então obtido por métodos de integração das propriedades em todo o volume da célula.

Em simulações de escoamento permanente, o programa recorda os valores de propriedade ϕ do fluido para o momento final das iterações, quando o resíduo se encontra no valor máximo determinado. Para simulações transientes, no entanto, o usuário deve programar os passos de tempo ou tempos de escoamento em que as propriedades serão gravadas, a fim de guardar propriedades do escoamento para diferentes momentos da simulação.

3.2.2. Equacionamento Representativo do Escoamento

As Equações 2.21, para Conservação da Massa, 2.22, para Conservação da Quantidade de Movimento, 2.25, para Conservação da Energia, e 2.26, para variação de massa específica a fim de representar as forças de empuxo, costumam caracterizar uma grande parcela dos problemas de mecânica dos fluidos. No entanto, há vários casos em que outras abordagens físicas se fazem necessárias, a depender do grau de refino da solução que se busca e da importância que outras forças ou trocas energéticas possam ter em problemas específicos. Uma dessas abordagens, e talvez a mais importante nessa área de estudo, é a modelagem matemática utilizada para a turbulência do escoamento. Sabe-se que a turbulência, governada pela vorticidade do escoamento, pode influenciar diretamente o grau de transferência de calor e de massa de uma região a outra de um mesmo fluido ou a outro corpo, sendo extremamente importante a adoção de um modelo que melhor se adeque ao caso estudado.

ADOLFO (2013), ao estudar numericamente o tanque de armazenamento térmico do ar condicionado do LABRADS, observou que a maior parte do volume do tanque permanece praticamente com movimento nulo, enquanto que o fluxo próximo às entradas e saídas do tanque apresenta número de Reynolds na casa das dezenas de milhares, caracterizando escoamento turbulento nestas regiões. O escoamento observado no estudo de Ievers (2009) sobre um tanque de armazenamento térmico apresenta Reynolds de 4.224, também característico de fluxos turbulentos.

KENDIL *et al.* (2012) também estudaram este tipo de escoamento entrando em um reservatório estacionário, modelo de escoamento que é chamado de jato em água quiescente, conclusão também observada por ADOLFO. KENDIL utilizou o modelo de turbulência $k-\varepsilon$ para simular numericamente um jato com número de Reynolds entre 16.000 e 32.000, obtendo sucesso na validação do modelo com sua análise experimental, assim como

OLIVESKI (2000) ao simular seu tanque de armazenamento d'água. Por este motivo, o modelo de turbulência adotado nas simulações foi também o k - ε . Este modelo utiliza duas equações diferenciais para a determinação da energia cinética turbulenta k e da taxa de dissipação de energia cinética turbulenta ε , conforme mostram as Equações 3.13 e 3.14, respectivamente.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon + S_k \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.14)$$

Onde μ_t é a viscosidade turbulenta pode ser calculada a partir da Equação 3.15.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.15)$$

Nas Equações 3.13 e 3.14, S_k e S_ε são os termos fonte para geração ou dissipação de k e ε , respectivamente. Além disso, G_k representa a geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média e G_b é a geração de energia cinética turbulenta devido às forças de empuxo, ambos dados em $[\text{kg.m}^2.\text{s}^{-3}]$. Estas variáveis são obtidas a partir das Equações 3.16 e 3.17.

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.16)$$

$$G_b = g_i \beta \left(\frac{\mu_i}{\sigma_t} + \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3.17)$$

O modelo k - ε padrão inclui algumas constantes empíricas que são apresentados a seguir:

$$C_{1\varepsilon} = 1,44; \quad C_{2\varepsilon} = 1,92; \quad C_{3\varepsilon} = 1,00; \quad C_\mu = 0,09; \quad \sigma_\varepsilon = 1,3; \quad \sigma_t = 0,9; \quad \sigma_k = 1,0$$

Segundo ZANDIAN e ASHJAEI (2012), estes valores funcionam com precisão aceitável para qualquer problema de escoamentos de fluidos em que tal modelagem para viscosidade turbulenta seja propícia, mas são passíveis de serem alteradas de forma a aumentar a precisão do modelo caso assim seja avaliado.

3.2.3. Simulação Numérica do Tanque de Armazenamento Térmico

Proposto por Ievers

Este item discursa sobre os métodos utilizados na simulação numérica feita com o tanque de armazenamento térmico estudado por Ievers. As características do domínio de estudo são apresentadas, seguidas de discretização do domínio e estudo de independência de malha de volumes finitos e das condições de contorno e iniciais aplicadas.

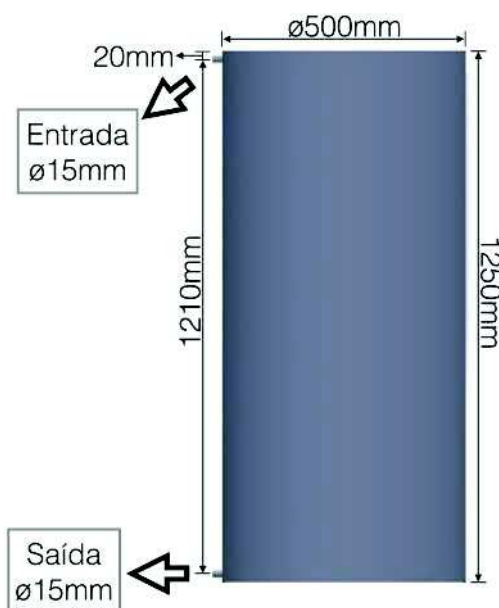
IEVERS *et al.* (2009) estudaram através de simulações numéricas e experimentais a influência do volume de armazenamento e posição da entrada de água quente sobre a estratificação térmica de tanques cilíndricos verticais de armazenamento de água. O primeiro tipo de tanque estudado foi tomado como o modelo deste trabalho, a fim de comparar os resultados obtidos pelas simulações numéricas e se obter validação com os resultados já validados por Ievers. Dessa forma, estudo semelhante pode ser transposto ao tanque de armazenamento do equipamento de ar condicionado do LES futuramente.

Ievers estudou o comportamento do perfil de temperaturas ao longo da altura do tanque, a fim de indicar a evolução do aquecimento do tanque. Além disso, discute em seu artigo diferentes métodos recomendados na literatura a fim de quantificar a estratificação térmica de tanques de armazenamento. O método preferido por Ievers foi o proposto por ROSEN (2001), discutido na seção 2.3.2, que compara o nível de estratificação do tanque com a exergia dentro do tanque. Além disso, Ievers relacionou o comportamento do adimensional ζ com o comportamento da altura de termoclina do tanque. Ao longo deste trabalho, será considerado que a termoclina se inicia, a partir da base do tanque, quando a temperatura média de determinada altura atinge 101% da temperatura mínima do tanque e termina quando se atinge 99% da temperatura máxima do tanque, na escala Kelvin.

3.2.3.1. Domínio do Tanque de Armazenamento Térmico

O tanque estudado por Ievers tem diâmetro interno de 500 mm e altura interna de 1250 mm, configurando um volume interno total de aproximadamente 245 L. O tanque conta com uma tubulação de entrada e outra de saída, ambas com 15 mm de diâmetro. A entrada está situada a 20 mm do topo do tanque e a saída a 20 mm da base do tanque. A Figura 3.3 apresenta em detalhes a geometria do tanque com suas principais dimensões.

Figura 3.3 - Geometria do tanque de Ievers com suas principais dimensões.



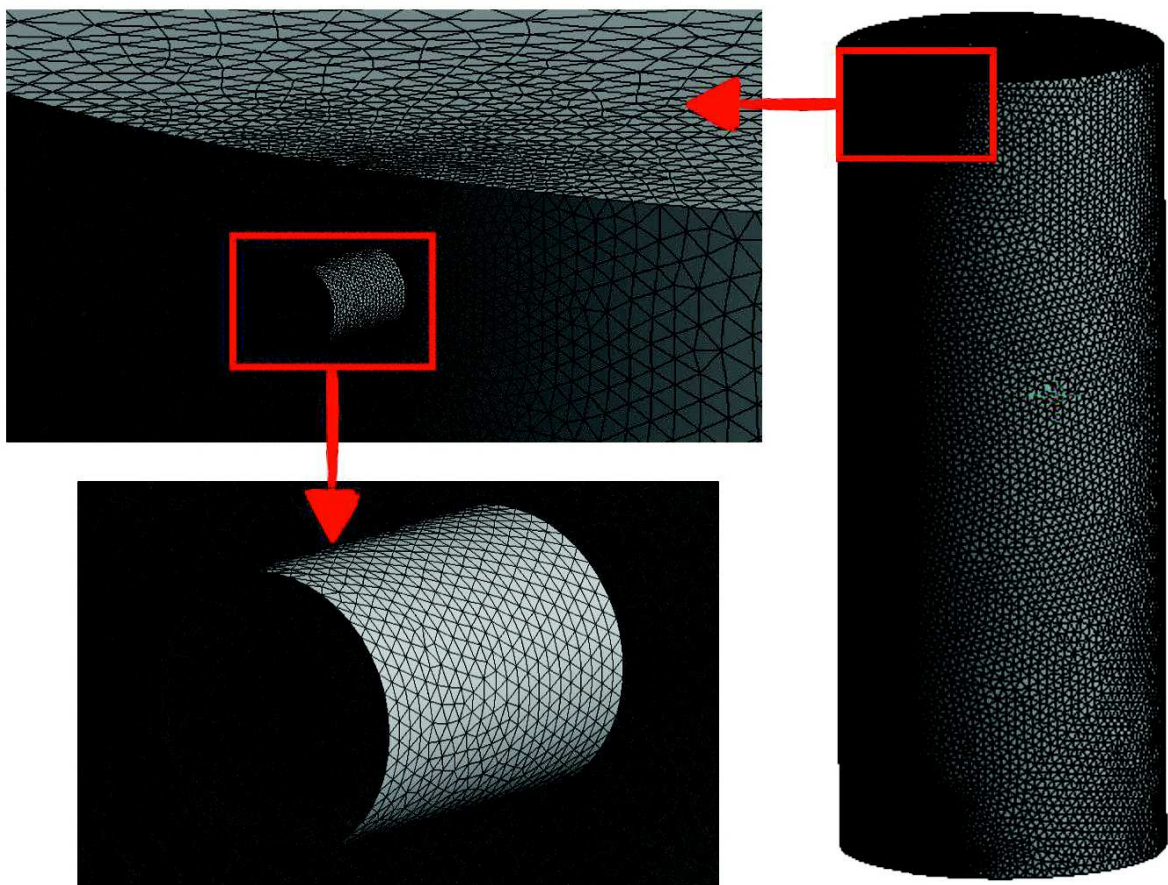
Fonte: O autor, baseado nos dados de Ievers, 2009.

3.2.3.2. Discretização do Domínio do Tanque de Armazenamento Térmico

A discretização do domínio estudado é um passo muito importante da simulação numérica pelo Método dos Volumes Finitos (MVF). Quanto maior o nível de refinamento maior a precisão dos resultados numéricos, mas maior o esforço computacional; e vice-versa. Existe um nível de refinamento da discretização do domínio em que refinamentos maiores não alteram significativamente os resultados procurados. A procura por este nível de refinamento aceitável culmina na chamada independência de malha, nome comumente dado à malha de volumes finitos que formam o domínio discretizado.

Prevendo a aplicação deste estudo de independência de discretização, um total de seis malhas foram criadas no *software* Icem CFD, da Ansys, com variações nos níveis de refinamento. As malhas foram criadas com volumes de tetraedros e levaram um método de refinamento chamado *inflation*, que gera uma série de tetraedros ordenados e em tamanhos padronizados nas regiões próximas às paredes internas do tanque. O refino desta área melhor caracteriza as propriedades fluidodinâmicas e de transferência de calor, devido à existência da camada-limite. A Figura 3.4 ilustra como foram criadas as malhas e traz o detalhamento da região onde foi feito o refinamento por inflação. A Tabela 3.2 mostra as características de refino que cada uma das seis malhas recebeu, destacando o número de nós e de volumes criados. Observa-se que a malha 1 é a mais robusta, enquanto que a malha 6 é a que recebe melhor refinamento.

Figura 3.4 - Malha de volumes finitos, com detalhe para o refinamento criado próximo à entrada/saída do tanque e a inflação utilizada nas paredes internas.



Fonte: O autor.

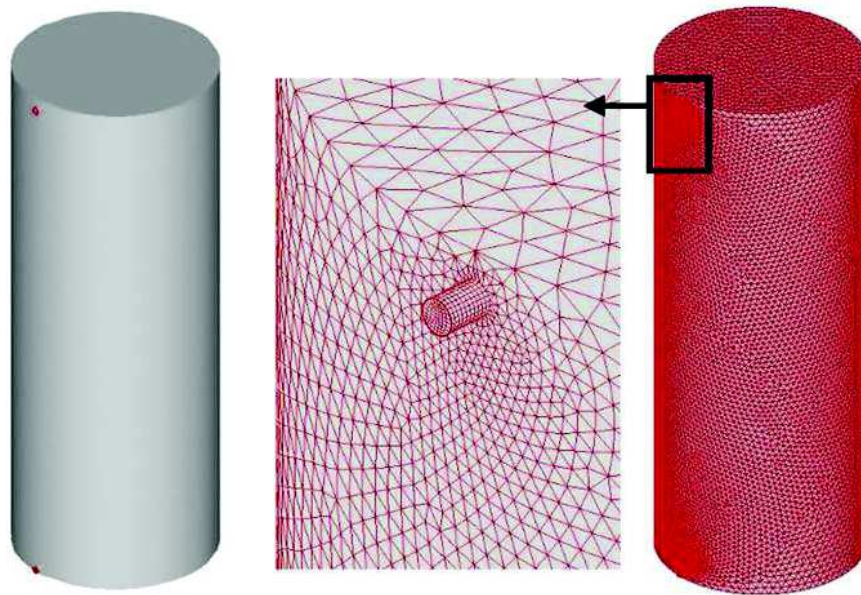
Tabela 3.2 - Propriedades construtivas das seis malhas estudadas.

		Malha 1	Malha 2	Malha 3	Malha 4	Malha 5	Malha 6
Dimen- sões da malha	Curvatura em arestas arredondadas [°]	12	10	8	8	6	6
	Tamanho mínimo de aresta [mm]	0,72	0,4	0,3	0,3	0,25	0,2
	Tamanho máximo de aresta em faces [mm]	20	18	15	15	13	10
	Tamanho máximo de tetraedro [mm]	144	30	28	28	25	25
	Razão de crescimento	1,1	1,07	1,07	1,07	1,05	1,05
Inflação	Altura da primeira camada [mm]	0,1	0,1	0,1	0,07	0,07	0,07
	Número máximo de camadas	10	10	10	18	18	18
	Razão de crescimento	1,1	1,1	1,1	1,05	1,05	1,05
Número de nós		151.643	245.239	329.342	481.879	831.861	1.112.363
Número de volumes		474.801	848.442	1.144.911	1.443.886	2.748.960	3.664.703

Fonte: O autor.

Vale ressaltar que todas as malhas utilizadas neste estudo são mais refinadas do que a utilizada por Ievers, que continha 272.725 elementos de volume. A Figura 3.5 mostra a discretização do domínio estudado por Ievers, onde é possível observar que os volumes são tetraédricos no corpo do tanque e hexaédricos na entrada e saída do tanque. Observe que o nível de refinamento mostrado na Figura 3.4 é muito maior do que o utilizado por Ievers, fato importante para a discussão deste trabalho.

Figura 3.5 - Detalhes da malha utilizada por Ievers em seu trabalho.



Fonte: Ievers (2009).

3.2.3.2.1. Estudo de Independência de Malha de Volumes Finitos

Neste estudo de independência de malha, considerou-se um escoamento permanente para as paredes do tanque em temperatura fixa de 300 K, de forma que há perda de calor para as paredes assim que a água quente, a 333,2 K, é injetada no tanque pela entrada do mesmo. A gravidade foi adotada $9,8 \text{ m.s}^{-2}$ no sentido do topo para a base do tanque, o equacionamento adotado conforme apresentado no item 3.2.2 e a simulação foi conduzida até que o resíduo das equações fosse menor que 10^{-4} .

As propriedades estudadas com maior ênfase foram: temperatura média e velocidade média verificadas em duas linhas criadas ao longo do diâmetro do tanque e coaxiais com a entrada (chamada linha de entrada) e com a saída do tanque (linha de saída); Temperatura média em planos longitudinais paralelos à base do tanque criados ao longo da altura do tanque, com planos distantes 2 cm um do outro até 10 cm da base e do topo, com o restante distando 5 cm um do outro. A representação destas linhas e dos planos criados está mostrada na Figura 3.6.

Figura 3.6 - Linhas de entrada e saída e planos longitudinais criados para obtenção de propriedades de escoamento.



Fonte: O autor.

3.2.3.2.2. Aplicação da Norma ASME V V 20 para Independência de Malha de Volumes Finitos

A fim de melhor gerir e guiar estudos de independência de malha, também é recomendado que se aplique a norma ASME V V 20 para simulações numéricas de escoamentos fluidodinâmicos. Esta norma ajuda a quantificar a precisão dos resultados obtidos para cada malha, facilitando a escolha pelo nível de refinamento de cada problema. A norma recomenda que no mínimo três malhas sejam comparadas entre si, sendo o nível de refinamento definido pelo tamanho médio de volume H , dado pela Equação 3.18.

$$H = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.18)$$

Além disso, quando três malhas são estudadas devem obedecer à relação $H_n > 1,3 H_{n+1}$. A fim de seguir esta regra à risca, estudaram-se somente as malhas 1, 3 e 5, que caracterizam bem o refinamento feito entre malhas, conforme mostra a Tabela 3.3. A razão entre os tamanhos médios de volumes é dada por $r_{13} = H_3 / H_1$. É altamente recomendado

também que as razões entre malhas consecutivas tenham valores o mais próximo possível. Isto se verifica para as malhas tomadas como estudo, por exemplo, uma vez que tanto r_{31} quanto r_{53} valem aproximadamente 1,34.

Tabela 3.3 - Razões entre tamanhos médios de volumes das diferentes malhas.

	Número de volumes	Volume do domínio [m³]	H [m]	r
Malha 1	474.801	0,245	0,00803	-
Malha 3	1.144.911	0,245	0,00598	1,34
Malha 5	2.748.960	0,245	0,00447	1,34

Fonte: O autor.

A seguir, a norma utiliza o método de extrapolação de Richardson para propriedades integrais a fim de quantificar o grau de convergência obtido entre as malhas estudadas. Neste método, estuda-se propriedades integrais ϕ_n , sendo ϕ uma propriedade qualquer e n o número da malha de onde esta propriedade foi obtida. As propriedades são então comparadas através do índice $\varepsilon_{31} = \phi_3 - \phi_1$, podendo ser atribuídas para a comparação entre as malhas 3 e 5, de forma análoga. Em seguida, encontra-se a ordem aparente do método p , de modo iterativo, através das Equações 3.19, 3.20 e 3.21.

$$p = \frac{1}{\ln(r_{53})} \left| \ln \left| \frac{\varepsilon_{31}}{\varepsilon_{53}} \right| + q(p) \right| \quad (3.19)$$

$$q(p) = \ln \left[\frac{(r_{53})^p - s}{(r_{31})^p - s} \right] \quad (3.20)$$

$$s = 1 \cdot \text{sin}(\frac{\varepsilon_{31}}{\varepsilon_{53}}) \quad (3.21)$$

Onde $\text{sin}(x)$ é a função que retorna o sinal de x , ou seja, -1 no caso $x < 0$, 0 no caso $x = 0$ e 1 no caso $x > 0$. Valores negativos de s indicam que a convergência é oscilatória, enquanto que valores positivos indicam convergência sem oscilação, do tipo logarítmica. A ordem aparente do método p pode ser interpretada como o grau da equação que consegue passar pelos três pontos estudados entre malhas. Valores muito altos de p (maiores que 10,

considerado neste estudo) podem mascarar os resultados e subestimar a convergência de malhas, assim como valores menores que 1 podem superestimá-la.

Da mesma forma, o método propõe a obtenção do valor da propriedade extrapolada. Este valor, dado pela Equação 3.22, pode ser interpretado como o valor limite que a propriedade pode alcançar em uma próxima malha, mais refinada, a fim de garantir que esteja ocorrendo convergência.

$$\phi_{ext31} = \frac{[(r_{31})^p \phi_1 - \phi_3]}{(r_{31})^p - 1} \quad (3.22)$$

Depois disso, é possível obter o erro relativo aproximado, dado pela Equação 3.23, e o erro extrapolado relativo, dado pela Equação 3.24. Finalmente, o método prevê o cálculo do índice de convergência de malha, chamado de GCI (*Grid Convergence Index*), através da Equação 3.25.

$$e_{r31} = \left| \frac{\phi_3 - \phi_1}{\phi_3} \right| \quad (3.23)$$

$$e_{ext31} = \left| \frac{\phi_{ext31} - \phi_1}{\phi_{ext31}} \right| \quad (3.24)$$

$$GCI_{31} = \frac{1,25 e_{r31}}{(r_{31})^p - 1} \quad (3.25)$$

Os parâmetros de índice 53 podem ser calculados de forma análoga às Equações 3.22, 3.23, 3.24 e 3.25, da mesma forma que na comparação entre malhas com quaisquer nomenclaturas além de 1, 3 e 5.

3.2.3.3. Discretização do Tempo para o Escoamento no Tanque de Armazenamento Térmico

Num escoamento transiente, é necessário escolher um passo de tempo adequado para obtenção dos dados de escoamento ao longo do tempo. Passos de tempo muito pequenos podem revelar maiores detalhes do escoamento ao custo de um longo tempo computacional, enquanto que passos de tempo maiores podem economizar grande tempo de simulação ao passo de pode comprometer as propriedades do escoamento buscadas. O passo de tempo

ideal é, portanto, aquele a partir do qual, ao se adotar passos de tempo menores, a diferença nas propriedades do escoamento é irrelevante.

Para este estudo, as condições de contorno adotadas foram iguais às da simulação original de Ievers, com paredes do tanque adiabáticas. A condição inicial adotada é de que o fluido no interior do tanque tem velocidade nula e temperatura constante em 300 K. Para o estudo, simulou-se um total de 60 s de escoamento com os passos de tempo de 5 s, 2 s, 1 s, 0,5 s e 0,2 s. O passo de tempo utilizado originalmente por Ievers foi de 0,5s. Foram observados os resultados de temperatura ao longo da linha de entrada e a temperatura média dos planos longitudinais a 1,15 m, 1,17 m, 1,19 m, 1,21 m e 1,23 m da base do tanque e da superfície de topo do tanque, sempre comparando os tempos de simulação a cada 10 s.

Outro dado que pode ser analisado em simulações numéricas com método dos volumes finitos é o chamado número adimensional de Courant Co . O valor desta variável para um dado volume i da malha de volumes finitos é determinado pela Equação 3.26, onde v_i é a velocidade do fluido contido no volume finito analisado, h_i é o tamanho equivalente do volume e Δt é o passo de tempo.

$$Co_i = \frac{v_i \cdot \Delta t}{h_i} \quad (3.26)$$

3.2.3.4. Condições de Contorno e Iniciais do Problema

As análises de independência de malha e do passo de tempo foram importantes a fim de garantir uma boa precisão dos resultados buscados pela simulação numérica. Desta forma, é sabido que o maior refinamento da malha ou a adoção de passos de tempo menores não causaria diferenças notáveis nos resultados, apesar de aumentarem consideravelmente o tempo computacional. Para a simulação que reproduz o trabalho de Ievers, portanto, foram adotadas as condições destacadas na Tabela 3.4. A temperatura inicial do tanque é de 300 K e o fluido contido no mesmo, que preenche o volume completo do domínio, é considerado com velocidade nula no início da simulação. A temperatura do fluxo de água na entrada é de 333,2 K a uma vazão de 0,05 kg.s⁻¹.

Tabela 3.4 - Condições adotadas para a simulação principal.

Tipo de escoamento	Transiente
Modelo de empuxo	Aproximação de Boussinesq
Modelo de turbulência	$k-\varepsilon$
Número de nós / volumes da malha utilizada	329.342 nós / 1.144.911 volumes
Passo de tempo utilizado	0,5 s
Condição de paredes	Não deslizamento / adiabáticas
Entrada do tanque	Vazão mássica de 0,05 kg.s ⁻¹ a 333,2 K
Saída do tanque	Saída de pressão
Condições iniciais do tanque	Campo de velocidades nulo e temperatura de 300 K
Tempo total de escoamento simulado	5000 s

Fonte: O autor.

Os resultados dessa simulação, bem como dos estudos de independência de malha e de passo de tempo, são discutidos no Capítulo 4, momento em que são comparados com aqueles obtidos por Ievers em seu estudo. As principais propriedades do escoamento são analisadas em diferentes tempos de escoamento a fim de permitir a comparação com os resultados de Ievers, culminando na validação do modelo numérico adotado.

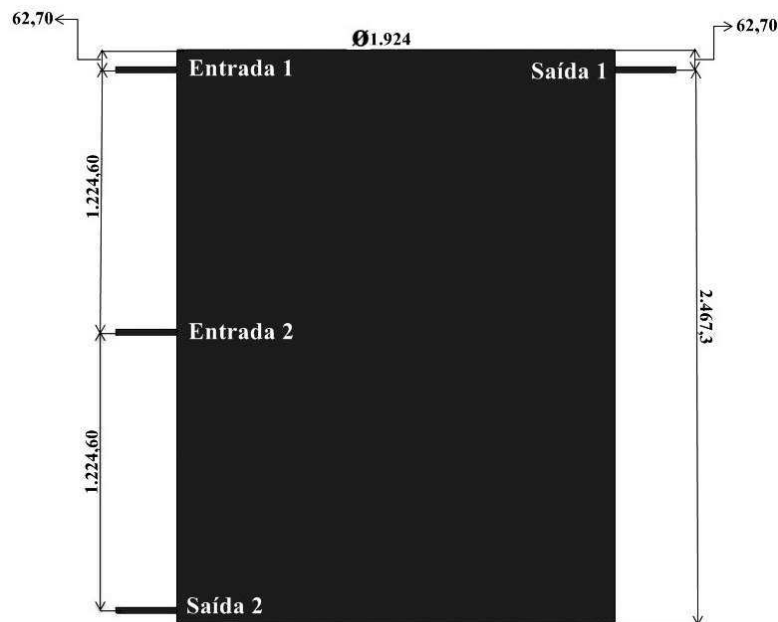
3.2.4. Simulação do Tanque de Armazenamento Térmico da Central de Ar Condicionado Adsorptivo do LES

Este item apresenta os métodos e materiais utilizados na simulação numérica do tanque de armazenamento térmico da central de ar condicionado adsorptivo do LES. O domínio de estudo é caracterizado, seguido da discretização do domínio e estudo de independência de malha de volumes finitos e das condições de contorno e iniciais aplicadas ao problema.

3.2.4.1. Domínio do Tanque de Armazenamento Térmico

O tanque de estocagem térmica da central de ar condicionado adsorativo do LES-UFPB, conforme discutido no item 2.5, consiste em um cilindro oco de 7 m³ de volume, isolado termicamente com uma manta de poliestireno expandido. Possui quatro tubulações de 1'' que se conectam com outros componentes do ciclo de água quente do sistema, sendo que dois deles entram e dois saem do tanque, como expõe a Figura 2.23. A Figura 3.7 apresenta as dimensões do tanque e a localização das duas entradas e duas saídas.

Figura 3.7 - Geometria do tanque de armazenamento térmico e suas principais dimensões, em [mm].



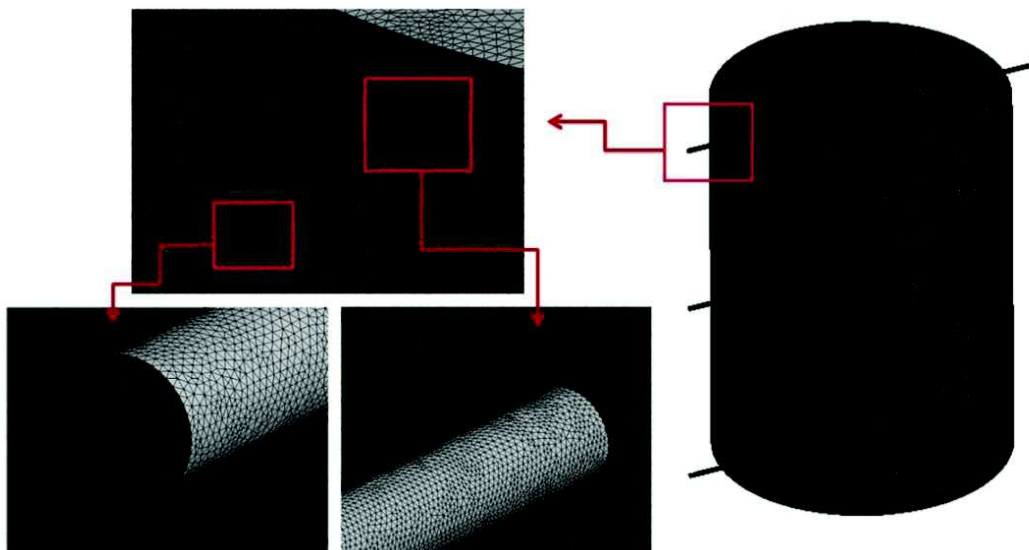
Fonte: O autor.

A Entrada 1 é a tubulação que recebe a água aquecida vinda dos coletores solares, enquanto que a Saída 2 é a que envia a água do tanque até o campo de coletores. A Entrada 2, por sua vez, é a tubulação que traz a água do adsorvedor sob aquecimento/dessorção, enquanto que a Saída 1 é a que leva a água quente do tanque até os leitos adsorativos. Após a criação da geometria, se faz necessária a discretização do domínio e um estudo de independência de malha.

3.2.4.2. Discretização do Domínio do Tanque de Armazenamento Térmico

Prevendo a aplicação de estudo de independência de malha do tanque de armazenamento, um total de três malhas de volumes finitos foram criadas no *software* Icem CFD, com variações nos níveis de refinamento. Elas foram geradas com volumes de tetraedros e levaram o método de refinamento de “inflação” nas regiões próximas às paredes internas do tanque, da mesma forma que o estudo do tanque de Ievers. A Tabela 3.5 mostra as características de refino que cada uma das três malhas recebeu. Observa-se que a malha 1 é a mais robusta, enquanto que a malha 3 é a que recebe melhor refinamento. A Figura 3.8 apresenta como foram criadas as malhas e traz o detalhamento da região onde foi feito o refinamento por inflação.

Figura 3.8 - Malha de volumes finitos, com detalhe para o refinamento criado próximo às regiões de entrada e saída do tanque.



Fonte: O autor.

Tabela 3.5 - Propriedades construtivas das três malhas estudadas.

		Malha 1	Malha 2	Malha 3
Dimen- sões da malha	Curvatura em arestas arredondadas [°]	10	8	8
	Tamanho mínimo de aresta [mm]	1,5	0,6	0,3
	Tamanho máximo de aresta em faces [mm]	28	20	15
	Tamanho máximo de tetraedro [mm]	50	38	28
	Razão de crescimento	1,15	1,1	1,07
Inflação	Altura da primeira camada [mm]	0,8	0,5	0,1
	Número máximo de camadas	4	5	10
	Razão de crescimento	1,1	1,1	1,1
Número de nós		449.882	1.055.845	2.735.789
Número de volumes		1.748.062	4.308.859	10.677.013

Fonte: O autor.

Visando a aplicação da norma ASME V V 20, discutida no item 3.2.3.2.2, as três malhas de volumes finitos estudadas foram criadas mantendo-se um padrão de relação entre tamanho médio de volume, maior que 1,3. A Tabela 3.6 exhibe essa propriedade, calculada utilizando o volume real do domínio do tanque de armazenamento térmico, com aproximadamente 7,36 m³.

Tabela 3.6 - Razões entre tamanhos médios de volumes das diferentes malhas.

	Número de volumes	Volume do domínio [m ³]	H [m]	r
Malha 1	1.748.062	7,36	0,01615	-
Malha 3	4.308.859	7,36	0,01195	1,35
Malha 5	10.677.013	7,36	0,00883	1,35

Fonte: O autor.

3.2.4.2.1. Estudo de Independência de Malha de Volumes Finitos

Neste estudo de independência de malha considerou-se o escoamento permanente e as condições de contorno especificadas na Tabela 3.7. Para a modelagem do empuxo, utilizou-se a aproximação de Boussinesq para calcular a massa específica da água, Equação 2.26, enquanto que para as outras propriedades considerou-se a água como fluido newtoniano. A gravidade foi adotada $9,8 \text{ m.s}^{-2}$ no sentido do topo para a base do tanque e o modelo de turbulência adotado foi o $k-\varepsilon$, Equações 3.13 e 3.14, e a simulação foi conduzida até que o resíduo das equações fosse menor que 10^{-4} .

Tabela 3.7 - Condições de contorno para o estudo de independência de malha do tanque de armazenamento térmico.

Parâmetro	Entrada 1	Entrada 2	Saída 1	Saída 2
Vazão Mássica [kg.s⁻¹]	0,4	0,1	0,1	0,4
Temperatura [°C]	55 (328,15K)	77 (350,15K)	---	---

Fonte: O autor, com dados de vazão mássica segundo LEITE, 2011.

O programa adota o parâmetro de vazão mássica das entradas e saídas como vazão média e, em posse da densidade ρ estimada para a temperatura local, calcula as velocidades do escoamento. Consideraram-se uniformes as temperaturas das Entradas 1 e 2 no intuito de avaliar o erro de discretização para a simulação no caso permanente. Para as Saídas 1 e 2 foram utilizadas as vazões determinadas na Tabela 3.8 na condição de saída com vazão mássica prescrita. Nas paredes do tanque adotou-se a condição de contorno de não

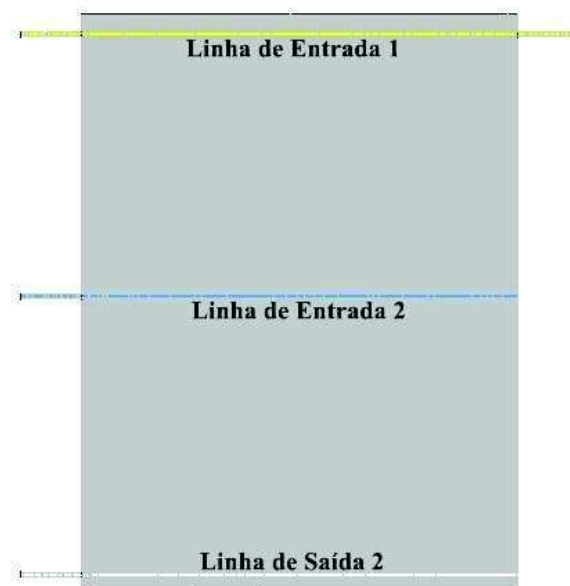
deslizamento, como mostrado na Equação 3.27, e foram consideradas adiabáticas, negligenciando as trocas de calor com o meio externo.

$$u(x, y, z)|_{parede} = v(x, y, z)|_{parede} = w(x, y, z)|_{parede} = 0 \quad (3.27)$$

3.2.4.2.2. Aplicação da Norma ASME V V 20 para Independência de Malha de Volumes Finitos

Para a aplicação da norma ASME V V 20 no estudo de independência de malha, as propriedades estudadas com maior ênfase foram a temperatura média e a velocidade média verificadas em duas linhas criadas ao longo do diâmetro do tanque e coaxiais com as entradas (chamadas Linhas de Entrada 1 e de Entrada 2) e uma terceira coaxial com a saída do tanque (chamada Linha de Saída 2). A Figura 3.9 mostra a representação destas linhas criadas para auxiliar no estudo de independência de malha.

Figura 3.9 - Linhas de entrada e saída criadas para obtenção de propriedades do escoamento no tanque de armazenamento térmico.



Fonte: O autor.

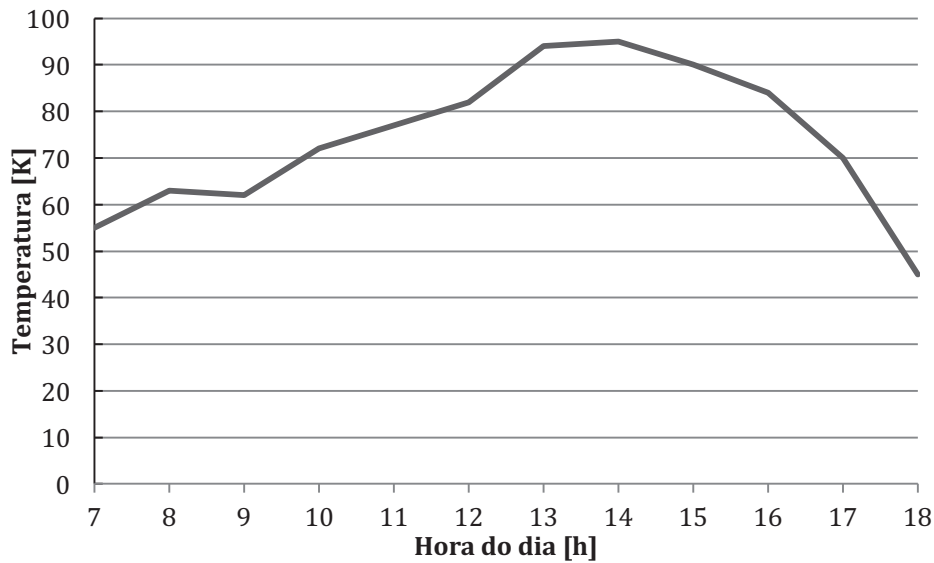
3.2.4.3. Discretização do Tempo Para o Escoamento no Tanque de Armazenamento Térmico

A simulação do tanque de armazenamento envolveu o estudo de 11 h de escoamento dentro do mesmo, considerando-se o uso da central de ar condicionado das 7 h da manhã até às 18 h, à noite. A discretização do tempo se faz ainda mais importante nesta simulação do que na conduzida com o tanque estudado por Ievers, principalmente pelo tempo total de simulação do escoamento. Os resultados para este estudo de discretização do passo de tempo estão mostrados no Capítulo 4.

3.2.4.4. Condições de Contorno e Iniciais do Problema

As condições de contorno adotadas para as temperaturas da Entrada 1 e da Entrada 2 devem levar em consideração a variação da temperatura do fluxo d'água vindo dos coletores solares e dos adsorvedores, respectivamente. O primeiro destes foi previsto por Leite em um estudo que considerou soluções analíticas para o Circuito de Água Quente. A Figura 3.10 exibe em gráfico a temperatura que sai do campo de coletores solares ao longo do dia e que serve como condição de contorno para a temperatura da Entrada 1. Conforme indicado por Leite (discutido no item 2.5), a vazão mássica foi determinada em $0,4 \text{ kg.s}^{-1}$, idêntica à vazão da Saída 2, que pertence ao mesmo circuito.

Figura 3.10 - Variação da temperatura na Entrada 1 das 7h às 18h.



Fonte: O autor, com dados segundo LEITE, 2011.

A condição de contorno para a temperatura da Entrada 2 foi obtida através do *software* SimAds, conforme será mostrado no Capítulo 4, Figura 4.3. O padrão cíclico observado nesta figura foi reproduzido para um total de 11 h de escoamento e esta foi adotada como a temperatura para a Entrada 2. Em conformidade com o descrito por Leite (discutido no item 2.5), a vazão mássica foi determinada como $0,1 \text{ kg.s}^{-1}$, idêntica à vazão da Saída 1, que pertence ao mesmo circuito. As paredes do tanque foram consideradas adiabáticas e utilizou-se a condição de contorno de não-deslizamento, da mesma forma indicada pela Equação 3.27. A Tabela 3.8 apresenta em síntese as propriedades que foram adotadas como condição de contorno, condições iniciais e modelagem matemática para o problema do escoamento dentro do tanque de estocagem térmica da central de ar condicionado adsorativo do LES.

A modelagem físico-matemática adotada nesta simulação foi idêntica àquela utilizada na simulação do tanque de levers, que serviu de validação para esta. Os resultados obtidos para a simulação, bem como para os estudos de independência de malha e de passo de tempo, são discutidos no Capítulo 4 com maiores detalhes.

Tabela 3.8 - Condições e modelagem matemática adotadas para a simulação do tanque de armazenamento térmico.

Tipo de escoamento	Transiente
Modelo de empuxo	Aproximação de Boussinesq (<i>Equação 2.26</i>)
Modelo de turbulência	$k-\varepsilon$ (<i>Equações 3.13 e 3.14</i>)
Número de nós / volumes da malha	1.055.845 nós / 4.308.859 volumes
Passo de tempo utilizado	0,5 s
Condição de paredes	Não deslizamento / adiabáticas (<i>Equação 3.27</i>)
Entrada 1 do tanque	Vazão mássica de 0,4 kg.s ⁻¹ e temperatura variando com o tempo conforme mostra a <i>Figura 3.10</i>
Entrada 2 do tanque	Vazão mássica de 0,1 kg.s ⁻¹ e temperatura variando com o tempo conforme mostra a <i>Figura 4.3</i>
Saída 1 do tanque	Saída com vazão mássica prescrita de 0,1 kg.s ⁻¹
Saída 2 do tanque	Saída com vazão mássica prescrita de 0,4 kg.s ⁻¹
Condições iniciais do tanque	Campo de velocidades nulo e temperatura de 300 K
Tempo total de escoamento simulado	39.600 s (11 h)

Fonte: O autor, com alguns dados retirados segundo LEITE, 2011.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este Capítulo apresenta os resultados obtidos para o escoamento dentro do leito adsorativo, do tanque térmico do trabalho de Ievers e do tanque de armazenamento térmico da central de ar condicionado adsorativo do LES, através das metodologias apresentadas no Capítulo 3. Os resultados analisados para o escoamento dentro do leito adsorativo serviram de condições de contorno para o estudo do tanque de armazenamento térmico, enquanto que os resultados obtidos para o estudo do tanque de Ievers validam o modelo de tanque de armazenamento de água utilizado para a simulação deste.

4.1. SIMULADOR DE CARGA TÉRMICA – SIMADS

4.1.1. Análise de Erro Apresentado pelo Programa

Antes de determinar o resultado obtido com o SimAds para um determinado caso teórico, se faz necessário investigar qual a discretização de espaço Δx e qual o passo de tempo Δt devem ser utilizados. Para tal, recomenda-se fazer um estudo com diferentes discretizações a fim de determinar o maior Δx e o maior Δt a partir dos quais a adoção de menores valores não se traduz em grandes diferenças nos resultados.

Para a discretização do espaço do leito adsorativo do LES escolheu-se trabalhar num caso sem perdas de energia pelas paredes do leito adsorativo, com as características do leito adsorativo para condições de contorno do problema definidos na Tabela 2.2 e com valores de Δx de 5 cm, 2 cm, 1 cm, 5 mm, 2 mm e 1 mm. Não houve diferença significativa entre os resultados avaliados, sendo que em todos os casos o tempo para o aquecimento do adsorvedor até 99% da temperatura de projeto foi de 320 s e para o mesmo critério com a temperatura da saída do adsorvedor foi de 195 s.

Isso significa que para os comprimentos utilizados neste estudo, qualquer um atuaria com grande eficiência. A escolha de um Δx muito maior, como 50 cm, pode apresentar resultados bem divergentes devido ao preceito de que a cada 50 cm de tubulação, toda ela se

encontra na mesma temperatura. Como o programa não requer muito esforço computacional, escolheu-se 1cm como o tamanho de comprimento diferencial para a simulação.

Da mesma forma, trabalhou-se numa simulação utilizando os seguintes passos de tempo: 5 s, 2 s, 1 s, 0,5 s e 0,2 s, e desconsiderou-se a troca energética com o ambiente externo ao leito adsortivo. Os resultados, neste caso, mostraram um pouco mais de divergência, com tempos para aquecimento do adsorvedor variando entre 318 s e 321,6 s. O erro relativo entre os tempos medidos para o passo de tempo de 0,5 s e 0,2 s, entretanto, foi de apenas 0,19%. No estudo da temperatura média da saída do adsorvedor, o erro entre os resultados obtidos com os dois menores passos de tempo foi de menos e 0,07%. Por este motivo, o passo de tempo adotado em definitivo para o caso foi de 0,5 s.

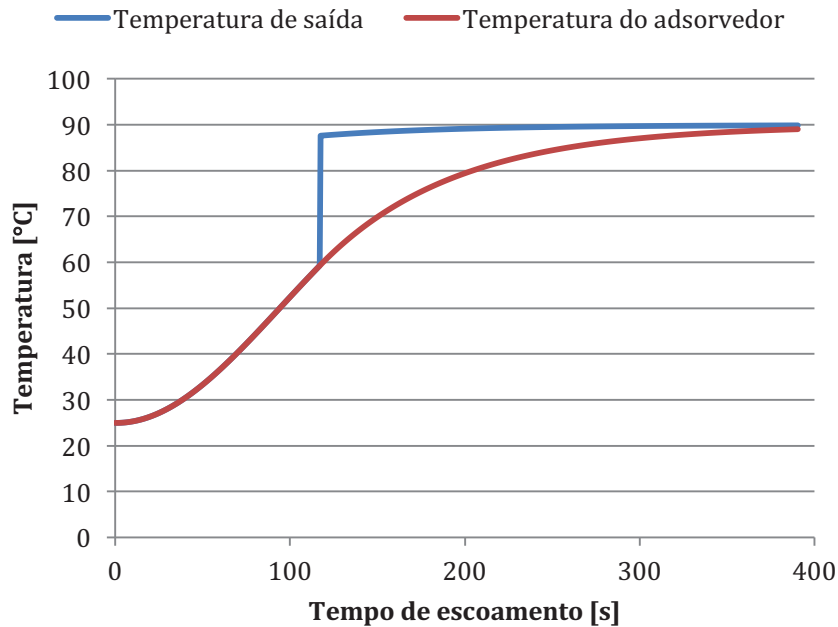
Em resumo, o erro apresentado pelo programa na adoção da discretização do espaço de 1cm foi irrelevante em comparação com valores menores. O fator mais determinante para a grandeza de erro da simulação foi o passo de tempo utilizado, sendo que, a partir do passo de 0,5 s, a adoção de passos de tempo menores apresenta diferenças de menos de 1% tanto no tempo de aquecimento do adsorvedor quanto na temperatura média verificada na saída do leito. As condições de contorno utilizadas na simulação definitiva do leito adsortivo da central de ar condicionado adsortivo do LES foram explicitadas na seção 3.1.3.

4.1.2. Resultados para o Leito Adsorativo do LES

O tempo encontrado de aquecimento do adsorvedor foi de 391,5 s, e o comportamento da temperatura do leito e da saída de água podem ser vistos na Figura 4.1. Nos instantes iniciais do escoamento mostrado na Figura 4.1, até aproximadamente 100 s, as temperaturas do leito e da saída de água são coincidentes, devido à suposição de que a temperatura da água de saída é idêntica à do adsorvedor enquanto o fluxo de água não completa o circuito dentro do leito adsorativo.

Como se observa, existe um momento até o tempo de 120 s de escoamento em que as duas temperaturas analisadas são coincidentes. Isso ocorre porque é o tempo que o escoamento de água quente leva para atravessar todo o comprimento da tubulação. Também se observa que, no início do escoamento, o fato de a água quente estar lentamente adentrando o leito configura um aquecimento que acelera com o tempo muito brevemente, logo se tornando um aquecimento desacelerado. Esse comportamento também se observa em estudos experimentais com leitos adsorativos.

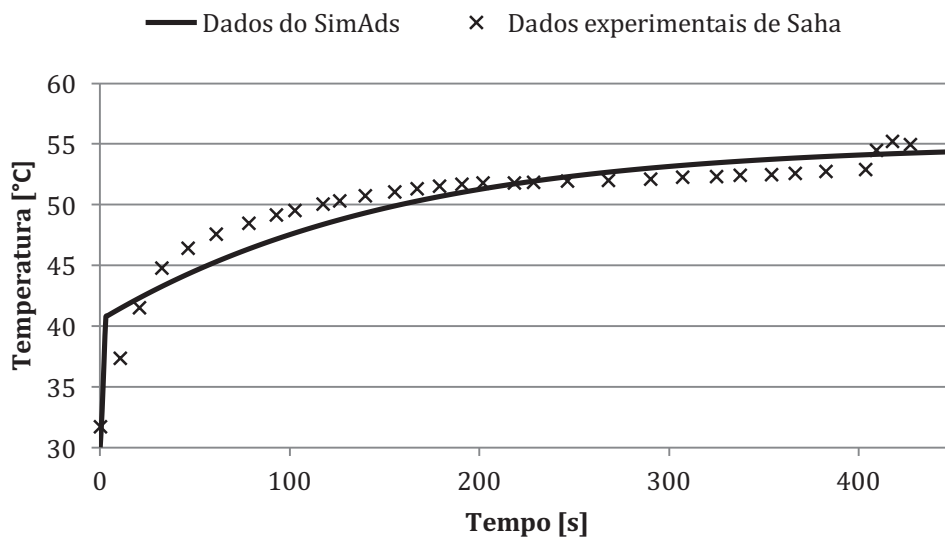
Figura 4.1 - Resultados do SimAds para a evolução da temperatura do adsorvedor e da saída de água ao longo do tempo de escoamento.



Fonte: O autor.

Ao se observar a Figura 2.9 do estudo de SAHA *et al.* (2000), onde o perfil de temperaturas da saída dos adsorvedores é investigada, percebe-se que o comportamento logarítmico da curva de aquecimento é semelhante ao indicado pelos resultados do SimAds. Quando se reproduz o caso da regeneração do adsorvedor de Saha no software SimAds, o erro relativo médio fica em 0,43%, com desvio médio de 1,37 K entre as duas curvas. A Figura 4.2 apresenta o comparativo entre os resultados de saída de água quente do adsorvedor obtidos por Saha experimentalmente e obtidos através da rotina numérica do SimAds. O tempo de aquecimento do adsorvedor encontrado pelo software foi de 472 s, enquanto que os dados experimentais de Saha indicam esse tempo em 420 s.

Figura 4.2 - Comparação entre dados experimentais de SAHA *et al.* (2000) e os obtidos através de simulação numérica no software SimAds.

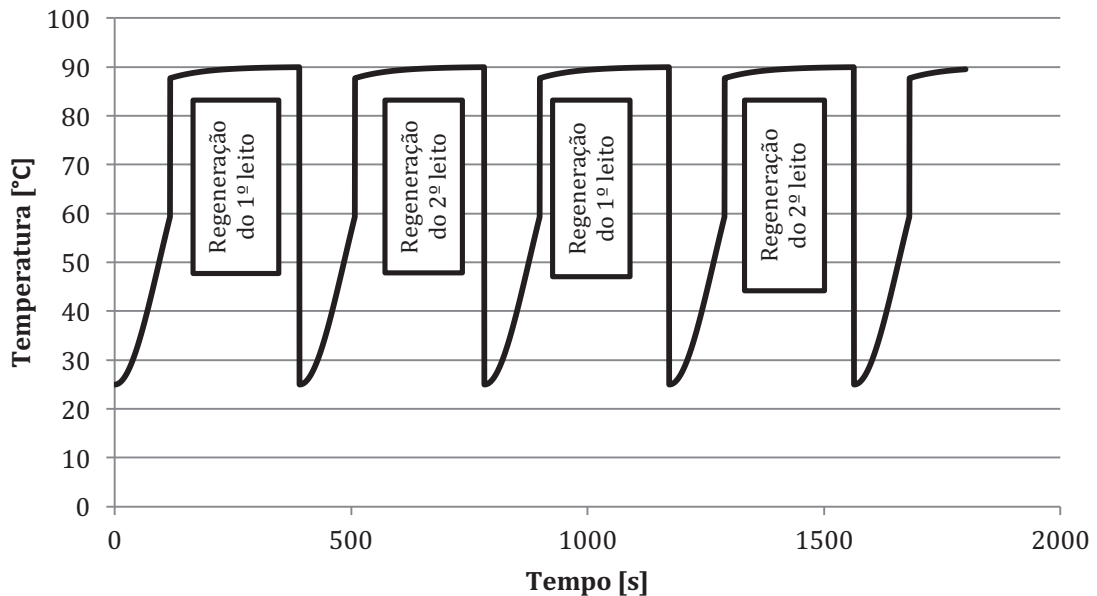


Fonte: O autor, com dados Segundo Saha *et al.* (2000).

Ao se considerar a temperatura de saída dos adsorvedores para adentrar o tanque de armazenamento de água quente, tem-se que observar que o comportamento mostrado na Figura 4.1 ocorre repetidas vezes, como mostra a Figura 2.9. Isso ocorre porque, no projeto de RIFFEL (2008), quando um adsorvedor termina sua regeneração, um próximo adsorvedor (saturado) entra no seu lugar para ter a capacidade adsortiva regenerada. A Figura 4.3 mostra o que acontece com a saída de água quente dos adsorvedores ao longo do tempo considerando a troca de adsorvedores, resultados que servem de condição de contorno para a entrada intermediária do tanque de estocagem.

Os resultados obtidos através do SimAds podem ser aplicados em simulações analíticas ou numéricas do tanque de armazenamento térmico do sistema. Em aplicações práticas, essa variação de temperaturas, que ora são de aproximadamente 25 °C e ora são quase 90 °C em menos de dois minutos, é passível de influenciar negativamente na estratificação térmica do mesmo. A investigação desta influência é uma das propriedades que a simulação numérica do tanque de armazenamento térmico pode avaliar, ao se utilizar os resultados obtidos através do SimAds como condição de contorno para a Entrada 2 do tanque de armazenamento térmico.

Figura 4.3 - Temperatura da água de saída dos adsorvedores considerando a troca de leitos adsortivos.



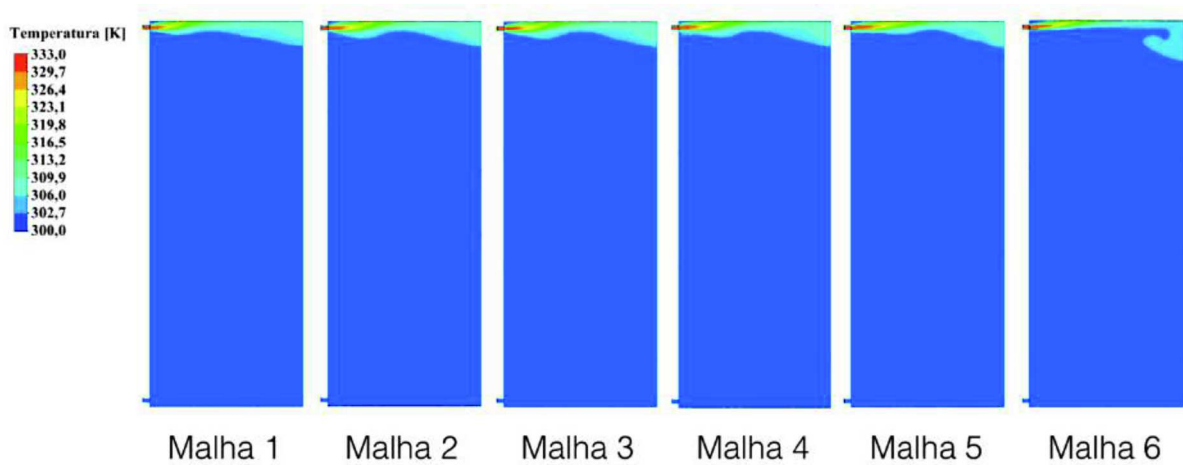
Fonte: O autor.

4.2. TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO DE IEVERS

4.2.1. Estudo de Independência de Malha de Volumes Finitos

Após simulação do caso permanente para estudo de independência de malha, o que se observa é que, sob estas condições, uma pequena parcela do volume do tanque se mantém aquecido acima de 300 K, sendo que a grande maioria do tanque tem sua temperatura inalterada. Ao se analisar o perfil de temperaturas no plano longitudinal vertical, que contém a altura do tanque e as tubulações de entrada e saída, como mostrado na Figura 4.4, não fica evidente grande diferença entre as malhas estudadas.

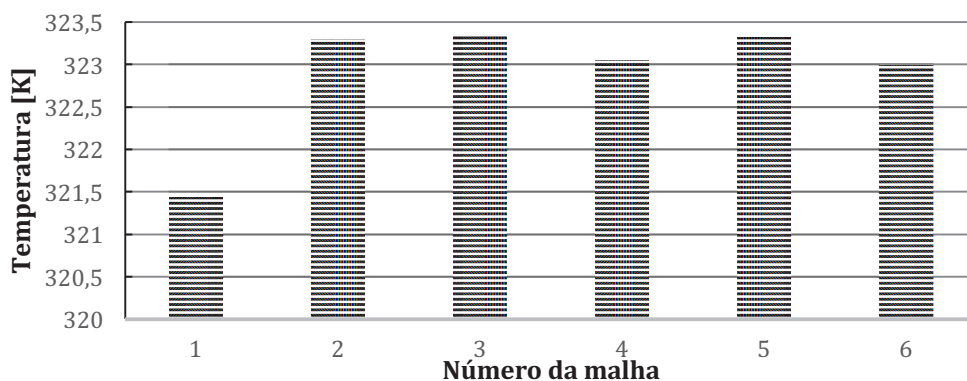
Figura 4.4 - Campo de temperaturas no plano vertical do tanque para as seis malhas.



Fonte: O autor.

Portanto, é necessário se comparar propriedades que obtenham variação entre as malhas estudadas e verificar a partir de qual malha as diferenças se atenuam. A Figura 4.5 apresenta o comportamento da temperatura média na linha de entrada para cada uma das malhas. Observa-se que há discrepância considerável entre as malhas 1 e 2, com 0,58% de erro, mas essa diferença se atenua muito a partir deste nível de refinamento. Mesmo o maior refinamento nas paredes da malha, que ocorreu a partir da malha 4, não mostra grande diferença nesta propriedade do escoamento. A temperatura média na linha de saída não mereceu relevância, dado que a temperatura média nas regiões da base do tanque ficou invariável na faixa dos 300 K. O erro medido entre malhas consecutivas a partir da malha 3 não ultrapassam 0,1%, sendo este também a diferença entre os valores calculados entre a malha 3 e a 6.

Figura 4.5 - Temperatura média na linha de entrada para cada malha estudada.

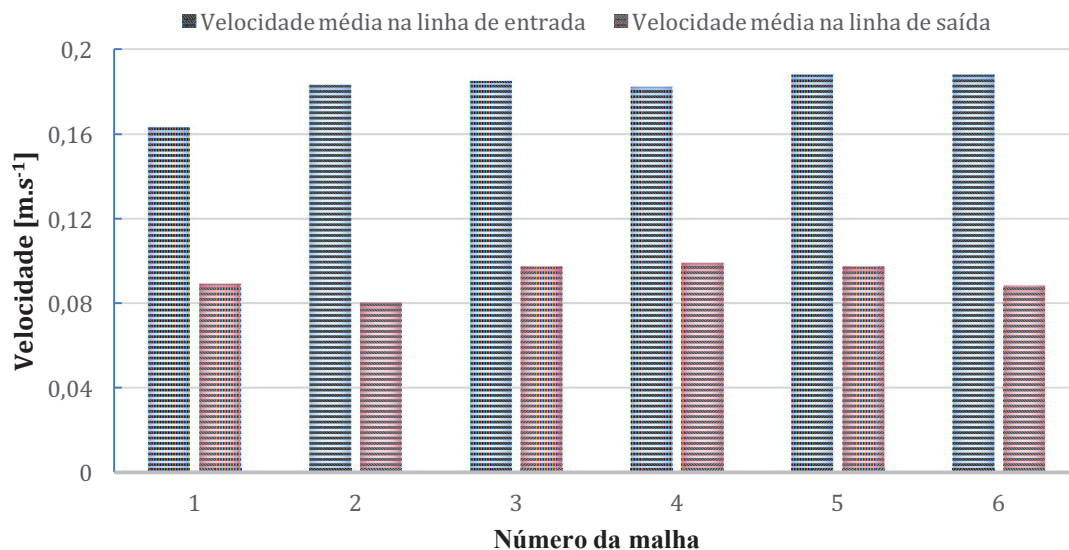


Fonte: O autor.

Também foi estudada a velocidade média do escoamento nas linhas de entrada e de saída do tanque, propriedade mostrada na Figura 4.6. Novamente, é possível observar uma leve discrepância entre as velocidades médias na linha de entrada malhas 1 e 2, com erro de 10,93%, mas nenhuma grande variação a partir deste nível de refinamento. O erro de medição para esta propriedade entre as malhas 3 e 6 é de apenas 1,6%.

Para a velocidade média na linha de saída, nota-se uma tendência entre 0,08 e 0,1 m.s^{-1} , mas não se observa convergência. Esta propriedade pode não trazer clareza de convergência, mas denota que todas as malhas estão conduzindo a resultados aproximados, principalmente a partir da malha 3, onde os erros não ultrapassam 10%.

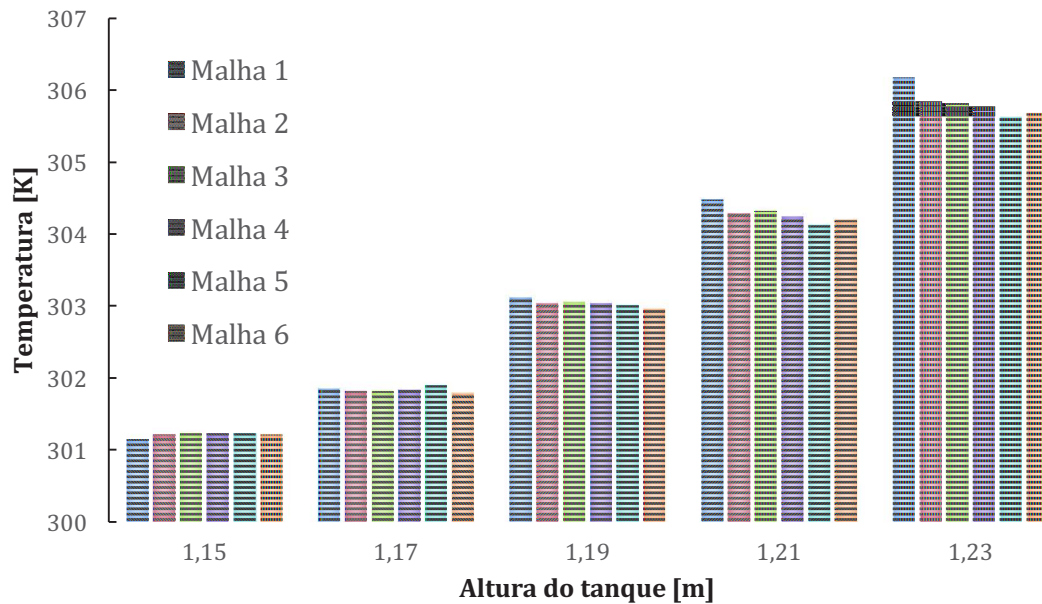
Figura 4.6 - Velocidade média do escoamento nas linhas de entrada e saída para cada malha.



Fonte: O autor.

Ao se analisar a temperatura média dos planos longitudinais criados ao longo da altura do tanque, se observou leve discrepância entre os resultados encontrados. A Figura 4.7 exhibe as temperaturas médias obtidas em diferentes alturas do tanque para todas as malhas estudadas. Relevância maior foi dada para alturas de 1,15 a 1,23 m devido à proximidade do topo do tanque, onde maiores variações de temperatura são observadas. Uma análise mais criteriosa destes dados mostra que o erro relativo máxima observada entre temperaturas para diferentes malhas é mais significativa quando se compara as malhas 1 e 2, alcançando 0,11%. Para as malhas seguintes, o erro não excede 0,05% entre malhas consecutivas e é de apenas 0,45% entre as malhas 3 e 6.

Figura 4.7 - Temperatura média em planos longitudinais ao longo da altura do tanque.



Fonte: O autor.

As propriedades do escoamento mostradas até agora apontam para uma rápida convergência a partir do nível de refinamento da malha 2. Erros encontrados entre a malha 3 e a 6 não se mostram grandes o suficiente para justificar o uso da malha 6, notadamente muito mais refinada do que a terceira, com mais de três vezes o número de nós e volumes da outra. Além disso, não foi observada grande diferença nos resultados obtidos entre as malhas 3 e 4, quando o nível de refinamento por inflação nas paredes internas do tanque é muito maior. Isso indica que propriedades que ocorrem nas condições de contorno do tanque também não estão tendo fortes variações com o refinamento das malhas.

A aplicação da norma ASME V V 20 para este estudo de independência de malha levou em consideração as seguintes propriedades: temperatura média na linha de entrada do tanque; temperatura média no plano longitudinal do tanque de altura 1,23 m (coincidente com a altura da entrada do tanque); velocidade média nas linhas de entrada e de saída do tanque e fluxo de calor na parede da entrada do tanque. As propriedades fluxo de calor no topo do tanque e tensão de cisalhamento no topo e na entrada do tanque não mereceram destaque, uma vez que o método não mostrou convergência nestas propriedades. Os resultados obtidos estão mostrados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Estudo de convergência de malha entre as malhas 1, 3 e 5.

Parâmetro	Temperatura média na linha de entrada do tanque [K]	Velocidade média na linha de entrada do tanque [m.s ⁻¹]	Velocidade média na linha de saída do tanque [m.s ⁻¹]	Fluxo de calor na parede da entrada do tanque [W.m ⁻²]	Temperatura média no plano longitudinal a 1,23m de altura do tanque [K]
Φ_1	321,442	0,163	0,089	36.469	306,172
Φ_3	323,354	0,185	0,097	35.990	305,81
Φ_5	323,321	0,188	0,097	35.511	305,622
Ordem aparente do método (p)	10*	6,8	10*	1*	2,2
Φ_{ext31}	323,461	0,188	0,097	34.586	305,42
e_{r31}	0,59%	13,50%	8,99%	1,33%	0,12%
e_{ext31}	0,03%	1,85%	0,46%	4,06%	0,13%
GCI₃₁	0,04%	2,67%	0,63%	4,88%	0,16%
Φ_{ext53}	323,319	0,188	0,097	34097	305,416
e_{r53}	0,01%	1,60%	0,41%	1,35%	0,06%
e_{ext53}	0,00%	0,25%	0,00%	4,15%	0,07%
GCI₅₃	0,00%	0,32%	0,03%	4,98%	0,08%

*OBS: Valores limitados em 1 e 10 para evitar super/subestimativa de erro de convergência.

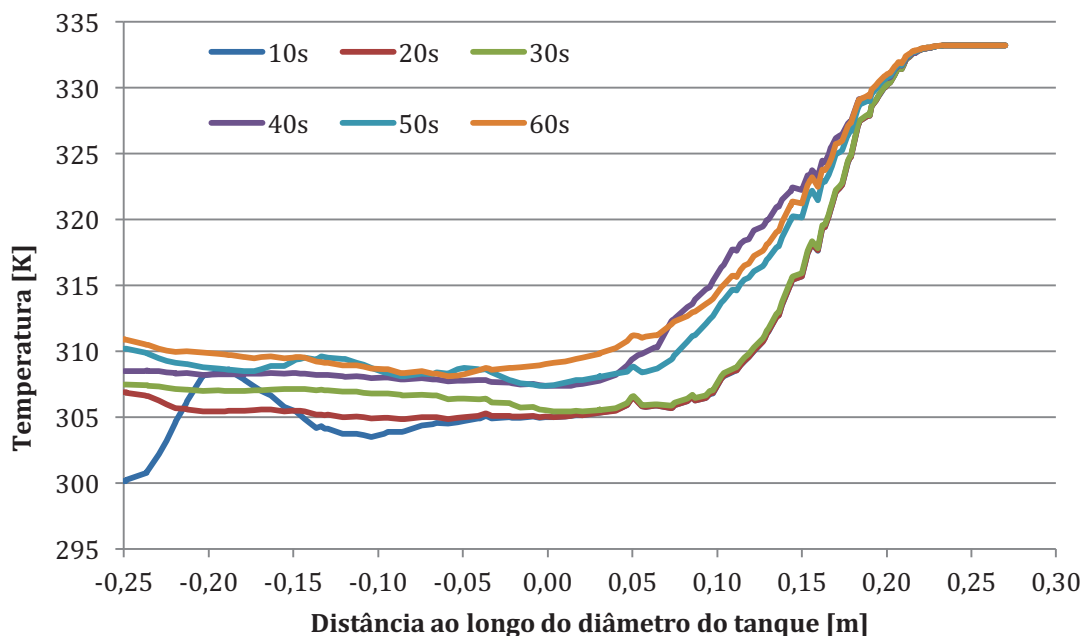
Fonte: O autor.

O índice de convergência de malha médio encontrado entre as malhas 1 e 3 ficou em 1,68%, enquanto que entre as malhas 3 e 5 ficou em 1,08%. Ao se desconsiderar a propriedade de fluxo de calor na parede de entrada do tanque, esse índice cai de 0,88% entre as malhas 1 e 3 para 0,11% entre as malhas 3 e 5. Esses dados indicam que a diferença entre propriedades encontradas nas malhas 1 e 3 são consideravelmente maiores do que as encontradas entre as malhas 3 e 5. Este é um sinal de que a malha 3 já tem refinamento suficiente para proporcionar dados do escoamento com precisão semelhante ao que malhas mais refinadas proporcionariam. Devido a esta avaliação, e também àquela feita anteriormente ao se analisar os erros entre medições em cada uma das seis malhas estudadas, a malha número 3 foi escolhida para representar o nível de refinamento do tanque e ser utilizada para os próximos passos da simulação.

4.2.2. Estudo de Independência do Passo de Tempo

Em simulações transientes, o que se observa é a mudança das propriedades do escoamento ao longo do tempo. A Figura 4.8 mostra a evolução no tempo das temperaturas encontradas na linha de entrada do tanque, sendo o lado direito do gráfico a região da entrada do tanque e o lado esquerdo a parede do tanque diametralmente oposta à entrada. Fica evidente que à medida que o tempo passa a temperatura média da linha de entrada fica mais elevada. Esses resultados foram encontrados ao se utilizar o passo de tempo de 0,5 s.

Figura 4.8 - Evolução da temperatura encontrada na linha de entrada para o passo de tempo de 0,5s.



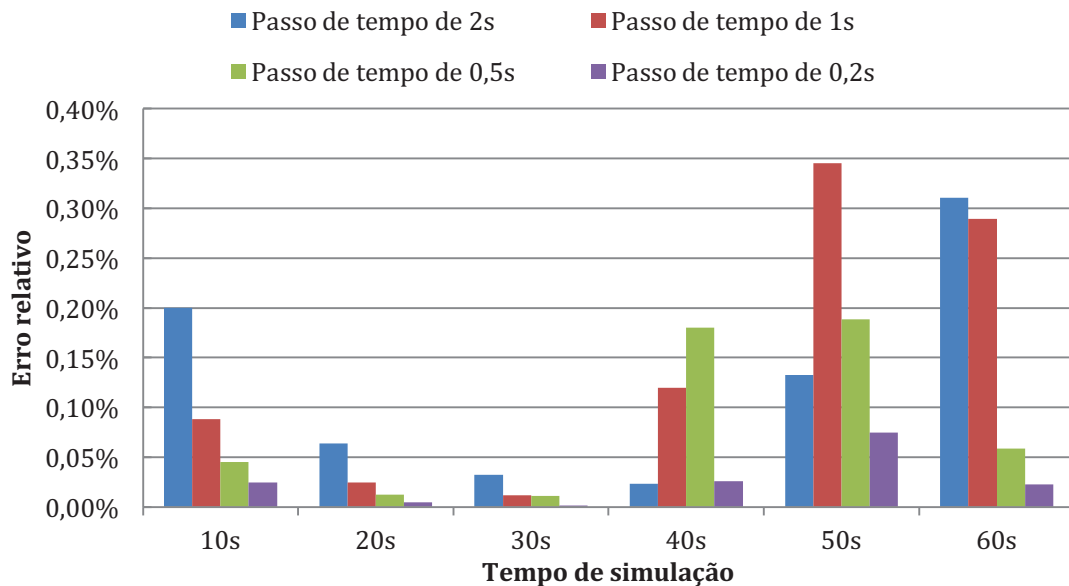
Fonte: O autor.

Observa-se na linha de 10 s de escoamento que o aquecimento dos volumes de controle na linha de entrada está na iminência de chegar à parede oposta do tanque, que, neste momento, ainda se mantém a 300 K. Pode-se calcular que a velocidade média do escoamento adentrando no tanque é de aproximadamente $0,28 \text{ m.s}^{-1}$, sendo esta velocidade capaz de alcançar o lado oposto do tanque em cerca de 2 s. No entanto, o comportamento observado de temperaturas maiores que 300 K alcançarem a parede oposta do tanque somente após 10 s indica que existe uma resistência ao fluxo da entrada causada pela inércia da água parada dentro do tanque.

Outro fato interessante de se observar é que, até o tempo de 30 s de escoamento, as temperaturas da linha de entrada na metade do lado da entrada do tanque não variam significativamente. Isso significa que o volume d'água que entrou no tanque até os 30 s não foi suficiente para modificar temperaturas na linha de entrada do lado direito do tanque, na Figura 4.8. Em outras palavras, o efeito térmico do fluxo de entrada leva cerca de 10 s para chegar à parede oposta do tanque e leva mais de 30 s para perturbar o lado do tanque onde a entrada se situa.

A Figura 4.9 apresenta a avaliação das diferenças entre temperaturas na linha de entrada para diferentes passos de tempo adotados, através do erro relativo entre as medidas. O comportamento de que o erro diminui gradativamente quanto menor o passo de tempo adotado fica mais evidente nos tempos de escoamento até 30 s. Depois desse momento, devido ao que foi discutido anteriormente, a perturbação da temperatura sobre a linha de entrada fica mais forte. Além disso, a partir do momento em que a água do tanque tende a se misturar, erros aleatórios se tornam mais significativos, uma vez que em cada simulação diferentes trajetórias podem ser tomadas pelo fluxo de água.

Figura 4.9 - Erro relativo médio nas temperaturas observadas na linha de entrada entre cada passo de tempo adotado para os tempos de escoamento até 60s, com incrementos de 10s.

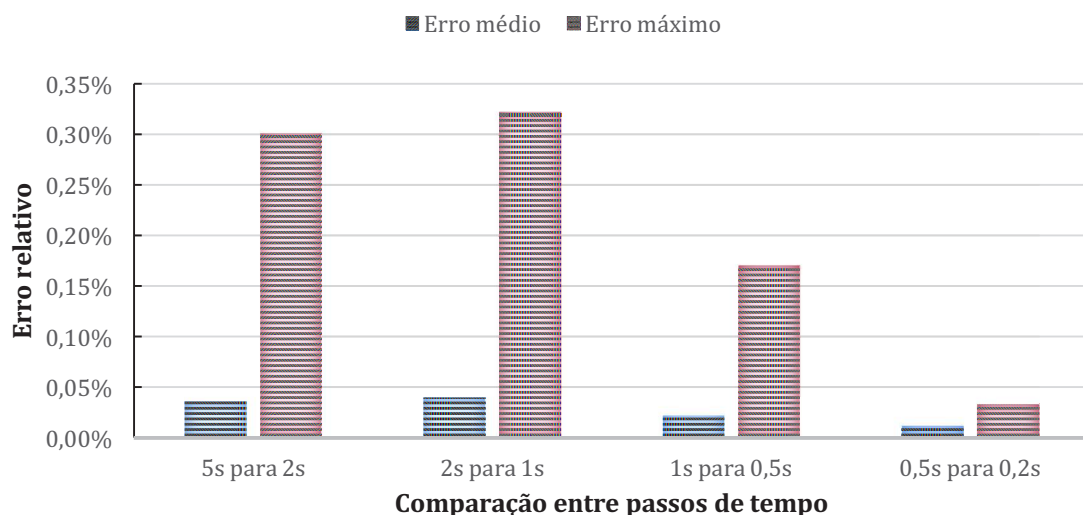


Fonte: O autor.

É evidente que, para qualquer tempo de escoamento, os erros encontrados em resultados entre os passos de tempo de 0,5 s e 0,2 s é significativamente menor do que nas outras comparações. O máximo valor de erro encontrado entre estes passos de tempo foi de 0,08%, no tempo de escoamento de 50 s, enquanto que entre os passos de tempo de 1 s e 0,5 s o maior erro observado foi de 0,18% aos 40 s de escoamento. Isso indica que os resultados obtidos com o passo de tempo de 0,5 s são muito próximos daqueles encontrados com o passo de tempo menor, 0,2 s.

Ao se estudar as temperaturas médias nos planos longitudinais próximos ao topo do tanque, observou-se que o erro médio entre passos de tempo consecutivos foi muito pequeno, sendo de apenas 0,04% entre os passos de tempo de 5 s e 2 s. Já os erros máximos observados foram bem maiores, chegando a cerca de 0,32% na comparação entre os passos de tempo de 2 s e 1 s. Estas análises podem ser observadas na Figura 4.10, na qual fica ainda mais claro que a diferença entre as propriedades do escoamento medidos entre os passos de tempo de 0,5 s e 0,2 s é irrisória, enquanto que todas as outras comparações mostraram erros mais significantes.

Figura 4.10 - Erros médios e máximos observados nas temperaturas médias dos planos longitudinais próximos ao topo do tanque na comparação entre diferentes passos de tempo para os tempos de escoamento de 10 s a 60 s, com incrementos de 10 s.

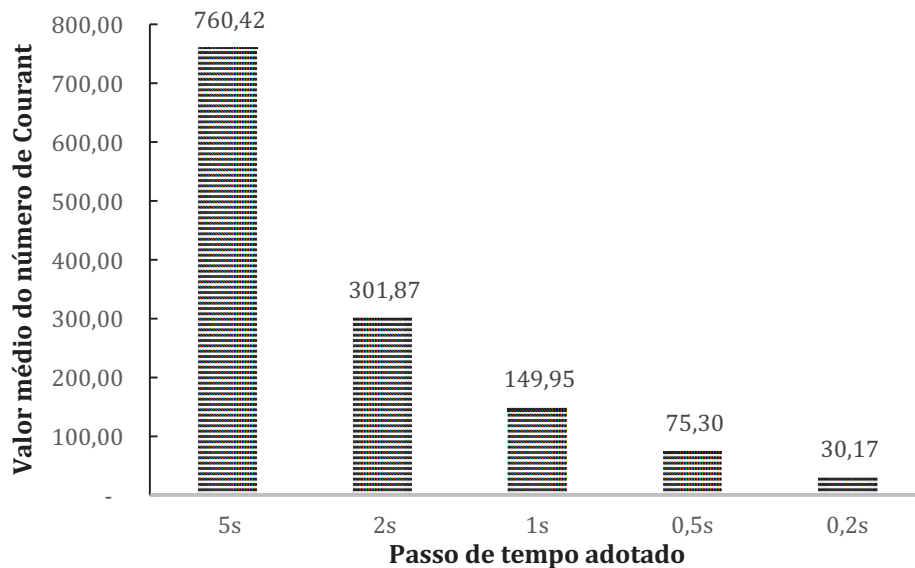


Fonte: O autor.

A análise dos números de Courant para os diferentes passos de tempo adotados mostrou que o valor médio de número de Courant aparece muito alto para o passo de tempo

de 5 s e vai reduzindo à medida que o passo de tempo reduz, conforme mostrado na Figura 4.11.

Figura 4.11 - Valores médios de número de Courant para cada passo de tempo adotado.



Fonte: O autor.

Para bons índices de convergência dos resultados obtidos em simulações numéricas, a Ansys, fabricante do código CFX, recomenda que o número de Courant médio fique entre 2 e 10, com algumas exceções dependendo das características de cada escoamento. O passo de tempo que mais se aproximou dessa faixa de valores foi o 0,2 s. No entanto, o esforço computacional ocasionado por este passo de tempo, ou menores que este, não justifica seu uso, ainda mais que os resultados analisados para propriedades do escoamento mostraram grande convergência já a partir do passo de tempo de 0,5 s. Por causa disso, e também considerando que o passo de tempo original adotado por Ievers em sua simulação foi de 0,5 s, é que este também foi o passo de tempo adotado para esta simulação.

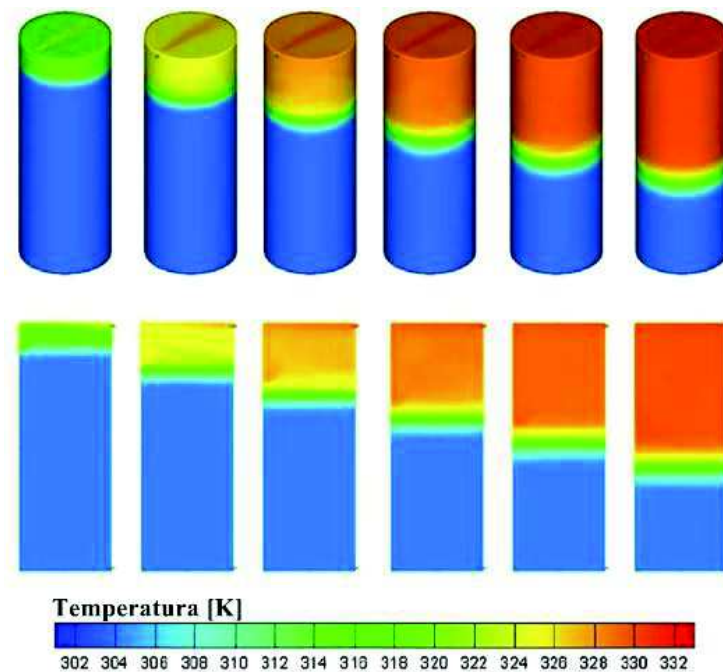
4.2.3. Perfis de Temperaturas no Tanque de Armazenamento Térmico

A simulação do tanque de armazenamento de Ievers levou 3 dias, 4 horas e 52 minutos para ser concluída, sendo que os resultados transientes a cada 50 s de escoamento foram salvos para obtenção de propriedades do escoamento. Durante a simulação, foram monitorados os resíduos das equações de conservação de energia, conservação de massa,

conservação das quantidades de movimento nos eixos x , y e z e das equações de energia cinética de turbulência k e dissipação de energia cinética turbulenta ε , devido ao modelo de turbulência de duas equações adotado. O resíduo buscado nas iterações foi de no máximo 10^{-4} , com um limite de 20 iterações para cada passo de tempo.

Ievers mostrou a evolução do campo de temperaturas no tanque ao longo do tempo, conforme pode ser observado na Figura 4.12. Observa-se que temperaturas mais elevadas são observadas no topo do tanque, com significativo aquecimento ao longo do tempo, sendo que as temperaturas mais altas estão mostradas em tom avermelhado, enquanto que os tons azuis indicam as temperaturas mais baixas. A região entre a zona vermelha e azul do tanque é a zona de transição de temperaturas, sendo também conhecida como termoclina.

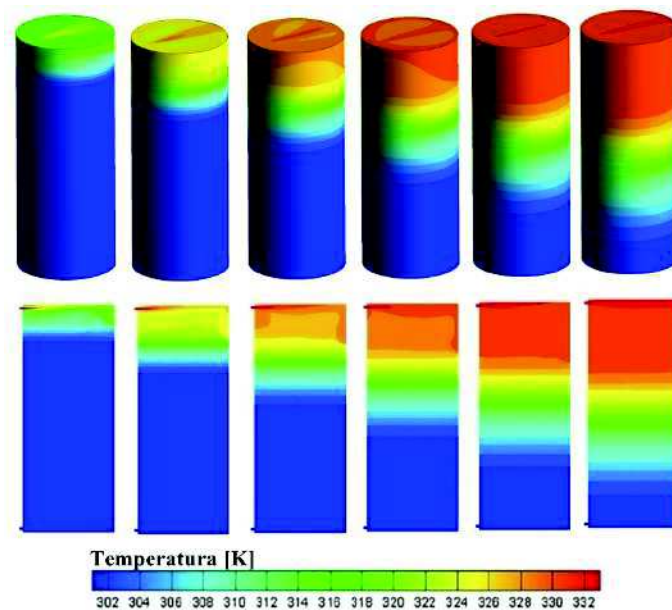
Figura 4.12 - Evolução do perfil de temperaturas no tanque de 250 s a 2750 s, com incrementos de 500 s, observada por Ievers.



Fonte: Ievers, 2009.

A Figura 4.13 mostra como se comportou a evolução da temperatura do tanque para a simulação feita neste trabalho. Observa-se que a tendência e perfil de aquecimento do tanque se mantém próxima à observada por Ievers.

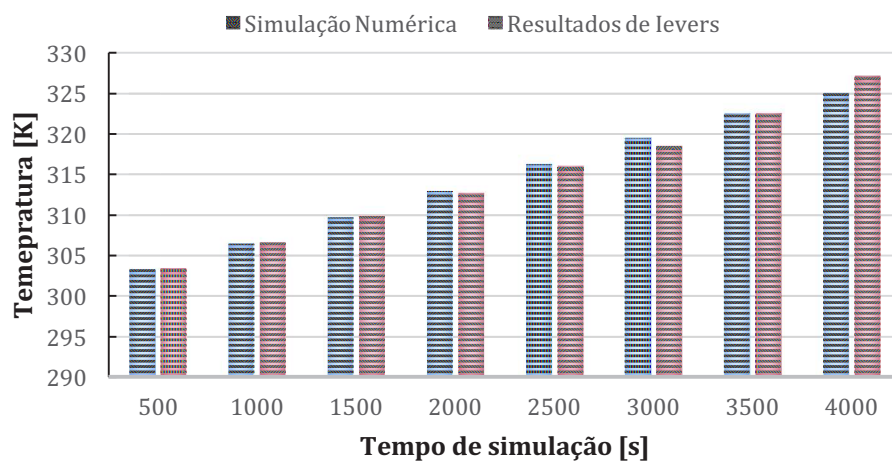
Figura 4.13 - Evolução do perfil de temperaturas no tanque de 250 s a 2750 s, com incrementos de 500 s, observada na simulação do autor.



Fonte: O autor.

A Figura 4.14 apresenta a comparação entre temperatura média encontrada no tanque pelo autor e por Ievers. O erro médio entre temperaturas encontradas foi de 0,16% considerando até os 4000 s de escoamento e de apenas 0,1% para os tempos de escoamento até 2750 s. Isso mostra que, em termos de temperatura média no tanque, a simulação mostra com precisão o que também acontece nos resultados mostrados por Ievers.

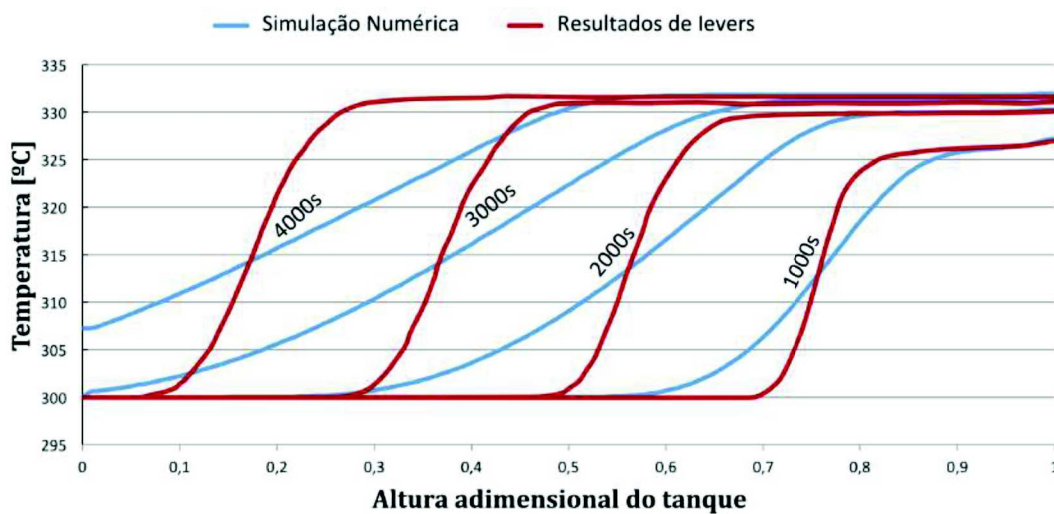
Figura 4.14 - Comparativo entre temperaturas médias do tanque encontradas pelo autor e por Ievers de 500 s a 4000 s, com incrementos de 500 s.



Fonte: O autor e dados retirados segundo IEVERS, 2009.

No entanto, em termos de perfil de temperatura ao longo da altura do tanque, este comportamento se mostra um pouco diferente. A altura da termoclina encontrada nesta simulação foi consideravelmente maior do que a mostrada na simulação de Ievers. A Figura 4.15 ilustra esta situação, onde se observa que a transição encontrada das temperaturas baixas do fundo do tanque para as altas do topo do mesmo é mais suave do que as reportadas por Ievers.

Figura 4.15 - Comparação entre os perfis de temperaturas ao longo da altura do tanque para os tempos de 1000 s, 2000 s, 3000 s e 4000 s encontrados pelo autor e por Ievers.



Fonte: O autor e dados retirados segundo IEVERS, 2009.

É importante ressaltar que, a partir do tempo de 3000 s de escoamento, a temperatura na base do tanque na simulação já não é igual à temperatura inicial do sistema, de 300 K, e sim maior do que isso. Para os resultados de Ievers, no entanto, esta temperatura se mantém a 300 K mesmo após 4000 s de escoamento. Isso se confirma com o que é mostrado na Figura 4.14, uma vez que a temperatura média do tanque obtida é ligeiramente maior do que a reportada por Ievers até o tempo de 3000 s de escoamento. A partir de então, mais energia sai do tanque na simulação deste trabalho, uma vez que fluxos a temperaturas maiores são verificados na saída do tanque, resultando na temperatura média do tanque ligeiramente maior para Ievers.

4.2.2. Altura de Termoclina no Tanque de Armazenamento Térmico

Diz-se que a termoclina é a zona de transição de temperatura entre a região quente e fria do tanque, ou seja, a curva em formato de S observada na Figura 4.15. A altura da termoclina, dado levantado por Ievers juntamente com o parâmetro adimensional ζ , pode ser calculada a fim de comparar os resultados encontrados. Para isto, considerou-se que a termoclina, de baixo para cima, inicia quando a temperatura média da seção longitudinal do tanque é 1% maior do que a temperatura mínima do tanque e termina quando a temperatura é 1% menor do que a temperatura máxima do mesmo. No caso, é a região onde as temperaturas médias estão entre 303 e 329,87 K.

A Tabela 4.2 mostra a comparação entre as alturas de termoclina encontradas por esta simulação e por Ievers. É possível verificar que a diferença entre as alturas de termoclina obtidas neste trabalho e as obtidas por Ievers se mantém na casa dos 20 a 30% até aproximadamente 2000 s de escoamento, quando a diferença aumenta consideravelmente.

A Figura 4.16 expõe a evolução da altura de termoclina com o tempo no formato de gráfico, para o estudo deste trabalho e para o de Ievers, para melhor entendimento. O comportamento inicial de aumento da altura da termoclina ocorre porque, inicialmente, o tanque tem altura de termoclina nula por estar inteiramente à mesma temperatura. Uma vez iniciado o fluxo de água quente pela entrada do tanque, a temperatura do topo aumenta, fazendo crescer a termoclina. Esta mantém a tendência de crescimento até que as temperaturas no topo do tanque ultrapassem o limite de 329,87 K, temperatura a partir da qual a termoclina é considerada terminada. De fato, esta temperatura é alcançada aproximadamente em 1600 s de escoamento, momento em que a altura da termoclina atinge um dos máximos tanto para o autor quanto para Ievers.

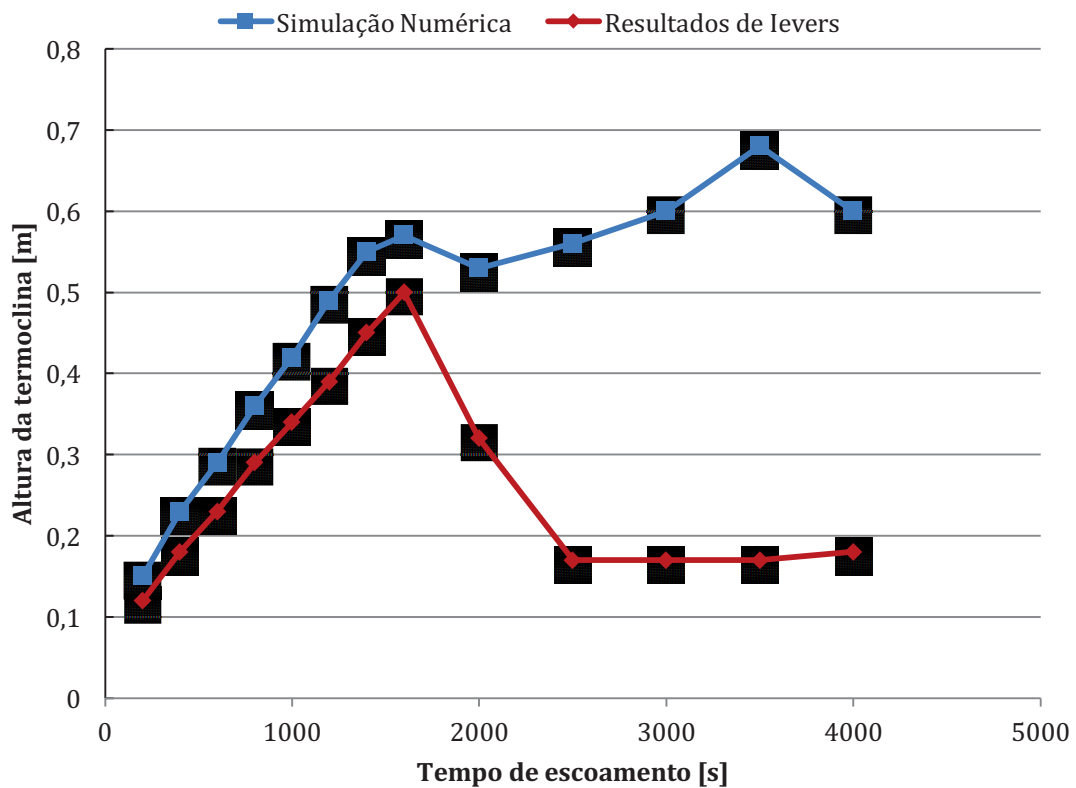
Tabela 4.2 - Comparação entre as alturas de termoclina encontradas por Ievers e pelo autor para cada tempo de escoamento.

Tempo [s]	Altura da termoclina para Ievers [m]	Altura da termoclina encontrada na simulação [m]	Erro relativo
200	0,12	0,15	25%
400	0,18	0,23	28%
600	0,23	0,29	26%
800	0,29	0,36	24%
1000	0,34	0,42	24%
1200	0,39	0,49	26%
1400	0,45	0,55	22%
1600	0,5	0,57	14%
2000	0,32	0,53	66%
2500	0,17	0,56	229%
3000	0,17	0,6	253%
3500	0,17	0,68	300%
4000	0,18	0,6	233%

Fonte: O autor e dados retirados segundo IEVERS, 2009.

Depois deste momento, a termoclina vai descendo ao longo da altura do tanque, observando a tendência de manter sua altura. É o que acontece na simulação feita pelo autor deste trabalho, onde a termoclina se mantém entre 53 e 68 cm, aproximadamente metade da altura do tanque, que é de 1,25 m. Para Ievers, este comportamento também é observado entre os tempos de escoamento de 2500 e 4000 s, onde a altura de termoclina pouco varia e fica entre 17 e 18 cm, valores visivelmente menores do que os obtidos nesta simulação.

Figura 4.16 - Comportamento da altura da termoclina ao longo do tempo de escoamento para Ievers e para o autor.



Fonte: O autor e dados retirados segundo IEVERS, 2009.

Um fato que chama atenção é o comportamento de redução da altura da termoclina observada por Ievers entre os tempos de 1600 e 2500 s. Isso deve ocorrer devido ao aquecimento do topo do tanque de forma mais homogênea do que a indicada por esta simulação. No caso de Ievers, a partir de 1600 s, maiores volumes de água quente parecem se alojar no topo do tanque e, rigorosamente falando, a transição de temperaturas não muda muito do que se via em tempos anteriores do escoamento. O que realmente faz a altura da termoclina diminuir é que o topo do tanque alcança a temperatura limite da termoclina. É inegável que, nesta fase do escoamento, a altura da termoclina observada por Ievers é bem menor do que as verificadas pela simulação, sendo as últimas entre 3 e 4 vezes maiores do que aquelas tidas como referência.

Este comportamento de tendência em manter a altura de termoclina se observa até que a termoclina atinge a base do tanque. Neste momento, é possível que a temperatura mínima do tanque seja maior do que o mínimo limite para termoclina, de 303 K, e por causa disso a altura de termoclina começa a diminuir novamente. Isso é o que se nota na simulação

a partir de 3500 s de escoamento. Para os resultados de Ievers, este comportamento não é observado até os 4000 s de escoamento por conta da característica de pequena zona de transição de temperatura.

4.2.3. Adimensional ζ no Tanque de Armazenamento Térmico

A altura de termoclina está diretamente ligada à propriedade adimensional ζ , baseada na exergia e indicada por Rosen. Para tanques idealmente estratificados, a altura de termoclina é nula, sendo a transição de temperatura mínima e máxima do tanque uma descontinuidade no perfil de temperaturas ao longo da altura do tanque. Quanto menor a altura de termoclina, portanto, mais próximo de zero é o valor do adimensional baseado na exergia e mais estratificado o tanque é considerado. A Tabela 4.3 mostra a análise deste parâmetro na comparação entre o observado e o proposto por Ievers.

Tabela 4.3 - Comparação entre os parâmetros adimensionais ζ baseados na exergia encontrados por Ievers e pelo autor para cada tempo de escoamento.

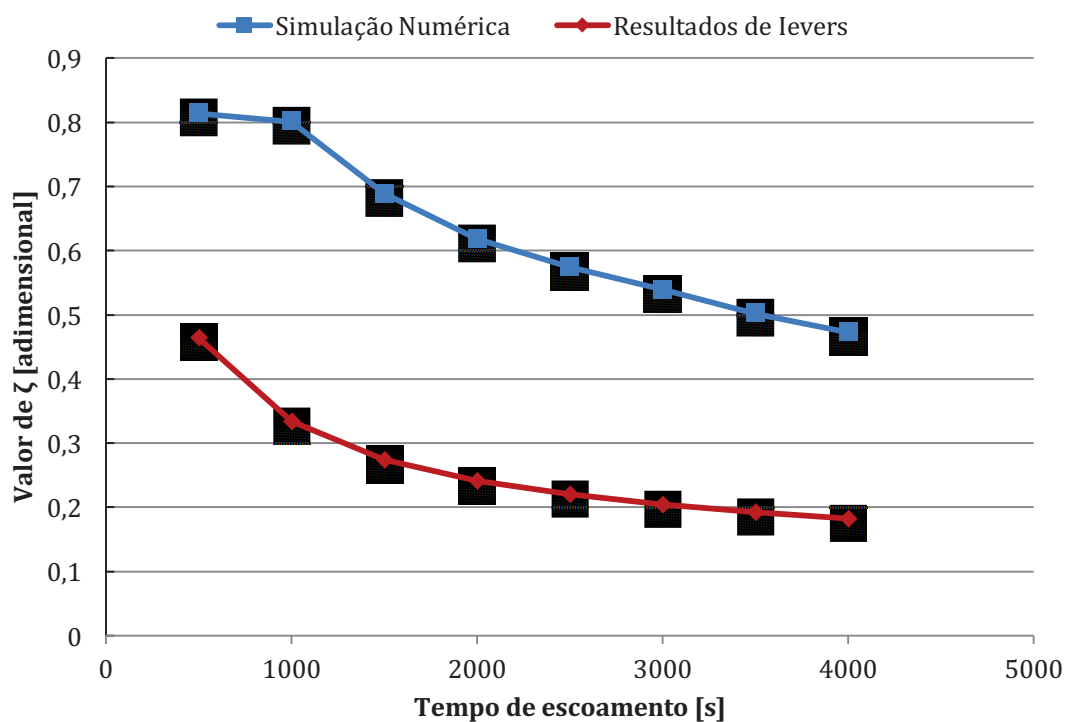
Tempo [s]	ζ encontrado por Ievers	ζ obtidos nesta simulação	Erro relativo
500	0,464	0,814	75%
1000	0,334	0,801	140%
1500	0,274	0,689	151%
2000	0,241	0,618	156%
2500	0,229	0,574	161%
3000	0,204	0,539	164%
3500	0,192	0,502	161%
4000	0,182	0,473	160%

Fonte: O autor e dados retirados segundo IEVERS, 2009.

Observa-se que o valor de ζ calculado nesta simulação é em média 144% maior do que o calculado por Ievers, o que mostra que a estratificação de temperatura dos tanques encontrada por cada um dos autores é diferente. Isso já era esperado, uma vez que os perfis

de temperatura ao longo da altura do tanque e a altura de termoclinas estudados foram divergentes nos dois casos. É importante notar, entretanto, que a tendência de queda do valor de ζ ao longo do tempo de escoamento ocorre para os dois estudos em comparação, indicando que a estratificação térmica do tanque fica melhor ao passo que a temperatura média do tanque vai aumentando. Isso fica bem claro na Figura 4.17, que mostra o comportamento do valor de ζ ao longo do tempo de escoamento.

Figura 4.17 - Comportamento da propriedade adimensional ζ ao longo do tempo de escoamento.



Fonte: O autor e dados retirados segundo IEVERS, 2009.

Observa-se que a curva de tendência é similar entre os dois casos estudados, sendo a única diferença no valor absoluto da propriedade. Se fossem escritas duas equações de tendência, uma para cada caso, e se usasse o coeficiente 2,44 para amplificar os dados obtidos por Ievers, o erro entre os dois estudos seria de menos de 9%.

4.2.4. Discussão dos Resultados Obtidos na Simulação do Tanque de Armazenamento Térmico de Ievers

Em resumo, as propriedades integrais de temperatura encontradas na simulação se aproximaram muito daquelas encontradas por Ievers. Em termos de temperatura média do tanque, esta semelhança foi bastante grande. Porém, quando propriedades discretas como perfil de temperaturas ao longo da altura do tanque foram comparadas, viu-se que a altura da termoclina obtida foi consideravelmente maior do que as reportadas por Ievers. Este fator levou ao encontro de um tanque menos estratificado termicamente, com valores em média 2,4 vezes maiores do adimensional ζ .

Parte dessa divergência pode ser explicada pelo melhor refinamento da malha utilizada nesta simulação. O fato de se utilizar a malha 3 para as simulações, fato discutido no item 4.2.1 sobre discretização de malha, permitiu que houvesse independência de malha nos resultados obtidos, principalmente quando se estudou o perfil de temperaturas ao longo do tanque. A malha 1, por exemplo, que foi a menos refinada estudada neste trabalho, tem cerca de 2 vezes mais refinamento do que a malha utilizada por Ievers em seu trabalho. Se a malha 1 já apresenta erros de cerca de 2 K quando se analisa temperaturas médias ao longo da altura do tanque, é provável que malhas menos refinadas como a estudada por Ievers tenha erros ainda maiores. É possível isso seja responsável pela diferença nos perfis de temperatura observados, levando aos erros apontados para a altura das termoclinas e do adimensional ζ . A forma como a estratificação ocorre nos resultados de Ievers, conforme mostrou a Figura 4.15, aponta para uma zona de estratificação muito mais estreita do que a representada neste trabalho.

Outra explicação possível é que a modelagem de empuxo e de viscosidade turbulenta para a água utilizada por Ievers tenham sido diferentes das utilizadas neste trabalho. A simulação de Ievers não mostrou tanta troca de energia entre água quente e fria dentro do tanque quanto a que foi apresentada neste trabalho. No entanto, a adoção do modelo de empuxo e de turbulência deste trabalho são largamente discutidos e recomendados na literatura, a exemplo dos trabalhos de KENDIL *et al.* (2012) e de Oliveski (2000). Ievers não deixa claro em seu artigo qual modelo de turbulência ou de empuxo foram empregados, o que pode levar a alguma má interpretação. Além disso, os resultados obtidos pela simulação para o perfil de temperaturas ao longo da altura do tanque são plenamente

condizentes com os resultados apresentados por Oliveski e Souza (2011), discutidos no item 2.3.2, onde alturas de termoclina de quase 1m são verificadas experimentalmente.

De modo geral, no entanto, os resultados obtidos batem com os de Ievers e é possível concluir que a totalidade das propriedades analisadas obtiveram erros insignificantes ou seguiram as mesmas tendências de crescimento/decrescimento ao longo do tempo de escoamento. Com isto, pode-se dizer que o trabalho está de acordo com o que foi simulado por Ievers, apesar das divergências que já foram discutidas.

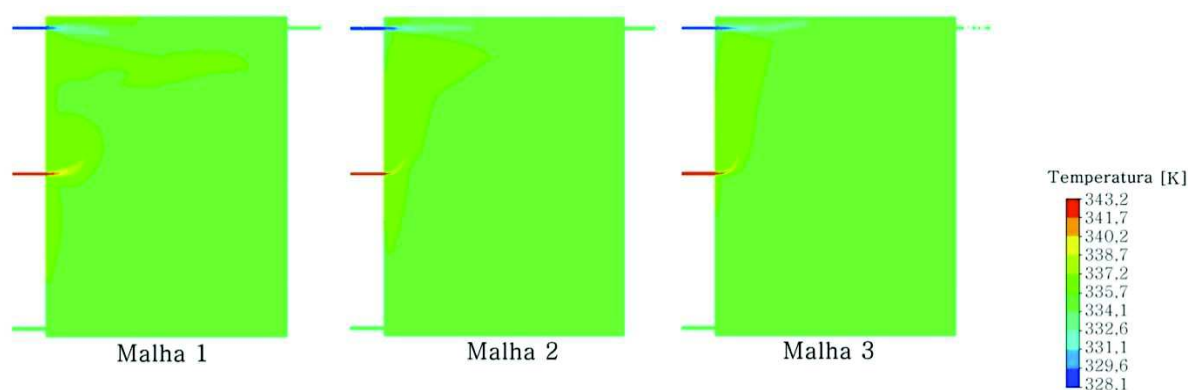
O próximo passo, portanto, é utilizar a mesma modelagem matemática empregada para se estudar o comportamento do tanque de armazenamento térmico da central de ar condicionado do LES. Com isso, será possível avaliar a estratificação térmica do tanque e a influência que esta tem com o consumo de energia complementar do sistema e com o rendimento do campo de coletores solares.

4.3. TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO DA CENTRAL DE AR CONDICIONADO ADSORTIVO DO LES

4.3.1. Estudo de Independência de Malha de Volumes Finitos

Após a realização da simulação do caso permanente, para estudo de independência de malha, observou-se que a temperatura média dentro do tanque ficou entre as temperaturas das Entradas 1 e 2, como esperado. A Figura 4.18 demonstra o perfil de temperaturas no plano longitudinal vertical, que corta o tanque simetricamente, no qual se observa pouca diferença de temperaturas entre as malhas estudadas. O numero de Reynolds máximo foi encontrado em 45.394 próximo à região da Entrada 1, caracterizando o escoamento como turbulento, conforme avaliado na seção 3.2.2.

Figura 4.18 - Campo de temperaturas no plano vertical do tanque para as três malhas.



Fonte: O autor.

Como forma de se obter um resultado satisfatório para o estudo de independência de malha, há a necessidade de se comparar propriedades que obtenham variação entre as diferentes discretizações do domínio estudadas e verificar a partir de qual nível de refinamento os erros são menos significativos. A Tabela 4.4 apresenta os resultados para as temperaturas e velocidades médias nas Linhas de Entrada 1 e Entrada 2, temperatura média do tanque e do topo do mesmo para cada uma das malhas. Observa-se que há uma leve discrepância entre as temperaturas médias do tanque observadas entre as malhas 1 e 2, com erro relativo de 0,004% e índice de convergência de malha de 0,011%. Na comparação entre as malhas 2 e 3, estes valores caem para 0,003 e 0,007%, respectivamente, mostrando bom grau de convergência dos resultados obtidos. Para a temperatura média no topo do tanque e para as temperaturas médias observadas nas Linhas de Entrada 1 e Entrada 2 observa-se o mesmo comportamento, com convergência dos resultados à medida que se refina as malhas de volumes finitos.

Para a propriedade de velocidade média nas Linhas de Entrada 1 e Entrada 2, entretanto, não se observa convergência dos resultados obtidos. Os índices de convergência de malha para estas propriedades se mostraram na faixa de 1% na comparação entre malhas 1 e 2, enquanto que entre as malhas 2 e 3 estes valores aumentaram para a casa dos 3 a 4,5%. De fato, esta propriedade está mais suscetível a erros de aleatoriedade, uma vez que no tanque tridimensional existem diversos caminhos para linhas de fluxo do escoamento em que as equações de conservação são satisfeitas. Já para a temperatura, a aleatoriedade em simulações diferentes é menor, uma vez que esta propriedade encontra uma limitação a mais:

a modelagem de força de empuxo, que estabelece uma região do tanque para cada faixa de temperaturas, devido à massa específica estimada do fluido.

Tabela 4.2 - Temperaturas e velocidades médias do escoamento nas Linhas de Entrada 1 e Entrada 2, temperatura média do tanque e do topo do mesmo para cada uma das malhas estudadas.

Parâmetro	Temperatura média no tanque [K]	Temperatura média no topo do tanque [K]	Temperatura média na linha de Entrada 1 [K]	Temperatura média na linha de Entrada 2 [K]	Velocidade média na linha de Entrada 1 [m.s ⁻¹]
Φ_1	335,628	335,589	332,072	341,291	0,468
Φ_2	335,641	335,540	332,379	340,916	0,461
Φ_3	335,650	335,512	332,488	340,576	0,441
Ordem aparente do método (p)	1,2	1,9	3,5	1*	3,4
Φ_{ext21}	335,670	335,475	332,547	339,847	0,457
e_{r21}	0,004%	0,01%	0,09%	0,11%	1,52%
e_{ext21}	0,012%	0,03%	0,14%	0,42%	2,38%
GCI₂₁	0,011%	0,024%	0,06%	0,39%	1,05%
Φ_{ext32}	335,670	335,475	332,547	339,613	0,430
e_{r32}	0,003%	0,01%	0,03%	0,10%	4,54%
e_{ext32}	0,009%	0,02%	0,05%	0,38%	7,19%
GCI₃₂	0,007%	0,014%	0,02%	0,35%	3,10%

*OBS: Valor limitado em 1 para evitar superestimativa de erro de convergência.

Fonte: O autor.

O índice médio de convergência de malha encontrado entre as malhas 1 e 2 é de 0,428%, enquanto que entre as malhas 2 e 3 é de 1,334%. Ao se desconsiderar a propriedade da velocidade média, esse índice cai de 0,122% entre as malhas 1 e 2 para 0,099% entre as malhas 2 e 3. Esses dados indicam que a diferença entre propriedades encontradas nas malhas 1 e 2 são pouco maiores do que as encontradas entre as malhas 2 e 3. Este é um sinal de que a malha 2 já tem refinamento suficiente para proporcionar dados do escoamento com precisão semelhante ao que malha mais refinada proporcionaria. Devido a esta avaliação, e também se considerando a limitação computacional para a simulação do caso transiente do tanque de armazenamento térmico, a malha 2 foi escolhida para representar a discretização do domínio do tanque.

4.3.2. Estudo de Independência do Passo de Tempo

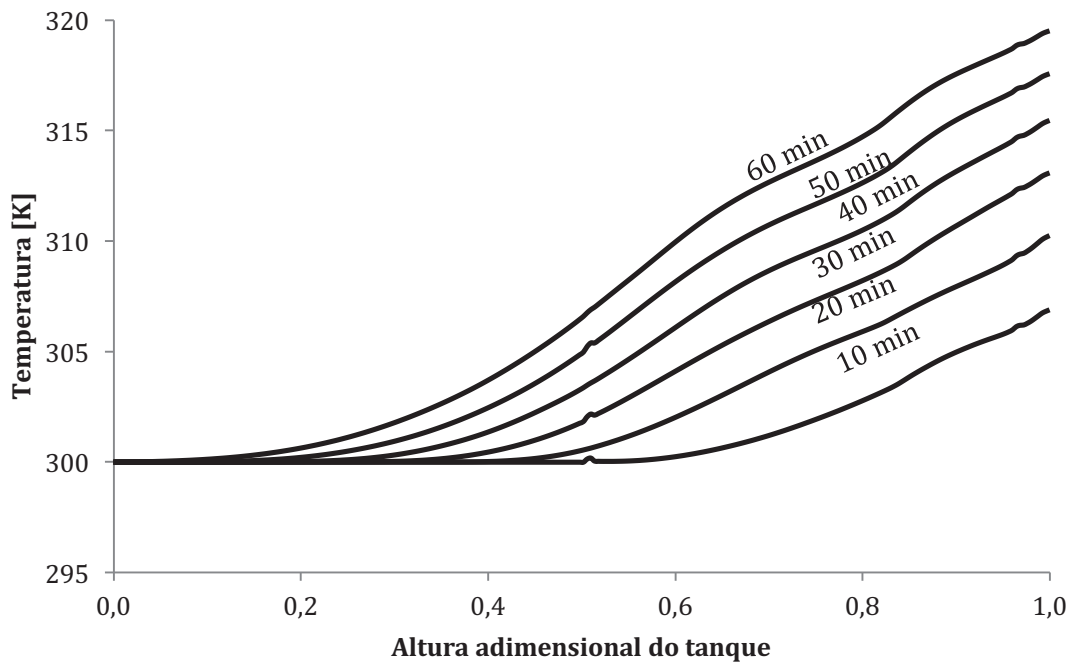
A discretização do tempo para a simulação do tanque de armazenamento térmico se faz importante para simulações em regime transiente, assim como foi feita para o estudo do tanque de Ievers. Neste, observou-se que o passo de tempo de 0,5 s era suficiente para representar propriedades do escoamento com boa precisão e sem demandar demasiado esforço computacional durante as simulações. No estudo do tanque do LES, entretanto, o fator limitante para o passo de tempo a ser adotado é o tempo de simulação, devido ao elevado período de tempo para as simulações. Em vista disso, adotou-se o mesmo passo de tempo utilizado na simulação de Ievers, com 0,5 s, a fim de não comprometer ainda mais o tempo de simulação. O número de Courant médio obtido com este passo de tempo foi de 112,36, um tanto fora da faixa recomendável. Mesmo assim, sabia-se que a simulação de todas as 11 h de escoamento dentro do tanque de estocagem térmica poderia levar aproximadamente um mês para ser concluída.

4.3.3. Resultados nos Momentos Iniciais do Escoamento

A simulação levou pouco mais de 26 dias para ser concluída, sendo que os resultados transientes a cada 60s de escoamento foram salvos para obtenção de propriedades do escoamento. Durante a simulação, foram monitorados os resíduos das equações de conservação de energia, conservação de massa, conservação das quantidades de movimento nos eixos x, y e z e das equações de energia cinética de turbulência k e dissipação de energia cinética turbulenta ε , devido ao modelo de turbulência de duas equações adotado. O resíduo buscado nas iterações foi de no máximo 10^{-4} , com um limitante de 20 iterações para cada passo de tempo.

Iniciando a simulação com o tanque de armazenamento térmico à temperatura constante de 300 K, observou-se um rápido aquecimento do fluido no seu interior. A Figura 4.19 mostra o perfil de temperaturas ao longo da altura do tanque para a primeira hora de escoamento, onde é possível se observar que pouco aquecimento ocorre nas regiões próximas à base do tanque. Nas regiões de topo, em contrapartida, o aquecimento se dá em velocidade maior, principalmente devido ao fato de a Entrada 1 se encontrar nesta região. Não obstante, o topo se mantém em crescente aquecimento e não é possível verificar estabilização da temperatura nesta região do tanque.

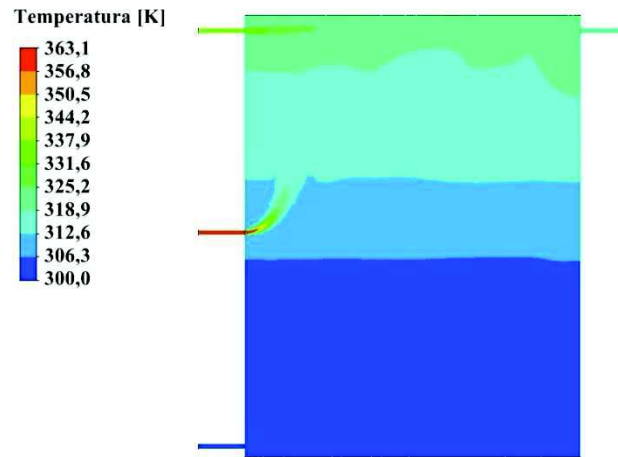
Figura 4.19 - Perfis de temperatura do conteúdo do tanque de armazenamento térmico ao longo da altura do mesmo para a primeira hora de escoamento.



Fonte: O autor.

A Entrada 2, que possui perfil de temperaturas ao longo do tempo que variam de 25 a 90 °C e temperatura média de 73,98 °C, contribui negativamente para a estratificação térmica do tanque durante as primeiras horas de escoamento. A Figura 4.20 destaca o comportamento do fluxo da Entrada 2 às 8h09min, que se repete ao longo das primeiras horas de escoamento. O fato de o fluido entrar no tanque de armazenamento e subir em direção ao topo do mesmo caracteriza perda de estratificação térmica, uma vez que misturas ocorrem nesse percurso e, conseqüentemente, maior a geração de entropia dentro do tanque.

Figura 4.20 - Perfil de temperaturas observado no tanque de armazenamento às 8h09min.



Fonte: O autor.

Inicialmente às 7 h da manhã o tanque se encontra inteiramente com fluido a 300 K, tendo altura de termoclina nula e adimensional ζ indeterminado. À medida que o fluxo se inicia pelas entradas do tanque, a altura de termoclina vai aumentando e o adimensional ζ assume o valor unitário e vai diminuindo à medida que o volume quente se concentra no topo do tanque e aumenta a estratificação do tanque. A Tabela 4.5 mostra o comportamento da altura de termoclina e do adimensional ζ para a primeira hora de escoamento, onde o comportamento discutido pode ser observado.

Tabela 4.5 - Altura de termoclina e adimensional ζ para a primeira hora de escoamento.

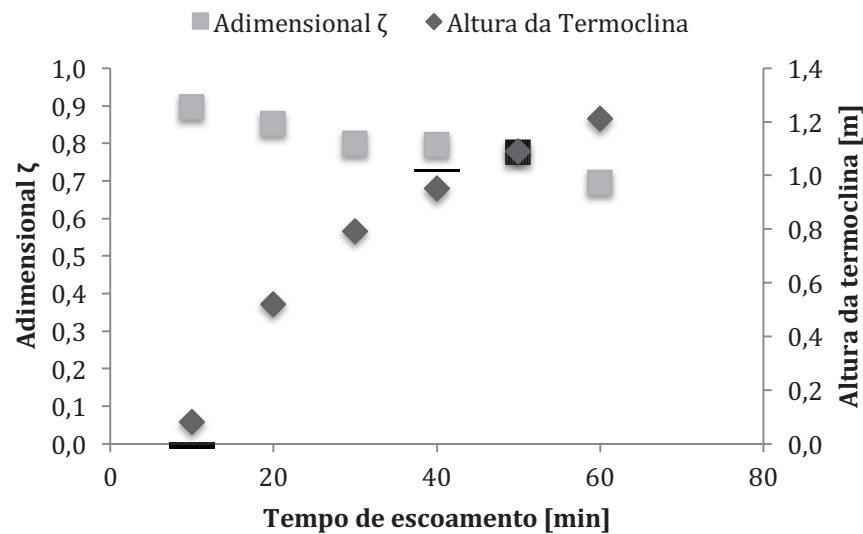
Tempo de escoamento [min]	Altura de termoclina [m]	Adimensional ζ
10	0,08	0,896
20	0,52	0,852
30	0,79	0,799
40	0,95	0,795
50	1,09	0,775
60	1,21	0,694

Fonte: O autor.

A Figura 4.21 apresenta o comportamento da altura de termoclina e do adimensional ζ para a primeira hora de escoamento em forma de gráfico. É possível se observar que, à medida que a altura de termoclina aumenta, o adimensional ζ diminui. Este comportamento

não é comum de ser observado, uma vez que estas duas propriedades são diretamente proporcionais. Porém, no início do escoamento dentro do tanque isso pode ser observado devido ao fato de que a termoclina ainda está em formação com o aquecimento do tanque.

Figura 4.21 - Altura da termoclina e adimensional ζ do tanque para a primeira hora de escoamento, em gráfico.



Fonte: O autor.

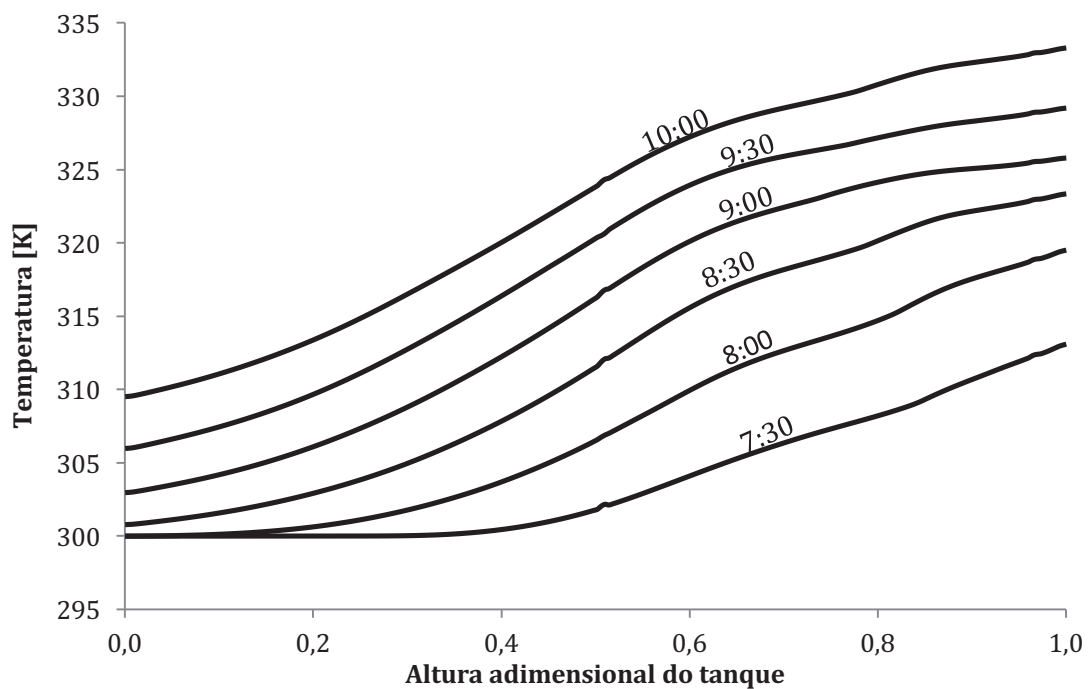
4.3.4. Resultados para as 11 horas de Escoamento

Os resultados obtidos para a primeira hora de escoamento seguem uma tendência muito diferentes dos resultados observados para momentos posteriores do escoamento. Grande parte disso se dá pelo rápido aquecimento do tanque de armazenamento durante os instantes iniciais do escoamento, visto que a temperatura constante de 300 K foi adotada para o tanque como condição inicial deste problema. Para escoamentos em períodos mais distantes do início do escoamento, as temperaturas são mais altas, sofrem menor variação e os perfis de temperatura ao longo da altura do tanque passam a apresentar comportamento repetitivo em formato de curva S.

4.3.4.1. Perfis de Temperatura no Tanque de Armazenamento Térmico

A partir das 8 h da manhã, o perfil de temperaturas do volume dentro do tanque passa a apresentar aquecimento significativo da região da base do tanque. A Figura 4.22 expõe o perfil de temperaturas do tanque entre o início do escoamento e as 10 h da manhã, destacando esta característica. Ocorre aquecimento tanto do topo quanto da base do tanque durante este período, fazendo com que a altura de termoclina não varie significativamente. Verifica-se que, a partir das 9 h da manhã, alguma estabilização da temperatura do topo do tanque vai se criando. Este comportamento indica que o topo do tanque não sofre tanto aquecimento devido à transição de temperaturas da Entrada 1, ou seja, que esta região já começa a apresentar temperaturas médias próximas às vindas da entrada superior do tanque.

Figura 4.22 - Perfis de temperatura do tanque de armazenamento térmico entre 7 h e 10 h da manhã.

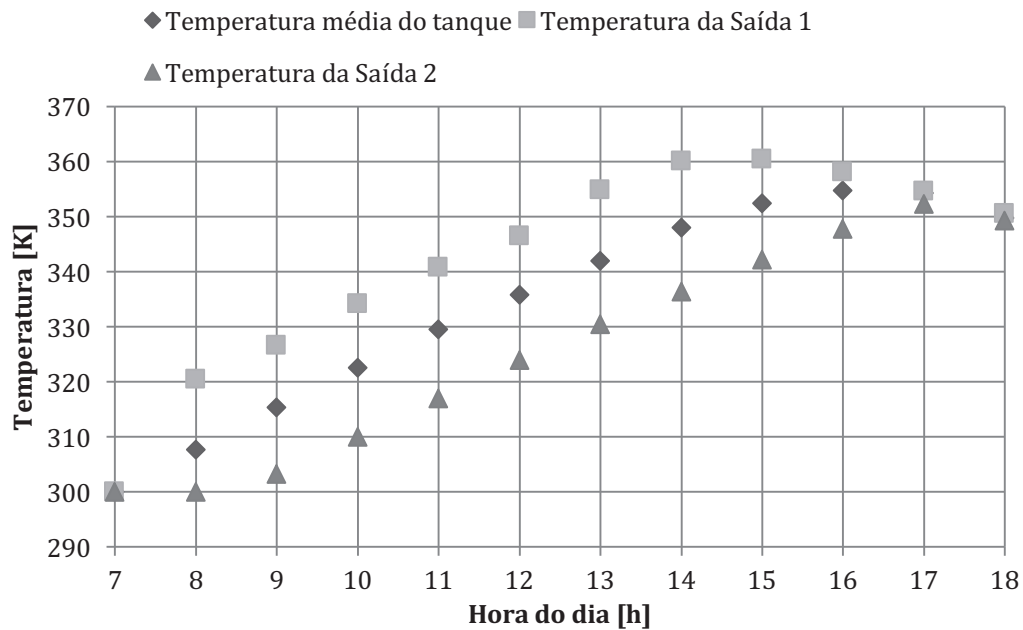


Fonte: O autor.

O aquecimento da região de topo do tanque continua até aproximadamente 14h30min, enquanto que o aquecimento da região da base perdura até 17 h. A temperatura média do tanque é aquecida até 16h30min, momento em que as temperaturas da Entrada 1 não são tão altas e favorecem o esfriamento do tanque. A Figura 4.23 destaca a evolução das

temperaturas média do tanque e de Saída 1 e Saída 2. De fato, a entrada de temperaturas mais baixas do que a média do tanque pela Entrada 1, o que ocorre a partir das 16h30min, prejudicam dois fatores importantes: a estratificação térmica do tanque e o armazenamento de energia como um todo.

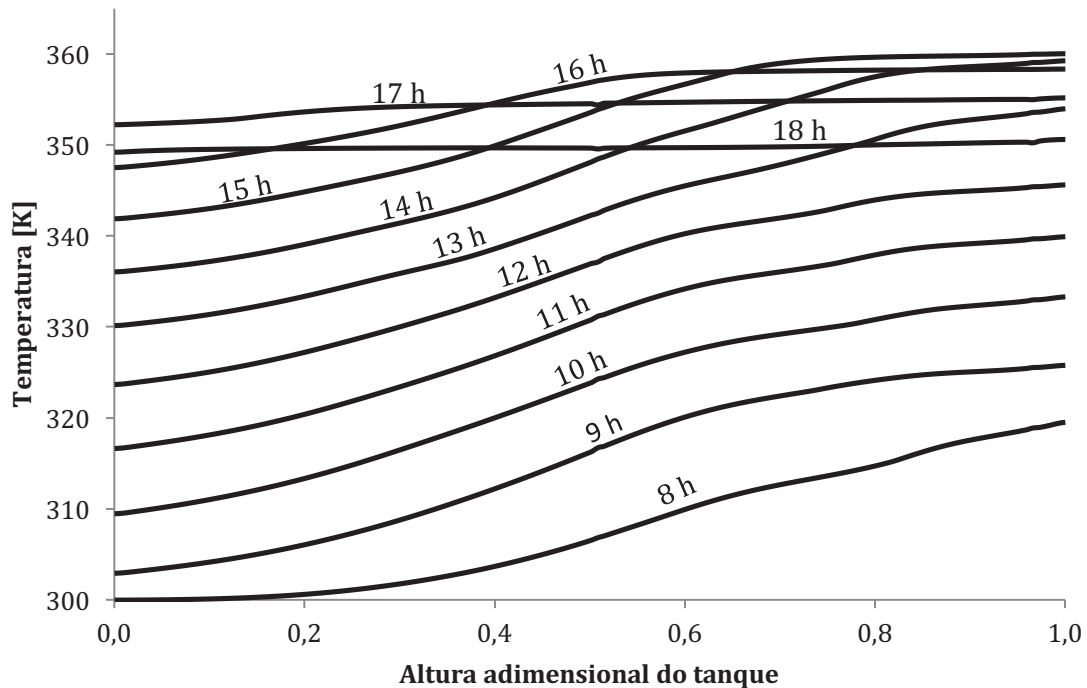
Figura 4.23 - Temperaturas média do tanque e de Saída 1 e Saída 2 entre 7 h da manhã e 18 h da noite.



Fonte: O autor.

Como observado na Figura 4.23, existe uma manutenção da amplitude de temperaturas entre a base e o topo do tanque até aproximadamente 14h30min, quando então esse valor diminui rapidamente. A Figura 4.24 mostra os perfis de temperatura ao longo da altura adimensional do tanque de hora em hora para todo o período de simulação do escoamento, onde é possível perceber a redução da amplitude de temperaturas entre a base e o topo do tanque a partir das 15 h da tarde. Essa redução prejudica a estratificação térmica do tanque, que passa a ter temperaturas mais próximas entre a base e o topo, como se observa para os horários de 17 h e 18 h.

Figura 4.24 - Perfis de temperatura do tanque de armazenamento térmico entre 7 h da manhã e 18 h da noite.



Fonte: O autor.

4.3.4.2. Altura de Termoclina e Adimensional ζ no Tanque de Armazenamento Térmico

A Tabela 4.6 apresenta os valores de altura de termoclina e do adimensional ζ para todo o período de simulação do escoamento. A partir das 15 h da tarde, fica evidenciada a redução das duas propriedades avaliadas. Enquanto o adimensional ζ tem seu valor mínimo registrado às 15h30min, a altura de termoclina teve mínimo observado às 16h30min. Neste momento, o adimensional ζ volta a ter aumento do seu valor, indicando perda de estratificação térmica do tanque, ao passo que a altura de termoclina se mantém pequena. Isso pode ser explicado pelo observado na Figura 4.24, em que os perfis de temperatura vão reduzindo sua amplitude drasticamente a partir das 16 h da tarde.

Tabela 4.6 - Valores de altura de termoclina e adimensional ζ observados durante as 11 h de escoamento.

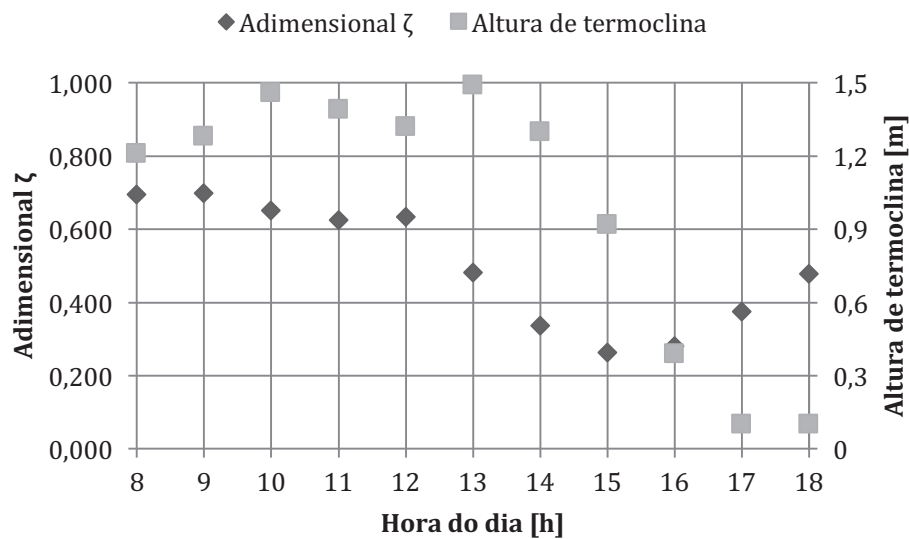
Tempo	Altura da termoclina [m]	Adimensional ζ
07:00	-	-
07:30	0,79	0,799
08:00	1,21	0,694
08:30	1,39	0,723
09:00	1,28	0,699
09:30	1,31	0,675
10:00	1,46	0,651
10:30	1,44	0,634
11:00	1,39	0,624
11:30	1,35	0,622
12:00	1,32	0,634
12:30	1,41	0,562
13:00	1,49	0,482
13:30	1,4	0,405
14:00	1,3	0,337
14:30	1,15	0,287
15:00	0,92	0,262
15:30	0,68	0,261
16:00	0,39	0,281
16:30	0,1*	0,319
17:00	0,1*	0,374
17:30	0,1*	0,435
18:00	0,1*	0,479

* Valor muito pequeno.

Fonte: O autor.

A Figura 4.25 evidencia em forma de gráfico os valores de altura de termoclina e de adimensional ζ mostrados na Tabela 4.2, a fim de facilitar o entendimento do comportamento destas duas propriedades. A proporcionalidade entre essas duas propriedades fica muito mais clara quando se analisa tempos de escoamento mais amplos. A partir das 16h30min, no entanto, a altura de termoclina se mantém baixa enquanto ocorre aumento no valor do adimensional ζ , devido ao discutido anteriormente.

Figura 4.25 - Valores de altura de termoclina e adimensional ζ observados durante as 11 h de escoamento, sob forma de gráfico.



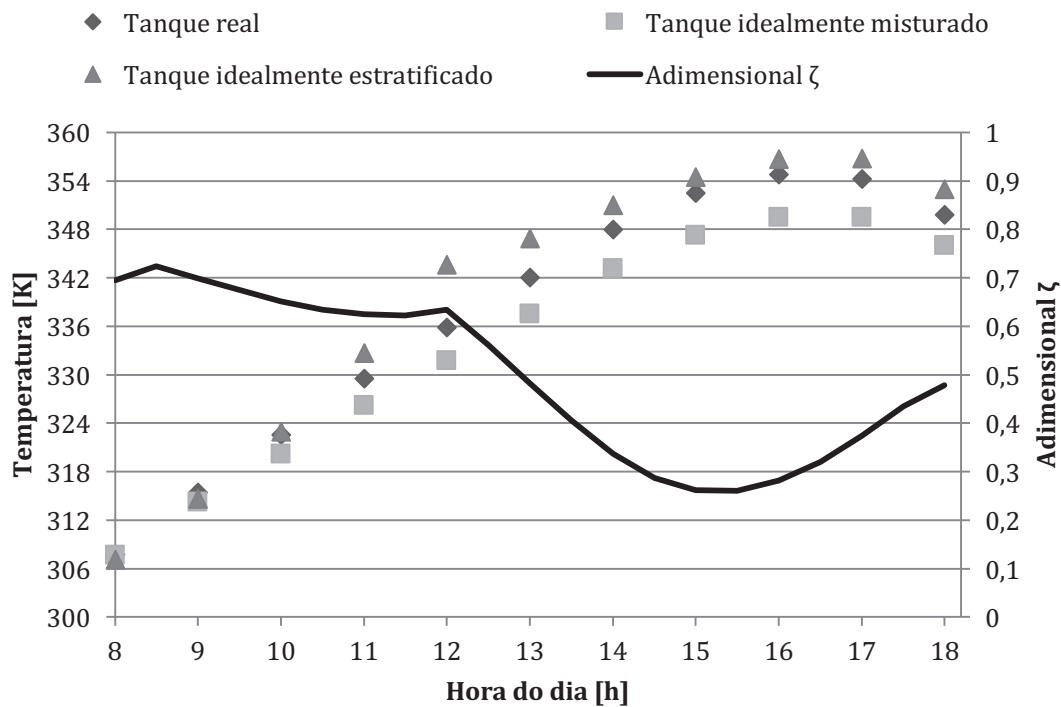
Fonte: O autor.

A forma como os valores do adimensional ζ são obtidos fica mais claro quando se analisa o que ocorreria caso o tanque fosse idealmente estratificado ou idealmente misturado. Afinal, é isso que Rosen determina que deve ser feito para possibilitar este tipo de estudo. No caso, um tanque perfeitamente misturado terá, desde o início do escoamento, temperaturas médias mais altas saindo por todas as Saídas do tanque. No tanque perfeitamente estratificado, em contrapartida, isso não ocorre devido à característica de não mistura do volume dentro do tanque que impede que temperaturas altas saiam pela região da base do tanque por longas horas de escoamento. Como modelo de tanque perfeitamente estratificado, para fins de simplificação, trabalhou-se com três faixas de temperatura: a inicial do tanque, 300 K, situada no volume próximo à base do tanque; a média da Entrada 2, correspondente a 347,13 K, pertencente ao volume de fluido que vem desta entrada e que instantaneamente se posiciona nas regiões de topo do tanque; e a média da Entrada 1, que varia ao longo do tempo de escoamento, que também pertence ao fluido provindo desta entrada e se posiciona nas regiões próximos ao topo do tanque, sem se misturar com o fluido vindo da Entrada 2.

Em outras palavras, é possível dizer que o tanque idealmente misturado possui temperaturas mais baixas ao longo do tempo, pois tem sua perda de energia pelas saídas superestimada, enquanto que o tanque perfeitamente estratificado possui temperaturas mais

altas, devido à subestimação da energia perdida pelas saídas. O tanque real, portanto, possui temperaturas intermediárias entre um e outro. Quanto mais próxima esta temperatura estiver da temperatura do tanque idealmente estratificado, mais próximo da estratificação perfeita o tanque real estará e menor será o valor do adimensional ζ , e vice-versa. A Figura 4.26 expõe as temperaturas médias dos tanques idealmente misturado, estratificado e real, ao longo do tempo, e o comportamento do adimensional ζ , para melhor entendimento da relação entre estas propriedades.

Figura 4.26 - Temperaturas médias para os tanques idealmente estratificado, misturado e real, e a relação destas propriedades com o adimensional ζ entre 8 h da manhã e 18 h da noite.



Fonte: O autor.

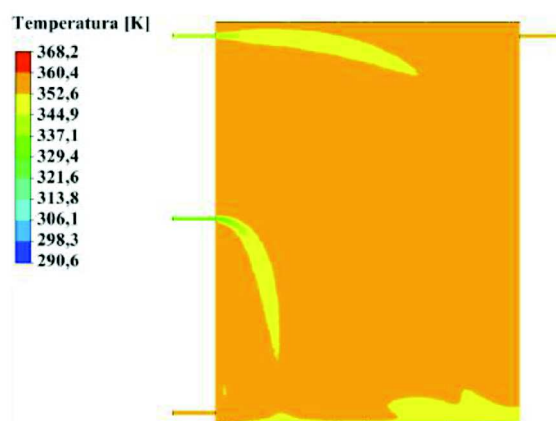
4.3.5. Considerações da Influência das Temperaturas de Entrada 1 e Entrada 2

A variação das temperaturas da Entrada 1 e Entrada 2 podem causar fortes influências no grau de estratificação térmica do tanque, bem como o posicionamento de cada uma delas. Um dos motivos para o aumento no valor do adimensional ζ a partir das 16h30min é que

tanto a temperatura média do fluxo vindo pela Entrada 2 como do vindo pela Entrada 1 são menores do que a temperatura média do tanque nas suas respectivas alturas, onde a tubulação se encontra. Desse modo, todo o volume de água que adentra o tanque a partir deste horário possui uma forte tendência a descer para a base do tanque, aumentando consideravelmente a mistura de temperaturas dentro do tanque e a geração de entropia.

Para o caso da Entrada 2, o que ocorre neste momento é exatamente o contrário do que ocorrera nos momentos iniciais do escoamento, quando o fluxo de água subia em direção ao topo do tanque. A Figura 4.27 mostra o fluxo da Entrada 2 descendo pelo tanque em direção à sua base, contribuindo negativamente para a estratificação térmica do mesmo. Este comportamento foi registrado às 17h08min e verificado para a maioria dos tempos de escoamento a partir das 15h30min.

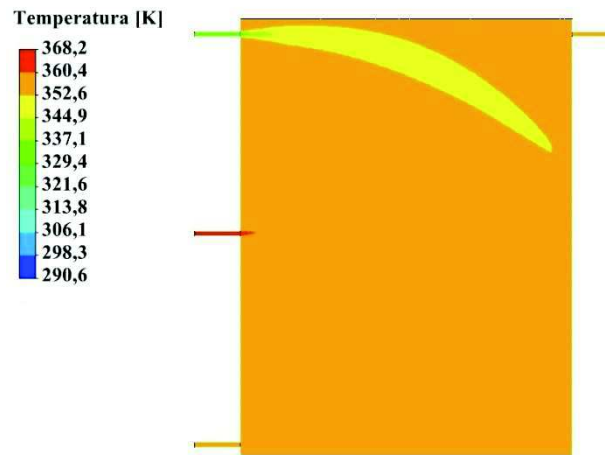
Figura 4.27 - Perfil de temperaturas observado no tanque de armazenamento térmico às 17h08min.



Fonte: O autor.

Para o caso da Entrada 1, no entanto, é a primeira vez ao longo de todo o dia de simulação em que a temperatura do fluxo de água é menor do que a média naquela altura do tanque. A Figura 4.28 mostra o comportamento de queda em direção à base do tanque acentuada que o fluxo de água vindo da Entrada 1 apresenta às 17h15min. Este comportamento é verificado na maioria dos tempos de escoamento a partir das 16h30min. Acontece que, a partir deste momento, a temperatura na Entrada 1 não só é menor do que a média observada naquela altura do tanque, como também é menor do que a temperatura média do tanque como um todo. Desta forma, o fluxo na Entrada 1 nestes horários, além de prejudicarem a estratificação térmica, pode estar reduzindo a capacidade de armazenamento de energia do tanque.

Figura 4.28 - Perfil de temperaturas observado no tanque de armazenamento térmico às 17h15min.



Fonte: O autor.

Isso é exatamente o oposto do comportamento observado nos instantes iniciais do escoamento, quando temperaturas médias relativamente baixas são verificadas no volume do tanque e, por consequência, o fluxo à alta temperatura vindo da Entrada 2 possui forte tendência a subir, como pode ser visualizado na Figura 4.20. Sempre que situações assim são observadas nos fluxos de entrada do tanque, significa grande perda de estratificação térmica no mesmo.

4.3.6. Considerações Acerca do Consumo Energético do Circuito de Água Quente

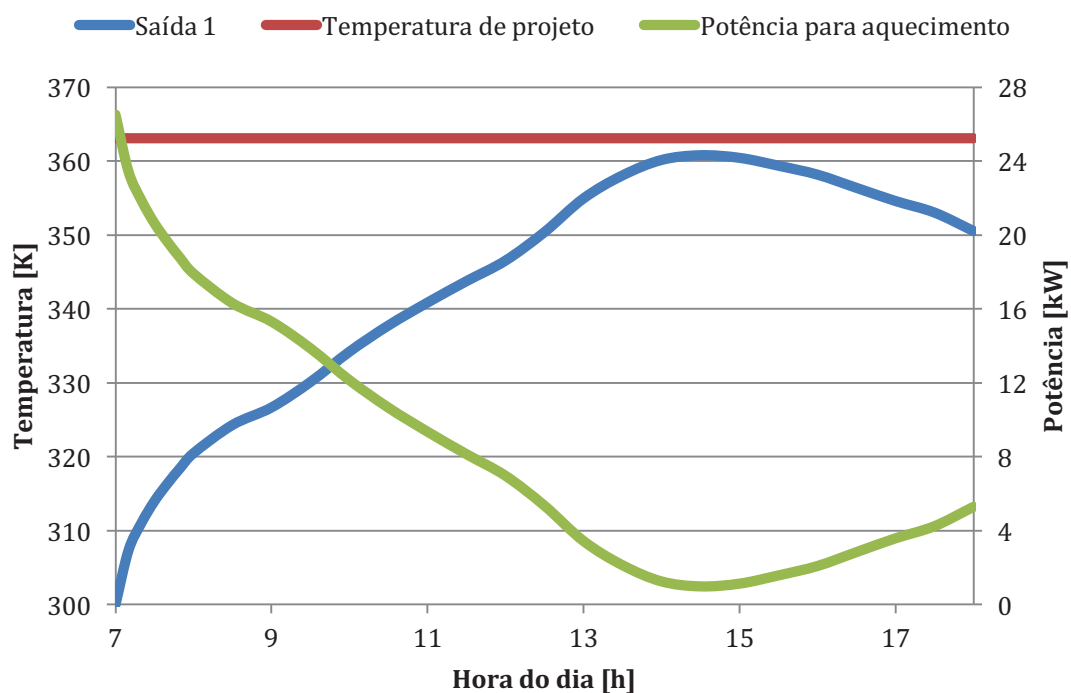
A partir dos dados apresentados pela Figura 4.23 é possível se estudar algumas propriedades importantes do funcionamento da central de ar condicionado por adsorção. De posse da evolução da temperatura da Saída 1, pode-se determinar quanta energia será necessária para aquecê-la até a temperatura de projeto, de 90 °C ou 363,15 K, empregando a Equação 4.1.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (4.1)$$

Onde ΔT é a variação entre a temperatura observada e a temperatura de projeto [K]. A Figura 4.29 exibe a evolução da temperatura da Saída 1 ao longo do dia e a temperatura

de projeto como referência, determinada por Leite conforme Tabela 2.3, além da potência necessária para aquecimento complementar da água antes de ser enviada ao adsorvedor em regeneração. Observa-se que a diferença entre a temperatura da Saída 1 e a de projeto encontra valores menores do que 10 °C a partir das 13 h da tarde, momento em que a demanda energética para aquecimento complementar é a menor do dia.

Figura 4.29 - Temperatura da Saída 1, temperatura de projeto e potência demandada para aquecimento complementar da água ao longo do dia.



Fonte: O autor.

Logo, a potência necessária para aquecimento complementar da água que abastece a regeneração dos adsorvedores do ar condicionado varia ao longo do dia, tendo um máximo no momento em que o equipamento é ligado, de aproximadamente 26 kW, e mínimo às 14h30min, de 1 kW. O consumo de energia diário encontrado foi de 315.818 kJ, ou 88 kWh. Riffel (2008) propôs que o aquecimento complementar se desse através da queima de gás natural, mas outras formas de energia podem ser utilizadas. A Tabela 4.7 mostra a comparação entre o uso de queima de gás natural e de aquecedor elétrico em termos de custos para a operação do ar condicionado. O aumento do custo da energia elétrica nos últimos anos praticamente impossibilita a sua utilização como fonte de energia complementar para a

central de ar condicionado adsorativo proposta por Riffel, uma vez que o custo diário com queima de gás natural se encontra na faixa de R\$ 15,14, enquanto que com utilização de aquecedor elétrico este custo salta para R\$ 40,24, representando aumento de mais de 165%.

Tabela 4.7 - Avaliação de custo de operação diário na comparação entre o uso de aquecedor a gás natural e elétrico como fonte de energia complementar.

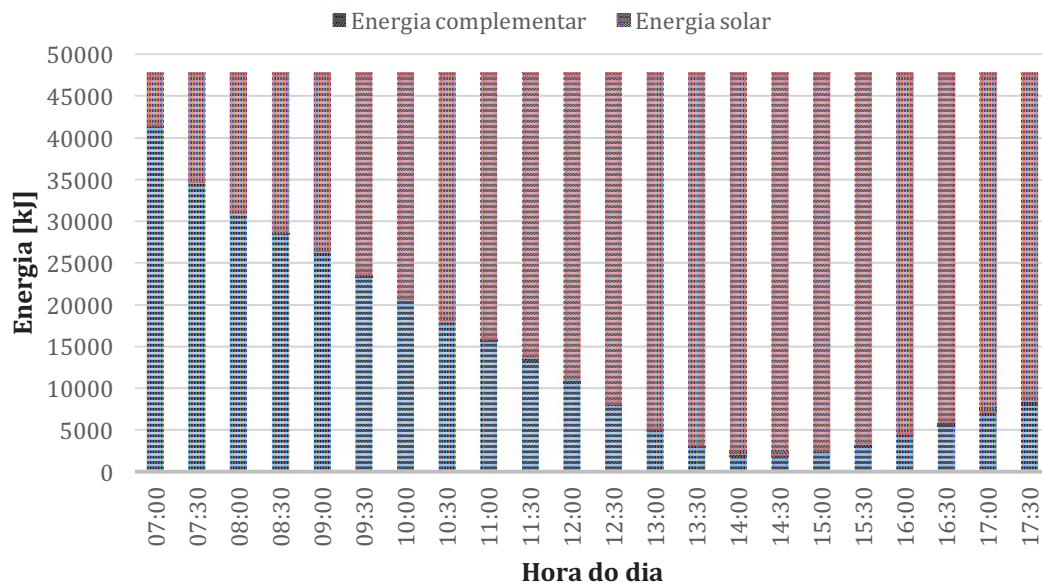
	Poder calorífico [kJ.m⁻³]	Eficiência⁽¹⁾	Energia diária demandada	Energia diária consumida	Custo⁽²⁾	Custo diário
Aquecedor a gás natural	39.356	0,81	315.818 kJ ou 87,73 kWh	389.899 kJ	R\$ 1,53/m ³	R\$ 15,14
Aquecedor elétrico	-	0,78		113,2 kWh	R\$ 0,36/kWh	R\$ 40,24 ⁽³⁾

Fonte: O autor, com dados ⁽¹⁾ retirados do Programa Brasileiro de Etiquetagem para aquecedores a gás (2015) e elétricos (2008) do INMETRO e ⁽²⁾ segundo as companhias distribuidoras de gás natural, PBGÁS, e de energia elétrica, ENERGISA, na localidade de João Pessoa - PB. Valores atualizados em setembro de 2015.

⁽³⁾ Valor sem impostos incluídos.

A Figura 4.30 apresenta, para cada meia hora de escoamento, as frações de energia demandadas para aquecimento do circuito de água quente do ar condicionado que são supridas pela energia solar e pela energia complementar. Observa-se que a energia solar possui, realmente, um papel de protagonista na tarefa de aquecer a água, suprimindo sozinha cerca de 70% da energia total demandada. Este valor está de acordo com o proposto por Riffel, que foi de 75% para a fração solar.

Figura 4.30 - Fração da energia para aquecimento da água de regeneração dos adsorvedores suprida pela radiação solar e pela fonte complementar.

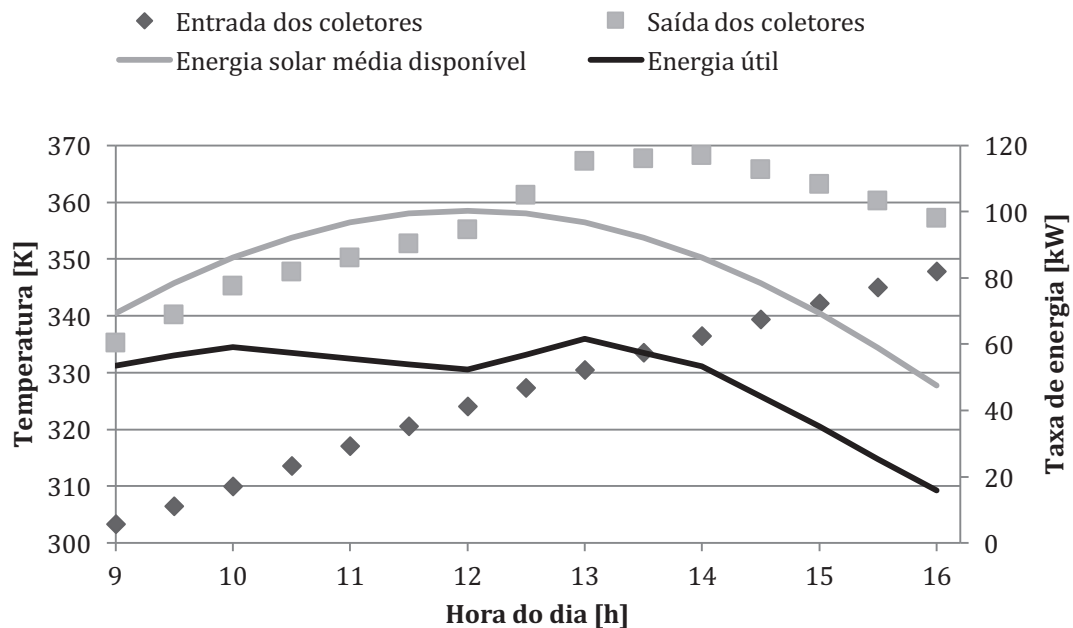


Fonte: O autor.

4.3.7. Considerações Acerca da Eficiência do Campo de Coletores Solares

A análise da temperatura da Saída 2, por sua vez, permite avaliar o rendimento do campo de coletores solares com base nas temperaturas que saem deste e que foram propostas por Riffel, em outras palavras, a temperatura da Entrada 1 que fora usada como condição de contorno para o estudo do tanque de armazenamento. A Figura 4.31 mostra as temperaturas na entrada e na saída do campo de coletores, respectivamente as temperaturas na Saída 2 e Entrada 1 do tanque de armazenamento, além da energia despendida para este aquecimento e a energia solar média disponível para o mês de outubro.

Figura 4.31 - Temperaturas na entrada e saída dos coletores, com energia útil de aquecimento da água e energia solar média disponível para o mês de outubro entre as 9 h da manhã e 16 h da tarde.



Fonte: O autor, com dados de radiação média disponível retirados do *software* Radtamb.

Para os horários anteriores a 9 h da manhã, o rendimento médio do campo de coletores solares se manteve muito alto, superando 200% nos instantes iniciais do escoamento, às 7 h da manhã. A comparação foi feita com a radiação solar média apontada pelo *software* Radtamb, o que significa que, eventualmente, algum rendimento maior de 100% pode ser observado, considerando-se que a máxima radiação para aquele determinado momento seja maior do que a média. No entanto, Riffel levou em consideração a própria radiação média apresentada pelo Radtamb para determinar as temperaturas de saída do campo de coletores. Isso significa que, para tempos iniciais do escoamento, portanto, as temperaturas de entrada do coletor encontradas através da simulação numérica do tanque de armazenamento impossibilitam que se obtenha a faixa de temperaturas proposta por Riffel. Portanto, a condição de contorno utilizada na Entrada 1 para a simulação do tanque de armazenamento deve ser reavaliada para novos estudos.

Para horários após às 16 h da tarde, por sua vez, os rendimentos são baixíssimos ou nulos, em vista do aumento de temperatura na base do tanque e redução da temperatura no topo do mesmo. Por este motivo, e aliado ao fato de que as temperaturas na Entrada 1 são menores do que a média do tanque de armazenamento a partir das 16h30min, é recomendado que o circuito que leva água para os coletores solares seja fechado neste horário. A isolação

deste circuito evita que energia seja desperdiçada para o ambiente externo através dos coletores solares e ajuda a manter a estratificação térmica do tanque nos momentos finais do dia, importante para suprir água de regeneração a temperaturas mais elevadas e reduzir o consumo de energia complementar. O rendimento médio do campo de coletores solares ao se considerar o escoamento entre 9 h da manhã e 16 h da tarde foi de 58%, sendo que os menores valores de rendimento foram verificados a partir do período da tarde, quando os coletores estão mais aquecidos e sofrem maiores perdas de calor para o ambiente.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Este Capítulo discute as principais conclusões feitas acerca dos resultados obtidos nesta dissertação, separadas em três itens: sobre o *software* SimAds; referentes à validação do modelo numérico utilizado; e principalmente a respeito da simulação numérica do tanque de armazenamento térmico da central de ar condicionado adsorativo do LES. Além disso, estes itens também apresentam sugestões para trabalhos futuros que possam ser desenvolvidos na mesma linha de pesquisa.

5.1. SIMULADOR DE CARGA TÉRMICA - SIMADS

Os resultados apresentados pelo *software* SimAds mostraram comportamento logarítmico de aquecimento do leito adsorativo, ao passo que a temperatura de saída da água quente de regeneração seguiu a mesma tendência. Tanto o perfil de aquecimento da água de saída do adsorvedor em regeneração quanto o tempo total para aquecimento do leito indicados pelo SimAds se mostraram bastante condizentes com o que SAHA *et al.* (2000) encontraram experimentalmente, conforme foi evidenciado no item 4.1.2 e apresentado na Figura 4.2. Desta forma, as simplificações adotadas para o problema e a metodologia aplicada parecem ter reproduzido com eficiência o perfil de aquecimento buscado.

A adoção de um modelo físico-matemático para a cinética de dessorção e a consideração do calor de dessorção durante o processo de aquecimento do leito adsorativo podem representar com melhor precisão a curva de aquecimento deste equipamento. A validação de um modelo numérico que considere transferência de calor e de massa para este sistema pode permitir um estudo através do Método dos Volumes Finitos, aperfeiçoando a técnica utilizada pelo programa SimAds. No entanto, o dispêndio computacional para esta tarefa pode não justificar sua implementação em laboratórios que possuam grande parte do aparato necessário para um ensaio experimental, como o próprio LES. Um ensaio que avalie a cinética de dessorção traria, definitivamente, importantes recursos que poderiam ser implementados no *software* SimAds a fim de melhorar a precisão de seus resultados.

5.2. VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO DE TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO

Os resultados mostram as evoluções de temperatura média do tanque no estudo realizado por Ievers e no desenvolvido neste trabalho são muito próximas. Além disso, o perfil de temperaturas ao longo da altura do tanque, bem como a altura de termoclina são bem coesos entre os dois estudos para momentos iniciais do escoamento, até aproximadamente 1500 s. Para períodos do escoamento mais distantes deste, em contrapartida, o modelo numérico adotado por Ievers mostrou menores valores de altura de termoclina e perfil de temperaturas ao longo da altura do tanque com mínimos e máximos muito próximos um do outro em termos de distância. Em outras palavras, os resultados obtidos neste trabalho mostram um grau mais elevado de mistura de água dentro do tanque de armazenamento do que o observado por Ievers em seu estudo.

Parte da discrepância entre os resultados obtidos pode ser imposta ao baixo nível de refinamento da malha de volumes finitos do domínio estudado por Ievers, que pode ter desconsiderado um estudo de independência de discretização de domínio. Neste trabalho, por sua vez, uma malha com 4,2 vezes mais refinamento do que a utilizada por Ievers pode facilmente mostrar resultados mais condizentes com a realidade. Outra parte dessas diferenças observadas talvez recaia sobre o modelo de turbulência adotado por Ievers em suas simulações, característica que não é evidenciada em sua obra.

Desconsiderando-se a questão do nível de refinamento da malha de volumes finitos, é muito claro que o modelo numérico utilizado por Ievers mostra um nível de mistura de fluidos dentro do domínio inferior ao observado. A intensidade da transferência de calor entre fluidos de diferentes temperaturas é impulsionada pelo grau de turbulência do escoamento, podendo este ter sido subestimado por Ievers. É exatamente o que apontam os estudos como o de Oliveski (2000) e de Souza (2011), onde a transferência de calor do fluido no interior do tanque é tal que faz a altura de termoclina alcançar metade da altura do tanque em estudo durante a maioria do tempo de escoamento, como fora observado na simulação. Para Ievers, no entanto, este valor se manteve entre um sexto e um terço da altura do domínio.

Não obstante, a validação experimental de um escoamento simples em tanque de armazenamento, como o domínio estudado por Ievers, pode trazer grandes avanços na busca por uma validação de modelo numérico.

5.3. SIMULAÇÃO DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO

A principal conclusão feita a partir deste estudo diz respeito ao comportamento da estratificação térmica do tanque de armazenamento e a forte relação que esta tem com o posicionamento das entradas de água quente do mesmo. A simulação do reservatório mostrou que este possui um nível de estratificação térmica que, inicialmente, melhora gradativamente com o tempo em um ritmo constante e lento. A partir das 12 h, quando o fluxo na Entrada 1 apresenta elevadas temperaturas, uma forte tendência de melhora no grau de estratificação do tanque é observada. A melhor performance de estratificação é alcançada às 15h30min, momento a partir do qual o adimensional ζ sofre rápido crescimento.

O início do escoamento apresenta valores próximos de um para o adimensional ζ , que designam baixo nível de estratificação térmica, o que é natural devido à condição inicial de tanque com temperatura uniforme em 300 K. A redução do valor de ζ se dá a partir do momento que fluido quente é direcionado para a região do topo do tanque. Porém, não ocorre de maneira rápida pois existe grande intensidade de transferência de calor entre o fluxo da Entrada 2 e o conteúdo do tanque.

Os valores de ζ começam a apresentar baixas significativas somente às 12 h, quando as temperaturas das Entradas 1 e Entrada 2 não sofrem grande tendência a se movimentar verticalmente dentro do domínio. Em outras palavras, é neste momento que as partículas de fluido dentro do tanque estão com a menor intensidade de transferência de calor entre si. Isso faz com que o adimensional ζ alcance valores mais próximos de zero, indicando bom grau de estratificação térmica no tanque.

Ao final da tarde, no entanto, o aquecimento do tanque acumulado durante o dia influencia o fluxo da Entrada 1 e da Entrada 2 a se direcionar para a região da base do tanque, uma vez que possui temperatura média inferior à deste. Isso acaba por esquentar o tanque de forma homogênea, prejudicando fortemente a estratificação térmica que fora construída ao longo do dia de escoamento. Esta conclusão também foi feita por Ievers em seu trabalho, quando avalia a influência da altura da entrada da água quente do tanque sobre a estratificação térmica do mesmo.

Os fluxos vindos do campo de coletores (Entrada 1) e do aquecimento dos adsorvedores (Entrada 2), podem ter sua altura alterada em razão da manutenção de um elevado grau de estratificação térmica no tanque de armazenamento. Desta forma, conforme indica a Figura 5.1, o fluxo da Entrada 2 ao ocorrer próximo ao topo do tanque no período

da manhã, entre 7 h e 12h30min, estaria auxiliando no rápido aquecimento do topo do mesmo. O efeito que isto causaria é muito semelhante ao que se observa no tanque simulado por Ievers, onde há apenas uma entrada de água quente, o que facilita bastante a estratificação térmica do reservatório. Pelo período do início da tarde, entre 12h30min e 15h30min, a altura da Entrada 2 estando à meia altura do tanque contribuiria para manter os valores de ζ próximos de zero, assim como já o faz para este período do escoamento. Finalmente, além das 15h30min, o fluxo da Entrada 2 sendo alterado para a base do tanque, juntamente com o fechamento do fluxo da Entrada 1, que já não tem temperatura suficiente para contribuir para o aquecimento do reservatório, poderiam manter o nível de estratificação térmica do tanque por mais tempo.

Figura 5.1 - Recomendação de disposição de alturas para a Entrada 2 para cada período do dia.



Fonte: O autor.

Outras conclusões que podem ser tiradas deste estudo são acerca do comportamento das saídas de alimentação do tanque de armazenamento. A análise das temperaturas observadas na Saída 1 indicaram que a energia solar é responsável por 70% da energia necessária para a regeneração dos adsorvedores. Este valor foi muito próximo aos 75% estimados por Riffel (2008) na concepção do projeto da central de ar condicionado adsorativo. Já uma observação criteriosa das temperaturas obtidas para a Saída 2 possibilitou descobrir a hora do dia em que o circuito de coletores solares não compensa em ser ligado por prejudicar a estocagem térmica no tanque, horário este que ocorreu às 16h30min. Após este horário, só seria vantajoso reiniciar o circuito de água dos coletores solares em momentos

em que a temperatura do fluxo entrando pela Entrada 1 fosse maior do que a temperatura média do tanque de armazenamento.

Uma sugestão para trabalho futuro seria trabalhar com a vazão variável do circuito do campo de coletores solares, a fim de obter o máximo rendimento para a radiação solar absorvida. Ao final da tarde, por exemplo, a vazão poderia ser reduzida para que houvesse tempo suficiente para o escoamento dentro dos coletores alcançarem temperatura suficiente para ainda contribuir com o aquecimento do tanque de estocagem térmica. A fim de estudar essa possibilidade, um *software* como o SimAds poderia ser aplicado para o campo de coletores solares, no intuito de indicar a temperatura de saída dos mesmos a partir de uma entrada qualquer, e obviamente dependendo do horário do dia, que seria determinada durante a própria simulação no CFX. Na verdade, a criação de uma condição de contorno para a Entrada 1 que varie em função do resultado de temperatura da Saída 2 ao longo do escoamento parece ser ideal para representar o perfil de temperaturas que saem dos coletores solares, pois pode trazer mais precisão para os resultados do que simplesmente utilizar condições de contorno para a Entrada 1 predefinidas em um trabalho de outro autor que não utiliza a mesma metodologia.

Além disso, a facilidade que a simulação numérica traz em termos de tempo e custo com relação a simulações experimentais possibilita que o estudo de Leite sobre o volume ideal do tanque de armazenamento seja reproduzido. É possível que volumes de tanque menores ou maiores proporcionem melhores estratificações térmicas ao longo do período de escoamento, fator que não foi estudado pela metodologia de Leite.

Um fator importante que também determina o mau comportamento de estratificação térmica do tanque para os períodos da manhã é que esta simulação se iniciou com a consideração de volume de água com temperatura homogênea, o que ocorre apenas na primeira vez que o sistema é ligado. Em dias consecutivos, no entanto, já existe um certo gradiente de temperaturas presente no tanque como vestígio do escoamento que se deu no dia anterior. Uma alternativa para corrigir isso seria aplicar uma condição de fluxo de calor saindo pelas paredes do tanque e rodar a simulação com entradas e saídas do tanque fechadas entre às 18 h da noite e 7 h da manhã para verificar o perfil de temperaturas dentro do mesmo no início do dia seguinte.

Em se tratando de estudos experimentais, pode-se determinar uma temperatura média para a Entrada 2, que no caso foi encontrada em 73,98 °C, e tentar reproduzi-la com ajuda de um equipamento que retire calor da água quente assim como o leite adsortivo faria durante

a regeneração. Para cumprir com essa função foi projetada uma torre de resfriamento que atendesse à demanda solicitada de carga térmica. O circuito que alimenta o campo de coletores solares já existe e, portanto, a Entrada 1 do tanque teria as verdadeiras temperaturas em qualquer simulação experimental do circuito de água quente do ar condicionado. Esta opção de se estudar o escoamento dentro do tanque de armazenamento térmico experimentalmente pode trazer grandes contribuições em termos de validação do modelo numérico, além de aprofundar a análise da estratificação térmica que ocorre dentro do reservatório.

CAPÍTULO 6

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRUNHOSA, José D. M. **Simulação de escoamento turbulento complexo com modelagem clássica e de grandes escalas**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2003.

ADOLFO, Cristian. **Simulação numérica de um tanque de armazenamento de calor de um condicionador de ar por adsorção solar**. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica, UFPB, 2013.

ADOLFO, Cristian. LEITE, Antonio P. F. **Trocador de Calor Compacto para uso em Sistemas de Adsorção**. Registro de patente junto ao INPI – Instituto Nacional da Propriedade Industrial com número de registro MU000072, 2013.

ADOLFO, Cristian; MOREIRA, Gilberto A. A.; LEITE, Antonio P. F. **Análise numérica do escoamento em tanque de armazenamento térmico de um sistema de ar condicionado por adsorção**. 22^o Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM 2013), Ribeirão Preto - SP, 2013.

AMARAL, Guilherme L. **Análise numérica e computacional de um campo de coletores solares utilizados em um ar condicionado à energia solar e gás natural**. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica, UFPB, 2014.

ANSYS CFX. **CFX-12 Solver and Solver Manager Guide**. AEA Technology Engineering Software Ltd., Reino Unido, 2009.

ANYANWU, E. E; EZEKWE, C. I. **Design, construction and test run of a solid adsorption solar refrigerator using activated carbon/methanol, as adsorbent/adsorbate pair**. Energy Conversion and Management, v. 44, p. 2879–2892, 2003.

ARISTOV, Yuri I. *et al.* **Reallocation of adsorption and desorption times for optimisation of cooling cycles.** International Journal of Refrigeration, v. 35, p. 525–531, 2012.

ASME. *Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications - ASME V V 20.* Journal of Fluid Dynamics, v. 130, 2008.

BBC – BRASIL: **Século atual teve 14 dos 15 anos mais quentes da história, diz ONU.** Notícia divulgada em: 02 de fevereiro de 2015. Disponível em http://www.bbc.com/portuguese/noticias/2015/02/150202_decada_quente_onu_fn. Acesso em 18 de agosto de 2015.

BERGMAN, Theodore L.; INCROPERA, Frank P.; LAVINE, Adrienne S. Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons, 2011.

BRASIL – Ministério das Minas e Energia. **Boletim Mensal de Monitoramento do Sistema Elétrico Brasileiro.** Levantamento realizado em janeiro de 2015. Disponível em: <http://www.mme.gov.br>. Acesso em 10 de agosto de 2015.

BRUNAUER, Stephen; EMMETT, P. H.; TELLER, Edward. **Adsorption of gases in multimolecular layer.** Journal of the American Chemical Society, v.60, p. 309-319, 1938.

BRUNAUER, Stephen et al. **On a Theory of the van der Waals Adsorption of Gases.** Journal of the American Chemical Society, v.62, p. 1723–1732, 1940.

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

CABRAL, I. de S. *et al.* **Energia solar – análise comparativa entre Brasil e Alemanha.** IV Congresso Brasileiro de Gestão Ambiental, Salvador - BA, 2013.

CELADOR, A. Campos; ODRIÓZOLA, M.; SALA, J.M. **Implications of the modelling of stratified hot water storage tanks in the simulation of CHP plants**. *Energy Conversion and Management*. Vol. 52, p. 3018–3026, 2011.

COELHO, Daniel M. **Identificação de variáveis críticas e simulação do uso de coletores solares em prédios residências**. Dissertação de Mestrado em Planejamento Energético, COPPE - UFRJ, Rio de Janeiro, 2011.

DOMINGOS, P. V. S. *et al.* ***Numerical Simulation of the Regeneration System of a Solar Adsorption Air Conditioning based on a Field of Flat Plate Collectors with highly efficient Cover (in Portuguese)***. *IV Latin American Solar Energy Conference (IV ISES)*, Peru, 2010.

DUFFIE, John A.; BECKMAN, William A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. Ed. New York etc.: Wiley, 1980.

ELETROBRÁS – CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS S.A. **Relatório Anual. Levantamento realizado em 2003**. Disponível em <http://www.eletronbras.com/elb/data/Pages/LUMIS293E16C4PTBRIE.html>. Acesso em 10 de agosto de 2015.

ENERGISA, Companhia Distribuidora de Energia Elétrica de João Pessoa - PB. **Tipos de Tarifas de Energia Elétrica**. Disponível em <http://www.energisa.com.br/paginas/informacoes/taxas-prazos-e-normas/tipos-tarifas.aspx>. Acesso em 20 de setembro de 2015.

FERNANDES, M. S. *et al.* ***Review and future trends of solar adsorption refrigeration systems***. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 39, p. 102–123, 2014.

FREUNDLICH, H. M. F. **Over the adsorption in solution**. *Journal of Physical Chemistry*, v. 57, p. 385-470, 1906.

GORDEEVA, Larisa; ARISTOV, Yuri I. **Dynamic study of methanol adsorption on activated carbon ACM-35.4 for enhancing the specific cooling power of adsorptive chillers**. *Applied Energy*, v. 117, p. 127–133, 2014.

GUELF, Luciano R; SCHEER, Agnes P. **Estudo de Adsorção Para Purificação e Separação de Misturas na Indústria Petrolífera**. Trabalho de Conclusão de Curso, Engenharia Química – UFPR.

GUILLARDUCI, Viviane V. da S. *et al.* **Adsorção de Fenol sobre Carvão Ativado em Meio Alcalino**. Química Nova, v. 29, nº.6, p.1226-1232, 2006.

GURGEL, José M. *et al.* **Thermal conductivity of hydrated silica-gel**. Chemical engineering journal and the biochemical engineering journal, Inglaterra, v. 61, p. 133-138, 1996.

GURGEL, José M. *et al.* **Sistema de refrigeração adsorptivo com a utilização de um coletor solar com anteparo ótico**. *8th Brazilian Congress of Thermal Engineering* (ENCIT 2000), Porto Alegre – RS, 2000.

HAMEED, B.H.; FOO, K.Y. **Insights into the modeling of adsorption isotherm systems**. Chemical Engineering Journal, vol. 156, p. 2-10, 2010.

HASSAN, H. Z. *et al.* **A review on the equations of state for the working pairs used in adsorption cooling systems**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 45, p. 600-609, 2015.

HEYNS, J. A. KROGER, D. G. **Experimental investigation into the thermal-flow performance characteristics of an evaporative cooler**. Applied Thermal Engineering, v. 30, p. 492-498, 2010.

HINZE, J. O. **Turbulence**. Ed. McGraw-Hill, Nova Iorque, 2ª edição.

IEVERS, Simon. LI, Wang. **Numerical simulation of three dimensional flow dynamics in a hot water storage tank**. Applied Energy, v. 86, p. 2604-2614, 2009.

INMETRO - INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA. **Programa Brasileiro de Etiquetagem para Aquecedores de Água a Gás Instantâneos: Tabelas de Consumo/ Eficiência Energética. Levantamento de 2015.** Disponível em: http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/aquecedorAgua_2015.pdf Acesso em 02 de setembro de 2015.

INMETRO - INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA. **Programa Brasileiro de Etiquetagem de Conservação de Energia para aparelhos de ar condicionado tipo *split*. Levantamento de 2015.** Disponível online em http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/condicionadores_ar_split_hiwall_indicenovo.pdf. Acesso em 03 de setembro de 2015.

INMETRO - INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA. **Programa Brasileiro de Etiquetagem para Aquecedores Elétricos de Água por Acumulação (Aquecedores elétricos). Levantamento de 2008.** Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/boiler.pdf>. Acesso em: 18 de setembro 2015.

INMETRO - INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA. **Programa Brasileiro de Etiquetagem de Sistemas e Equipamentos para Aquecimento Solar de Água. Levantamento de 2015.** Disponível online em <http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/coletorressolares-banho.pdf>. Acesso em 02 de setembro de 2015.

KAYS, W. M. CRAWFORD, M. E. *Convective Heat and Mass Transfer*. Ed. McGraw-Hill, Nova Iorque, 1993.

KENDIL, F. Z. *et al.* *Flow field assessment under a plunging liquid jet. Progress in Nuclear Energy*, v. 56, p. 100–110, 2012.

KUPPLEL, Rogério P. GURGEL, José M. **Solar adsorption cooling using silica gel.** *Advances in solar energy technology*, v. 3, p. 2627-2631, 1988.

KHAN, A. R. ATAULLAH, R. AL-HADDAD, A. *Equilibrium Adsorption Studies of Some Aromatic Pollutants from Dilute Aqueous Solutions on Activated Carbon at Different Temperatures*. *Journal of Colloid and Interface Science*, v. 194, p.154–165, 1997.

KRUK, M. JARONIC, M. SAYARI, A. *Adsorption Study of Surface and Structural Properties of MCM-41 Materials of Different Pore*. *Journal of Physical Chemistry*, v. 101, p. 583-589, 1997.

LAMP, P. ZIEGLER, F. *Review Paper: European Research on Solar-assisted Air-conditioning*. *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, n. 2, p. 89–99, 1998.

LANGMUIR, Irving. **The Evaporation, Condensation and Reflection of Molecules and the Mechanism of Adsorption** - *Physical Review*, vol. 8, 1916.

LAUNDER, B., E. SPALDING, D. B. *Mathematical models of turbulence*. Ed. Academic Press, Londres e Nova Iorque, 1972.

LEITE, Antonio P. F. *et al.* **Experimental Thermodynamic Cycles and Performance Analysis of a Solar Powered Adsorptive Ice maker in hot Humid Climate**. *Renewable Energy*, v. 32, p. 697-712, 2007.

LEITE, Antonio P. F. DAGUENET, M. **Performance of a Solid-adsorption Ice Maker with Solar Energy Regeneration**. *Energy Conversion and Management*, Inglaterra, v. 41, p. 1625-1647, 2000.

LEITE, Antonio P. F. *et al.* **Central Air Conditioning Based on Adsorption and Solar Energy**. *Applied Thermal Engineering*, v. 31, p. 50-58, 2011.

LEITE, Antonio P. F. *et al.* **A Hybrid Solar-gas Air Conditioning System Based on Adsorption and Chilled Water Storage**. *World Renewable Energy Congress*, Suécia, 2011.

LIMA, Aroldo A. GUEDES, Germano P. **Construção de uma Geladeira Solar com Carvão Ativado – Metanol**. Congresso Brasileiro de energia solar (CBENS), Fortaleza - CE, 2007.

LIU, Y.L. WANG, R.Z. XIA, Z.Z. *Experimental study on a continuous adsorption water chiller with novel design*. *International Journal of Refrigeration*, v. 28, n. 2, p. 218–230, 2005.

LÓPEZ, Raúl H. *Caracterización de Medios Porosos y Procesos Percolativos y de Transporte*. Tese de Mestrado em Física, Universidad Nacional de San Luis, Argentina. 2004.

MOREIRA, Gilberto A. A. **Desenvolvimento de modelos de camada limite atmosférica aplicados a micro-regiões**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, UFMG, 2012.

MELO, Francisco J. A. **Caracterização de Rotores Adsorptivos para Composição de Sistemas de Climatização por Adsorção**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, UFPB, 2015.

MILES, D.J. SHELTON, S.V. *Design and testing of a solid sorption heat pump system*. *Applied Thermal Engineering*, v. 16, p. 389–394, 1996.

NIEDERSBERG, Carolina. **Ensaio de adsorção com carvão ativado produzido a partir da casca do tungue (*Aleurites fordii*), resíduo do processo de produção de óleo**. Dissertação de Mestrado em Tecnologia Ambiental, UNISC - Universidade de Santa Cruz do Sul – RS, 2012.

OLIVESKI, Rejane de C. **Análise Numérico-Experimental dos Campos de Temperatura e Velocidades em Armazenadores Térmicos**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, 2000.

PBGÁS - Companhia Paraibana de Gás. **Tarifas do gás natural**. Disponível em: <http://www.energisa.com.br/paginas/informacoes/taxas-prazos-e-normas/tipos-tarifas.aspx>. Acesso em 04 de setembro de 2015.

PRANDTL, L. *Über die ausgebildete Turbulenz*. ZAMM, v. 5, p. 136-139, 1925.

RIFFEL, Douglas B. BELO, Francisco A. LEITE, Antonio P. F. *Heat and mass recovery in an activated carbon-methanol adsorptive chiller*. 20º Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM), Gramado – RS, 2009.

RIFFEL, Douglas B. *Estudo teórico e experimental da dinâmica e da otimização de refrigeradores térmicos por adsorção*. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, UFPB, João Pessoa, 2008.

RODRIGUES, D. MATAJS, R. *Introdução ao Sistema de Aquecimento Solar*. Ed. Ekos Brasil, São Paulo, 2010.

RUTHVEN, Douglas M. *Principles of adsorption and adsorption processes*. Ed. John Wiley & Sons, 1984.

SAHA, Biplap B. *et al.* **An overview of developments in adsorption refrigeration systems towards a sustainable way of cooling**. Applied Energy, v. 104, p. 554–567, 2013.

SHARAFIAN, Amir; BAHRAMI, Majid. *Assessment of adsorber bed designs in waste-heat driven adsorption cooling systems for vehicle air conditioning and refrigeration*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 30, p. 440–451, 2014.

SILVA, Amanda D. B. **Desenvolvimento Numérico e Experimental de uma Central de Ar Condicionado por Adsorção**. Relatório de Iniciação Científica (PIBIC/ LES) em Engenharia Mecânica, UFPB, João Pessoa, 2015.

SILVA, Márcio G. **Estudo experimental de um sistema de condicionamento de ar com rotores dessecantes**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, João Pessoa, UFPB, 2010.

SIQUEIRA, Débora A. **Estudo de desempenho do aquecedor solar de baixo custo**. Dissertação de Mestrado de Engenharia Química, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2009.

SOUZA, Luís Manoel de P. **Levantamento de Coeficientes de Desempenho de Armazenador Térmico Associado a Refrigerador Doméstico Modificado**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista – UNESP, 2011.

SPANG, Bernhard. *CalcSteam – Water properties calculation based on formulas of IAPWS-IF97*. Disponível em http://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser_dampf_e.html. Acesso em 18 de agosto de 2015.

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

TENG, Y. WANG, Z. WU, J.Y. *Study of the fundamentals of adsorption systems. Applied Thermal Engineering*, v. 17, nº 4, p. 327-338. 1997.

VIDA SOLAR. Propriedades construtivas do coletor solar. Disponível em: <http://www.vidasolar.com.br/funcionamento-do-aquecedor-solar-de-agua/>. Acesso em 20 de agosto de 2015.

VIEIRA, H. M. **Estudo teórico e experimental de coletor adsortivo**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2009.

WANG, R. Z. *Performance improvement of adsorption cooling by heat and mass recovery operation. International Journal of Refrigeration*, v. 24, p. 602–611, 2001.

WANG, X. CHUA, H. T. HE, Z. ***Performance Study of a Four-Bed Silica Gel-Water Adsorption Chiller with the Passive Heat Recovery Scheme***. *Mathematical Problems in Engineering*, v. 2015, ID 634347, 10 páginas, 2015.

WALUYO, J. MAJID, M. A. ***Temperature Profile and Thermocline Thickness Evaluation of a Stratified Thermal Energy Storage Tank***. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering*, v. 10, nº 1, 2010.

WHITE, John. ***CFD Simulation and Experimental Comparison of a Copper Wire Woven Finned Heat Exchanger to an Aluminium Flat Plate Finned Heat Exchanger***. *Open Journal of Modelling and Simulation*, v. 17, p. 21-41, 2013.

ZHAO, Yongling; HU, Eric; BLAZEWICZ, Antoni. **A comparison of three adsorption equations and sensitivity study of parameter uncertainty effects on adsorption refrigeration thermal performance estimation**. *Heat Mass Transfer*, v. 48, p. 217–226, 2012.