



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia
Campus de Bauru



MODELO MATEMÁTICO PARA ANÁLISE DE PROBLEMAS DE ESTOCAGEM DE LÍQUIDOS QUE APRESENTAM ESTRATIFICAÇÃO TÉRMICA

ROBERT PASQUALE PAULO PENTAGNA

**Dissertação apresentada à
Faculdade de Engenharia da
UNESP - Campus de Bauru, para
obtenção do título de Mestre em
Engenharia Industrial.**

**BAURU – SP
Julho – 2004**



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia
Campus de Bauru



MODELO MATEMÁTICO PARA ANÁLISE DE PROBLEMAS DE ESTOCAGEM DE LÍQUIDOS QUE APRESENTAM ESTRATIFICAÇÃO TÉRMICA

ROBERT PASQUALE PAULO PENTAGNA

Orientador: Prof. Dr. Alcides Padilha

**Dissertação apresentada à
Faculdade de Engenharia da
UNESP - Campus de Bauru, para
obtenção do título de Mestre em
Engenharia Industrial.**

**BAURU – SP
Julho – 2004**

Ficha catalográfica elaborada por
DIVISÃO TÉCNICA DE BIBLIOTECA E DOCUMENTAÇÃO
UNESP - Bauru

Pentagna, Robert Pasquale Paulo

Modelo matemático para análise de problemas de estocagem de líquidos que apresentam estratificação térmica / Robert Pasquale Paulo Pentagna. - - Bauru : [s.n.], 2004.

105 f.

Orientador: Alcides Padilha.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Bauru, 2004.

1. Energia - Armazenamento. 2. Engenharia térmica. 3. Diferenças finitas. I – Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Bauru. II - Título.

*“Como pode a matemática, que é fruto do pensamento humano,
descrever tão bem a realidade?”.*

(Bertrand Russell)

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos aqueles que colaboraram para a realização deste trabalho e, em particular:

Ao Prof. Dr. Alcides Padilha, pelo seu estímulo e colaboração durante a realização deste trabalho e pela amizade sem par.

Ao Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon, pelo seu ilimitado espírito de colaboração.

Aos professores do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia de Bauru, pela atenção e colaboração como um todo.

Aos professores do curso de Pós-graduação, pela clareza de propósitos que contribuíram sobremaneira para a minha formação.

PENTAGNA, R. P. P. **Modelo matemático para análise de problemas de estocagem de líquidos que apresentam estratificação térmica** . 2004. 105 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2004.

RESUMO

Foi desenvolvido um modelo matemático para descrever o processo de estocagem de energia via estratificação térmica de líquido em um tanque. Neste modelo foi considerado um balanço de energia para o sistema de estocagem e proposto um modelo matemático unidimensional e transiente capaz de descrever o histórico dos perfis de temperatura do líquido e da parede do reservatório durante a operação de carregamento dinâmico.

O modelo matemático foi discretizado através da técnica de diferenças finitas e sua solução foi obtida numericamente através de um código computacional desenvolvido em linguagem de programação FORTRAN. Os resultados teóricos foram comparados com resultados experimentais, e estudada também a influência da relação altura/diâmetro e velocidade de carregamento no processo de estocagem de energia.

Palavras-chave: armazenamento de energia, estratificação térmica, diferenças finitas.

PENTAGNA, R. P. P.. 2004. **Modelo matemático para análise de problemas de estocagem de líquidos que apresentam estratificação térmica** 105 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2004.

ABSTRACT

A mathematical model is developed to describe the energy storage process by thermal stratification of a liquid in a storage tank. Considering a balance of energy for the storage system, is proposed a transient and unidimensional mathematical model capable to describe the history of the liquid temperatures profile and the wall of the storage during the charging dynamic operations.

The mathematical model was discretized using a finite differences technic and its solution got numerically through a computational code developed in a FORTRAN programming language. The theoretical results were compared with experimental results, and it was also studied the influence of aspect ratio and the charging velocity in an energy storage process.

Key-words: storage energy, thermal stratification, finite differences.

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS	VI
LISTA DE TABELAS	XII
NOMENCLATURA	XIII
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 – Generalidades	1
1.2 – Energia e Formas de Armazenamento	2
1.3 – Objetivo deste Trabalho	5
CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
2.1 – Tipos de Dispositivos.....	6
2.2 – Princípio de Funcionamento	7
2.3 – O Armazenamento de Energia Térmica em Reservatórios	7
2.4 – Materiais com Mudança de Fase (PCM).....	11
2.4.1 – Classificação	11
2.4.2 –Propriedades Termofísicas dos Materiais	13
2.4.3 – Período de Estabilidade Térmica dos Materiais de Mudança de Fase	15
2.4.4 – Estabilidade do Conjunto PCM - Invólucro (container)	15
2.4.5 – Corrosão dos Materiais	16
2.4.6 – Confinamento dos Materiais (PCMs)	16
2.5 – Aspectos Técnicos de Sistemas de Armazenagem de Energia para Refrigeração	17
2.6 – Histórico das Pesquisas	20
2.7 –Objetivos deste Trabalho.....	44

CAPÍTULO 3 – MODELO MATEMÁTICO	45
3.1 – Hipóteses simplificadoras	45
3.2 – Caso geral.....	46
3.3 – Método de solução	51
CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES	57
4.1 – Validação do modelo matemático.....	58
4.2 – Operação de carregamento dinâmico	64
4.3 – Operação de descarregamento dinâmico.....	72
CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES E EXTENSÕES FUTURAS	80
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	82
APÊNDICE A – Adimensionalização	93
APÊNDICE B – Método implícito de Crank-Nicholson.....	96
APÊNDICE C – Solução do sistema de equações.....	99

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Comparação entre sistema de armazenamento convencional e sistema TES.....	17
Figura 3.1 – Geometria do problema	43
Figura 3.2 – Distribuição dos pontos no reservatório	49
Figura 3.3 – Pontos da rede finita	50
Figura 4.1 – Perfis de temperatura da água por solução numérica e dados experimentais (VOLPE, 2004) na operação de carga.....	59
Figura 4.2 - Perfis de temperatura da água por solução numérica e resultados experimentais e teóricos (LEAL, 2004) na operação de descarga.....	60
Figura 4.3 - Perfis de temperatura da água por solução numérica e resultados experimentais e teóricos (LEAL, 2004) na operação de descarga.....	61
Figura 4.4 - Perfis de temperatura da água por solução numérica e resultados experimentais e teóricos (LEAL, 2004) na operação de carga	62
Figura 4.5 - Perfis de temperatura da água por solução numérica e resultados experimentais e teóricos (LEAL, 2004) na operação de carga	63
Figura 4.6 - Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de carga. $\dot{m} = 1,5kg / s$	64
Figura 4.7 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de carga. $\dot{m} = 2,0kg / s$	65

Figura 4.8 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de carga para várias relações de aspecto. $\dot{m} = 1,5kg / s$	66
Figura 4.9 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de carga para várias relações de aspecto. $\dot{m} = 2,0kg / s$	67
Figura 4.10 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de carga para várias vazões mássicas.	69
Figura 4.11 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de carga para várias vazões mássicas.	70
Figura 4.12 - Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de descarga. $\dot{m} = 1,5kg / s$	72
Figura 4.13 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de descarga. $\dot{m} = 2,0kg / s$	73
Figura 4.14 - Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de carga para várias relações de aspecto. $\dot{m} = 1,5kg / s$	74
Figura 4.15 - Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de descarga para várias relações de aspecto. $\dot{m} = 2,0kg / s$	75
Figura 4.16 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de descarga para várias vazões mássicas.	76
Figura 4.17 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de descarga para várias vazões mássicas.	77
Figura B.1 – Geometria da grade	97

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Comparação entre Materiais Orgânicos e Inorgânicos para Armazenamento de Calor.....	13
Tabela 2.2 Características necessárias dos Materiais de Mudança de Fase (PCM)	14

NOMENCLATURA

A :	Área da seção reta do tanque, $[m^2]$
B :	Relação geométrica entre a altura e o diâmetro do reservatório, adimensional, $B=H/D$
$C_p; C_p'$:	Calor específico do fluido e do isolante à pressão constante, respectivamente, $[J/kgK]$
D, D_e :	Diâmetro interno e externo do reservatório, respectivamente, $[m]$
g :	Aceleração gravitacional, $[m/s^2]$
H :	Altura do reservatório, $[m]$
h, h_∞ :	Coefficiente de transferência de calor entre a parede e o fluido no interior do reservatório e entre a parede e o meio ambiente, respectivamente, $[W/m^2K]$
i :	Índice de localização do ponto no reservatório.
k, k' :	Condutividade térmica do fluido e do isolante, respectivamente, $[W/mK]$
k_{eq} :	Condutividade térmica equivalente, $[W/mK]$
M :	Número do intervalo de tempo discreto considerado
\dot{m} :	Fluxo de massa, $[kg/s]$
Nu :	Número de Nusselt, devido à convecção interna
Nu_{eq} :	Número de Nusselt equivalente
N_p :	Número de pontos do reservatório
Pr :	Número de Prandtl
Re :	Número de Reynolds
Gr :	Número de Grashof
T :	Temperatura dimensional do fluido, $[^\circ C]$
T' :	Temperatura dimensional do isolante, $[^\circ C]$
T_∞ :	Temperatura do meio ambiente, $[^\circ C]$

ΔT_o :	Diferença inicial das temperaturas do fluido no topo e no fundo do reservatório, $[^{\circ}C]$
t :	Tempo dimensional, $[s]$
u :	Velocidade dimensional, $[m/s]$
U :	Velocidade adimensional
x :	Coordenada dimensional, $[m]$
X :	Coordenada adimensional
W :	Relação entre a condutividade térmica do fluido e do isolante, respectivamente, $[W = K / K']$
α, α' :	Difusividade térmica do fluido e da parede, respectivamente, $[m^2/s]$
β :	Coefficiente volumétrico de expansão térmica, $[1/K]$
τ :	Tempo adimensional
θ, θ' :	Temperaturas adimensionais do fluido e do isolante, respectivamente
ν :	Viscosidade cinemática, $[m^2/s]$
μ :	Viscosidade dinâmica, $[kg/ms]$
ρ, ρ' :	Massa específica do fluido e do material isolante, respectivamente, $[kg/m^3]$
o :	Sub-índice relativo às condições iniciais

Capítulo 1

Introdução

1.1 – Generalidades

A utilização de energia sob diferentes formas foi uma constante da civilização atual, em particular da chamada civilização ocidental, a qual se caracterizou pelo seu emprego quase sem maiores preocupações com a sua racionalidade e conservação para seu uso posterior.

Tal realidade estava baseada na premissa que as fontes de energia, principalmente o petróleo, era um elemento abundante e barato, sendo o seu uso disseminado em uma gama de aplicações, contemplando desde os seus subprodutos combustíveis (óleo diesel, gasolina, óleos combustíveis, etc), bem como o uso de outros subprodutos como asfalto e matérias-primas para produção de fertilizantes e embalagens plásticas.

Esta prática foi uma constante até meados dos anos setenta do século passado, quando, em meio a mais um conflito armado no Oriente Médio (Guerra do Yom Kippur) e em particular após o mesmo, fez-se uma nova realidade, ou seja, o uso político por parte dos países produtores de petróleo (OPEP) da sua matéria prima, essencial para a manutenção do “status quo” ocidental como um todo.

Como conseqüência dessa nova realidade, caracterizada por custos cada vez maiores dos preços do petróleo, aliada à escassez de novas formas de energia, em conjunto com a questão de conservação do meio ambiente como um fator condicionante no uso de formas não convencionais de energia, como, por exemplo, nas restrições político-sociais ao emprego da energia nuclear, a pesquisa sobre novas formas de energia, como a eólica, a energia das marés, a geotérmica e de suas novas formas de conservação tornou-se algo premente e de grande valia para a atualidade.

Em particular, as pesquisas envolvendo a conservação de energia contam com um grande respaldo junto à comunidade científica, pois possibilitam, como resultado acessório, a pesquisa e desenvolvimento de novos materiais e tecnologias, carreando resultados em espaços de tempo relativamente curtos para a sua disseminação, mediante a industrialização, para a população, enquanto elemento consumidor de novos produtos e fator preponderante quanto à aceitação destas novas tecnologias, sempre com critérios calcados na conservação do meio ambiente como um todo.

1.2 Energia e Formas de Armazenamento

Em conformidade com o cenário político e econômico acima descrito, as pesquisas no campo do aproveitamento da energia solar tornaram-se objeto de vanguarda, posto que tal forma de energia é fornecida gratuitamente e apresenta algumas restrições em alguns poucos países situados próximos aos extremos do globo terrestre, os quais recebem pouca incidência de luz solar.

A energia solar incidente sobre um corpo, capaz de elevar a temperatura do mesmo, é denominada radiação solar. Esta energia incide sobre o globo terrestre, sendo fator decisivo à manutenção da vida como um todo e também pelas mudanças climáticas e das estações ao longo do ano.

O emprego desta energia através do seu confinamento para uso posterior, mediante a utilização de dispositivos adequados para tal finalidade, é objeto de intensas pesquisas na atualidade, pois a mesma conhece apenas os limites da sazonalidade ou períodos de dias com pouca luz solar. Tais dispositivos

são chamados genericamente de coletores solares, sendo divididos em um primeiro momento em coletores planos, dotados de tanques armazenadores separados fisicamente e coletores-armazenadores, onde o coletor se confunde fisicamente com o armazenador de fluido.

Esses engenhos são utilizados para as mais diversas finalidades, variando desde o seu uso como fonte de calor para a secagem de grãos até no acionamento de outros dispositivos destinados à produção de energia elétrica. Mas a sua grande utilização reside na sua aplicação para o aquecimento de água destinada ao consumo em residências, hospitais e instalações fabris, locais tradicionalmente guarnecidos por instalações convencionais de aquecimento de água mediante o uso de formas tradicionais de energia, como combustíveis fósseis, lenha e do uso pouco racional de energia elétrica para tal finalidade.

Neste âmbito, o armazenamento de energia sempre foi uma necessidade, posto que a sua estocagem é de grande valia para seu uso posterior. Dentre as inúmeras maneiras de armazenamento de energia, podemos citar como as mais utilizadas os processos de acumulação de energia por calor sensível, onde uma massa de fluido é mantida confinada em um tanque em um determinado nível de temperatura. Um segundo processo, conhecido como armazenagem por calor latente, consiste em manter uma massa de fluido também confinada em um tanque a uma temperatura constante, enquanto recebe ou cede energia, sob a forma de calor para o meio. Como corolário das duas maneiras citadas, existe a combinação de ambas, denominado de sistema misto, por empregar calor sensível e latente em um mesmo fluido, visando ao armazenamento de energia, porém ainda pouco difundido na prática.

Tais processos de estocagem de energia adquirem especial significado quando estudados como elemento vital de outros sistemas ou processos de armazenamento de energia.

A correta mensuração da temperatura e da quantidade de calor (energia) armazenada tem sido objeto de estudo para inúmeros pesquisadores, pois a precisão na descrição e estudo do fenômeno é vanguarda para o sucesso no desenvolvimento de novos equipamentos e processos de armazenamento de energia.

O emprego das mais variadas técnicas de projeto, mediante o uso de fluidos de serviço confinados que cedem ou absorvem calor para posterior armazenamento, propiciou a pesquisa sobre o comportamento da porção de fluido quente em contato com o fluido à menor temperatura e a correta identificação da sua fronteira no interior do reservatório. Tal fenômeno, chamado de estratificação térmica, é de vital importância, pois possibilita a correta mensuração da quantidade de energia armazenada, em função da temperatura em que se encontra o fluido armazenador, possibilitando a avaliação da quantidade de energia armazenada para posterior uso, bem como a sua disponibilidade.

De acordo com Gong e Mujundar (1997), o armazenamento de energia sob a forma de energia interna (estratificação), bem como através dos fluidos com mudança de fase (PCM) são objeto de intensa pesquisa, devido às necessidades prementes de economia de energia, do seu uso racional e da sua disponibilidade, características aliadas à pesquisa de novas fontes de energia e do uso de fontes renováveis.

Portanto, o armazenamento de energia térmica se torna de particular interesse devido à sua aplicabilidade em áreas específicas, a saber:

- Otimização do tempo perdido entre a produção (ou armazenamento) e sua disponibilidade para uso em sistemas de acumulação de energia, como equipamentos que tem a energia solar como fonte primária, ou ainda, em sistemas de cogeração de energia;
- Abastecimento perene de energia (disponibilização) para uso vital, como abastecimento de hospitais;
- Sistemas que empregam as características de inércia térmica do armazenamento de energia sob esta forma, visando sua proteção; em outras palavras, emprega as citadas características como um “sorvedouro” de níveis perigosos de energia.

No primeiro caso, as aplicações variam desde o uso em formas renováveis de energia, em particular da energia solar, até mesmo as aplicações em cogeração de energia por meio de equipamentos em períodos de uso ociosos ou, ainda, como instrumentos de acumulação de energia (estocagem térmica) para uso posterior, fora dos chamados “horários de pico”. Sob este aspecto, o emprego de materiais com mudança de fase (PCM), devido às suas características de alta

inércia térmica e de proteção térmica citadas, vem se revelando grande potencial a ser explorado.

1.3 - Objetivo do Trabalho.

O objetivo principal deste trabalho é mensurar a quantidade de energia, sob a forma térmica, que pode ser armazenada em um reservatório, através da correta identificação das camadas de fluido aquecido em diferentes níveis de temperatura, fenômeno físico denominado estratificação térmica. O citado fenômeno possui enorme potencial de aplicação prática, devido às suas propriedades de poder absorver níveis elevados de energia, bem como acumular e disponibilizar energia para uso em momentos adequados. Para tanto, foi desenvolvido um modelo matemático que representa o comportamento térmico de um fluido (água) no interior de um reservatório, em camadas estratificadas em seus respectivos níveis de temperatura. O referido reservatório será analisado quanto à operação de carregamento e descarregamento, na qual o mesmo receberá fluido quente em sua porção superior, sendo realizada a descarga de fluido na sua porção inferior (base).

Outro atributo deste trabalho, advindo do estudo da estratificação térmica, é a identificação das fronteiras das camadas de fluido em diferentes níveis de temperatura no interior do reservatório, disponibilizando o seu emprego para o fornecimento de trabalho em um dispositivo. Em outras palavras: o fluido aquecido mantido em níveis distintos de temperatura em um reservatório é viável tanto como fonte de acionamento de uma máquina ou como usual comodidade cotidiana, como no uso de água aquecida para fins domésticos.

Para tanto serão levados em conta os efeitos das correntes convectivas originadas das diferenças de densidade advindas do gradiente de temperatura no seio do fluido, a qual é fonte primária no processo de degradação da temperatura no interior do reservatório.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 – Tipos de Dispositivos

De acordo com Dincer e Rosen (2001), existem três classes de substâncias armazenadoras de calor empregadas em dispositivos armazenadores de calor: por calor sensível, utilizando água ou rochas porosas como meio de armazenamento; por calor latente, utilizando água, gelo ou sais hidratados e termoquímicos, que usam substâncias inorgânicas. A seleção adequada de qual material a ser utilizado depende principalmente do período necessário de estocagem de energia (diário, semanal, mensal ou sazonal), da sua viabilidade econômica, condições de operação, etc. A escolha adequada de qual classe de TES a ser empregada é fundamental para a minimização das perdas de energia pela via térmica, melhorando ainda o aproveitamento da energia térmica armazenada com uma pequena degradação na sua temperatura. Sob este aspecto, é oportuno ressaltar a atualidade do conceito de exergia, ligado à Segunda Lei da Termodinâmica como parâmetro de avaliação do sistema em estudo. Atualmente o uso de TES se apresenta

como a melhor solução para se otimizar os tempos de picos de demanda e de provimento de energia, com potencial de contribuir significativamente para o preenchimento dos quesitos de maior eficiência, proteção ambiental e uso racional das fontes de energia.

2.2. – Princípio de Funcionamento

O chamado processo de armazenagem de energia térmica (TES), de acordo com Dincer e Rosen (2001), emprega uma massa de fluido chamada “massa de armazenamento” que tem a particularidade de reter (armazenar) energia sob a forma de calor ou frio.

Em ambientes quentes, a principal utilização dos equipamentos TES é armazenar energia sob a forma térmica, fora dos horários de pico, para uso em períodos nos quais se faz necessário. Um bom exemplo é o uso de equipamentos de condicionamento de ar em edifícios, que podem consumir energia fora dos “horários de pico”, coincidindo com períodos nos quais não existe ocupação, beneficiando-se de tarifas reduzidas de eletricidade.

Para explicitar melhor o emprego desta tecnologia, deve-se lembrar que nos sistemas convencionais de arrefecimento (refrigeração) existem dois principais componentes: o chamado reservatório frio (chiller), que contém água ou outro fluido à baixas temperaturas, e o sistema de distribuição, no qual o fluido à baixa temperatura circula do reservatório para o local onde se faz necessário o ar refrigerado.

Nos sistemas convencionais, o reservatório frio (chiller) é acionado quando se necessita de ar refrigerado. Em sistemas que empregam a tecnologia de armazenagem de energia (TES), o reservatório frio (chiller) pode suprir as mesmas necessidades, com a vantagem adicional quanto ao seu provimento de energia, pois o armazenamento para posterior uso é realizado fora dos “horários de pico”, geralmente durante a noite.

2.3 – O Armazenamento de Energia Térmica em Reservatórios

Em termos gerais, pode-se dividir os sistemas que visam o armazenamento de energia, sob a forma de calor, como sendo caracterizados pelo uso de uma fonte de energia externa ou interna em relação ao tanque armazenador. Como exemplo do primeiro arranjo, a água fria contida na região do fundo de um tanque armazenador é bombeada sobre uma superfície quente externa ao mesmo, absorvendo calor desta e sendo descarregada na região superior do tanque armazenador. No segundo caso, o calor é armazenado diretamente no interior do tanque, através de um elemento (fluido) confinado em um recipiente que libera (ou absorve) calor para o (ou do) fluido circundante, expondo o mesmo a uma variação de temperatura, ocasionando uma diferença em sua densidade a qual ocasionará um movimento de partículas fluidas (perturbação) ao longo da altura do reservatório. Tal fenômeno físico é chamado de estratificação térmica, sendo o seu estudo de suma importância quando se trabalha com armazenamento de energia.

Outra maneira de se avaliar a transferência e disponibilidade de energia armazenada é a sua análise com relação à irreversibilidade, mediante a aplicação da Segunda Lei da Termodinâmica, sendo este parâmetro de avaliação chamado de exergia, sendo tal instrumento de grande valia para descrever o comportamento da energia armazenada em um tanque armazenador, visando otimizar os projetos e melhorar a sua eficiência. Deve-se frisar que o uso do conceito de exergia é importante porque leva em conta a perda de disponibilidade de energia, bem como da temperatura do fluido nas operações de armazenamento mostrando de maneira simples e em conjunto o aspecto termodinâmico e econômico do mesmo.

Para se mensurar a eficiência térmica de um sistema de armazenamento de energia (Thermal Energy Storage) (TES), geralmente se utiliza a razão entre a quantidade de energia fornecida e a quantidade de energia disponível, ambas sob a forma de calor.

Entretanto, esta maneira se revela inadequada, pois não contempla (leva em conta) todas as considerações necessárias ao bom entendimento do fenômeno físico chamado, em um primeiro momento, de perda de energia para o meio ambiente. Como exemplo destas considerações, pode-se citar a duração (tempo) de armazenagem térmica (TES) estudado, em conjunto com as temperaturas envolvidas à entrada e saída do tanque de armazenagem.

A utilização da exergia como ferramenta se revela de suma importância, pois a mesma é uma técnica baseada na Segunda Lei da Termodinâmica, que proporciona uma alternativa clara para se compreender os sistemas de armazenamento de energia (TES) de uma forma completa e racional.

Em particular, a exergia proporciona a correta avaliação de quão próximo do ideal está a eficiência térmica e identifica de forma mais eficaz, as causas e onde se localizam as perdas de energia em um sistema de armazenamento de energia (TES). Como vantagem adicional, a exergia possibilita o melhor desenvolvimento e otimização de projetos (TES), pelo desenvolvimento em si mesmo, e pela vantagem adicional de ao minimizar as perdas de energia para o meio ambiente, contribuir para a preservação do mesmo.

Podemos citar quatro fatores principais que contribuem para a perda da estratificação térmica em reservatórios, resultando na prática em perda de energia armazenada para o meio ambiente, a saber:

- Perdas de calor para o meio ambiente;
- Perdas de calor por condução (troca de calor) entre as porções de fluido quente com as porções à menor temperatura;
- Perdas de calor por condução (troca de calor) entre a parede do reservatório e o meio ambiente;
- Perdas de calor durante os processos de carga e descarga entre o fluido com maior temperatura e o fluido com menor temperatura.

Dentre estes fatores, o último é de suma importância no estudo das causas de perdas de energia nos equipamentos (TES) que empregam a estratificação

térmica, aumentando significativamente as mesmas em longos períodos de armazenagem, pois a sua otimização está diretamente relacionada com o aumento da eficiência térmica dos citados equipamentos.

O uso do conceito de exergia, enquanto ferramenta de análise da eficiência térmica de um TES reside em avaliarem-se simultaneamente as perdas de energia devidas às trocas de calor entre o tanque armazenador e o meio, bem como as devidas à mistura das diferentes camadas de fluido a temperaturas distintas. Este método é indicado para o estudo de armazenagem de fluidos (TES), pois levam em conta as variações ínfimas de temperatura devidas à agitação (mistura) do fluido no interior do tanque armazenador.

O emprego desta tecnologia permite direcionar o aperfeiçoamento das pesquisas e desenvolvimento de novos projetos, pois a exergia permite uma maior compreensão das perdas de energia, bem como a que são devidas, representando a realidade entre o potencial existente na entrada de fluido a maior temperatura e o fluido a menor temperatura no interior do reservatório. Outra vantagem é a mensuração de quão próximo do ciclo ideal está operando o equipamento térmico, sendo de particular interesse na melhoria de partes do mesmo (dispositivos auxiliares), pelo correto direcionamento das pesquisas uma vez que é conhecido o potencial teórico de otimização do mesmo

Uma interessante vertente no campo das pesquisas sobre armazenamento de energia é a combinação entre as fontes convencionais disponíveis, sob o aspecto da sua adequação, aos melhores períodos de utilização ou seja, fora dos chamados “horários de pico”, onde as tarifas, particularmente as referentes à energia elétrica, são menores. Tais pesquisas contemplam a perfeita sincronização entre o consumo de energia fora do “horário de pico”, armazenando esta energia (quantum) para uso posterior em horários nos quais se faça necessário.

Para se atingir tal fim, usa-se o armazenamento de energia sob a forma térmica (TES) (Thermal Energy Storage), ramo de pesquisa considerado de grande atualidade, devido à sua versatilidade e facilidade de aplicação aos mais

diversos projetos de engenharia, satisfazendo as necessidades de aquecimento e resfriamento, inclusive os processos empregados em ar condicionado.

Segundo Dincer et al (1997), esta tecnologia (TES) já está sendo empregada em larga escala em plantas industriais ou em prédios comerciais existentes, no âmbito de um melhor aproveitamento dos recursos energéticos disponíveis ou como elemento vital no projeto de novas construções. Para tanto, as vantagens dos chamados processos TES superam largamente as desvantagens, a saber:

- Redução no custo da energia.
- Redução no consumo de energia.
- Melhora na qualidade do ar no interior dos prédios.
- Maior flexibilidade nos horários de operação.
- Redução dos custos de implantação e manutenção dos equipamentos.

Em conjunto com estas vantagens, podemos citar outros benefícios:

- Redução do tamanho dos equipamentos.
- Aumento da eficiência e da eficácia na utilização dos equipamentos.
- Melhor aproveitamento das fontes naturais de hidrocarbonetos (petróleo), pelo uso racional ou pela sua substituição.
- Redução na emissão de poluentes e gases que provocam o chamado “efeito estufa” (CO₂ e CFCs).

-

2.4 – Materiais com Mudança de Fase (PCM)

2.4.1 – Classificação

De maneira geral, os materiais com mudança de fase podem ser divididos em:

a) Materiais Disponíveis e não Disponíveis no Mercado

São as misturas eutéticas, orgânicas, inorgânicas e ácidos graxos, que foram estudadas por diferentes pesquisadores e possuem suas características físico-químicas (ponto de fusão, calor específico, condutividade térmica e densidade) conhecidas.

b) Materiais Orgânicos e não Orgânicos

São os materiais mais utilizados nesse campo de aplicação, mas possuem características que os tornam de particular aplicação para cada uso. Suas limitações residem principalmente no aspecto da corrosibilidade, fator importante de projeto, por estar ligado intimamente à vida útil do equipamento. Como exemplo, podem-se citar os sais hidratados, com múltiplas aplicações no campo da energia solar.

Dentre os chamados orgânicos, os mais utilizados são os alcanos e compostos chamados parafínicos. Ainda neste tipo de material, existem as misturas chamadas materiais com mudança de fase com moléculas metálicas (Phase Change Materials made up of Molecular Alloy – MCPAM), constituídos por bases de alcano com moléculas metálicas que possuem a particularidade de se ajustarem às variações térmicas do meio, possibilitando a mudança de fase em maiores faixas de temperatura, o que resulta em maior eficiência do material utilizado.

A Tabela 2.1 compara algumas das características dos Materiais de Mudança de Fase (PCM):

Tabela 2.1 - Comparação entre Materiais Orgânicos e Inorgânicos para Armazenamento de Calor, segundo Zalba et al (2003).

<i>Materiais Orgânicos</i>	<i>Materiais Inorgânicos</i>
<p><i>Vantagens:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Não Corrosivos ▪ Baixo Ponto de Congelamento ou não Congelam ▪ Estabilidade Térmica e Química 	<p><i>Vantagens:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Alto Valor de Entalpia na Mudança de Fase
<p><i>Desvantagens:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Baixo Valor de Entalpia na Mudança de Fase ▪ Baixo valor de Condutividade Térmica. ▪ Inflamabilidade 	<p><i>Desvantagens:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Risco de Congelamento ▪ Corrosibilidade ▪ Separação de Fases ▪ Fases Segregadas, Falta de Estabilidade Térmica

2.4.2 – Propriedades Termofísicas dos Materiais

A Tabela 2.2 compara as principais características necessárias dos Materiais de Mudança de Fase (PCM):

Tabela 2.2: Características necessárias dos Materiais de Mudança de Fase (PCM), segundo Zalba et al (2003).

<i>Propriedades Térmicas</i>	<i>Propriedades Físicas</i>	<i>Propriedades Químicas</i>	<i>Custo</i>
▪ Temperatura de Mudança de Fase Adequada à Aplicação	▪ Baixa variação de Densidade	▪ Estabilidade	▪ Abundante e de Baixo custo
▪ Grande Alteração de Entalpia na Temperatura de Trabalho	▪ Alta Densidade Baixo Ponto de Congelamento	▪ Sem Separação de Fases ▪ Sem Reações Químicas com o Reservatório	
▪ Alta Condutibilidade Térmica nas Fases Sólida e Líquida		▪ Não Tóxico, não Inflamável e não poluente	

As técnicas utilizadas na determinação das características físico-químicas dos PCMs são através do uso do calorímetro convencional, do calorímetro de leitura diferencial (differential scanning calorimeter) (DSC) e da análise diferencial térmica (differential thermal analysis) (DTA), sendo que o DSC é mais largamente utilizado na determinação das características dos hidrocarbonetos e óleos (graxas) naturais, bem como dos derivados de petróleo e compostos parafínicos.

Estes métodos acima citados sofrem as seguintes limitações quanto ao seu emprego:

- A análise de pequenas quantidades (amostra) não garante uma boa determinação das características do material, posto que o comportamento de muitos materiais (PCMs) dependem da sua quantidade;
- A instrumentação para a análise é complexa e de alto custo;
- A ocorrência de mudança de fase não pode observada visualmente.

-

2.4.3 – Período de Estabilidade Térmica dos Materiais de Mudança de Fase

A insatisfatória estabilidade dos materiais usados para armazenagem térmica de energia e dos invólucros que revestem os compostos com risco de reações químicas indesejáveis são fatores que limitam sobremaneira seu uso na armazenagem (de energia) via calor latente. Esta falta de estabilidade é devido a dois fatores: pequena estabilidade das propriedades químicas devido a alterações sofridas durante o ciclo térmico realizado, bem como reações químicas (corrosão) entre o PCM e o invólucro (container) que o contém.

2.4.4 – Estabilidade do Conjunto PCM - Invólucro (container)

Um aspecto eficiente no emprego deste artifício, ou seja, o “encapsulamento” de PCM é sua maior vida útil em conjunto com um número de ciclos dinâmicos de carga e descarga maior, sem perda das suas propriedades. Hadjieva et al (1992) empregaram uma mistura de três compostos parafínicos e verificaram a ausência de efeitos nocivos nas propriedades da mistura. Outros autores como Gibbs e Hasnaim (1995), também verificaram, após inúmeros ciclos térmicos, a inexistência de influências (perdas de características térmicas) ou devidas ao contato entre o PCM com superfícies metálicas, pois os compostos parafínicos mantiveram excelente estabilidade térmica.

2.4.5 - Corrosão dos Materiais

A grande maioria dos testes com relação à corrosão foram realizados com os compostos denominados sais hidratados. Tais compostos foram utilizados pela sua grande aplicação na indústria química. Porisini (1988) realizou experimentos sobre corrosão em quatro compostos de sais hidratados disponíveis comercialmente e usados como PCMs. Cabeza et al (2001) estudaram a resistência à corrosão com cinco metais comumente utilizados (alumínio, latão, cobre, aço e aço inoxidável) em contato com sais hidratados fundidos (zinc nitrate hexahydrate, sodium hydrogen phosphate dodecahydrate, calcium chloride hexahydrate, carbonato de sódio, carboneto hidrogenado de potássio, cloreto de potássio, água, acetato tri-hidratado de sódio e tiosulfeto pentahidratado de sódio) em um banho de imersão.

Outros trabalhos sobre corrosão empregando sais fundidos submetidos a altas temperaturas foi objeto de pesquisa realizada por Heine e Heess (1980), que estudaram o desenvolvimento da corrosão em uma mistura de seis sais fundidos entre 235 e 857°C em combinação com quatro metais comumente empregados nesta faixa de temperaturas.

2.4.6 – Confinamento dos Materiais (PCMs)

O confinamento dos PCMs tem sido objeto de estudo para muitos pesquisadores. As vantagens e desvantagens das diferentes geometrias do invólucro (cápsula) contendo o material (PCMs) com diferentes tipos de materiais e sua compatibilidade foi pesquisada por Lane (1986). O processo de congelamento e fusão empregando água confinada em cápsulas esféricas foi estudado por Eames e Norton (1998), que propuseram equações semi-empíricas que permitem calcular a massa de gelo contida em uma esfera em qualquer intervalo de tempo durante os processos de congelamento e fusão. Bedecarrats e Dumas (1996 e 1997) e Alloncle (1983)

estudaram o processo de cristalização de substâncias orgânicas eutéticas empregando cápsulas esféricas.

Morikama et al (1985) estudaram o emprego de PCMs não saturados (50-80%) confinados em cápsulas moldadas em poliéster (45-10%) e água (5-10%). A polimerização de PCMs foi também estudada para outras aplicações, como materiais destinados a receber insolação para uso roupas especiais, como as destinadas à proteção de trabalhadores em temperaturas críticas e cobertores. Ainda nestas aplicações, Inaba (1997) em conjunto com Lee e Choi (1998) propuseram a utilização de PCMs incorporados aos materiais construtivos comuns, formando uma amálgama (sem encapsulação) com o emprego de uma mistura de 74% de parafina e 26% de polietileno de alta densidade (HDPE). A estabilidade quanto à ação de agentes externos é obtida com o uso do HDPE, que retém (confina) a parafina quando a mesma se encontra na fase líquida.

Em termos comerciais, o emprego de PCMs encapsulados (confinados) no controle de variações térmicas é limitado devido ao seu alto custo. Uma exceção se faz quanto ao seu emprego na indústria aeroespacial, onde o custo não assume tanta relevância.

2.5 – Aspectos Técnicos de Sistemas de Armazenagem de Energia para Refrigeração

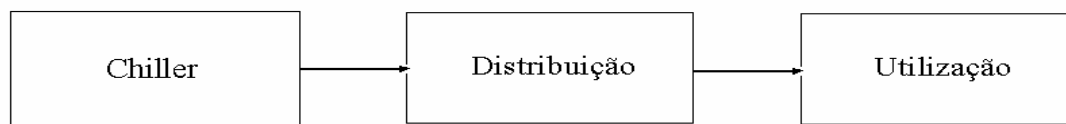
Em equipamentos para refrigeração, de acordo com Dincer e Rosen (2001), em particular equipamentos de condicionamento de ar, o “frio” é armazenado mediante o emprego de uma massa de armazenamento. Na Figura 2.1, o sistema de armazenagem de energia pode ser adicionado a um sistema pré-existente de condicionamento de ar ou de refrigeração de um edifício ou indústria. Em muitos sistemas de refrigeração convencionais, vemos dois importantes componentes:

- O chamado “chiller”, que refrigera um fluido como água;

- O sistema de distribuição, que transporta o fluido frio do “chiller” para onde se necessita de ar refrigerado.

Nos sistemas convencionais, o reservatório frio (chiller) trabalha de forma contínua em períodos nos quais existe demanda de ar refrigerado. Em contrapartida, sistemas que empregam a tecnologia dos TES, o chamado “chiller” trabalha em períodos diferentes dos anteriores.

(a) Sistema convencional



(b) Sistema TES

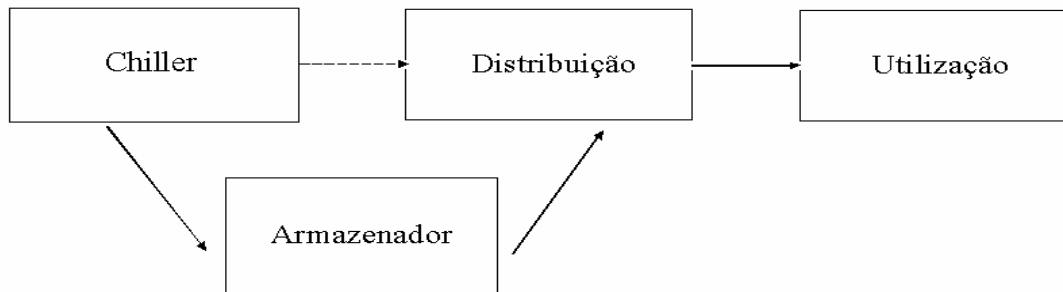


Figura 2.1 – Comparação entre sistema de armazenamento convencional e sistema TES. Fonte: Dincer e Rosen (2001)

Esta tecnologia tem se desenvolvido de forma acelerada nas últimas décadas, especialmente com a finalidade de se otimizar equipamentos de refrigeração de ar. Entretanto, o período calculado de retorno do investimento (payback) comumente não se configura como um atrativo para o emprego desta tecnologia em detrimento de outras. Algumas recomendações para a otimização do retorno do investimento de sistemas que empregam TES:

1. Para novas configurações, o armazenamento de energia deve ser cuidadosamente planejado e integrado dentro de todo recinto (edifício), sendo seus componentes auxiliares dimensionados em função da economia de energia

proporcionada pelo emprego da tecnologia (TES). Portanto, deve-se ter especial atenção aos componentes:

- Correto dimensionamento das tubulações e bombas;
- Correto dimensionamento dos dutos e ventiladores para distribuição do ar refrigerado.

2. No caso de instalações existentes a serem modificadas, as potenciais vantagens da implementação do processo de armazenagem térmica (TES) incluem:

- Modificações nos reservatórios existentes (Chillers) para a produção de gelo em oposição à compra de um novo equipamento;
- Utilização de um reservatório sobressalente (auxiliar) com capacidade de armazenar uma porção auxiliar de massa fria;
- Usar a energia armazenada no reservatório (Chiller) para aumentar a capacidade de refrigeração do ar em situações onde toda a potência do reservatório e dos sistemas elétricos estão plenamente utilizadas.

Em resumo, as principais vantagens do uso de equipamentos de estocagem de energia térmica (TES) são:

- Otimização do consumo de eletricidade: mediante o uso de TES para equipamentos de ar condicionado, ocorre uma diminuição no custo da energia elétrica consumida, pois os reservatórios (chillers) podem trabalhar durante a noite, fora dos “horários de pico”;
- Diminuição nas cargas contratadas: inúmeras empresas e serviços pagam sobre um montante de energia contratada, avaliada por um consumo médio ou estimado. A utilização de TES reduz os picos de consumo, pela substituição de horários acima citados;
- Otimização dos sistemas de ar condicionado e de manutenção de compressores: com a utilização de TES, a capacidade dos compressores pode ser diminuída, bem como a água que circula a partir de uma assim chamada central de água gelada tem maior

capacidade de arrefecimento, ao contrário dos equipamentos convencionais, com bombas e ventiladores menores, proporcionando um projeto visual mais harmônico.

2.6 – Histórico das Pesquisas

Conforme foi explicitado ao longo deste trabalho, a estocagem de energia via estratificação térmica em reservatórios revelou-se de suma importância, quer pela sua facilidade de implementação, quer por seus custos financeiros aceitáveis, ou ainda por seus bons resultados práticos.

No entanto, necessidades no âmbito econômico e ambiental implicam no contínuo aperfeiçoamento de tais sistemas, mediante o uso de novos materiais, técnicas construtivas e de avaliação acerca de resultados a serem alcançados. Todos estes quesitos estão intimamente relacionados com a eficiência do reservatório ou tanque armazenador, peça fundamental para o emprego de tal tecnologia.

O armazenamento de energia, por meio da estocagem térmica de fluidos consiste em transformar a mesma, sob a forma de calor sensível cedido a um fluido, e armazená-lo em tanques especialmente projetados para tal finalidade. Tais sistemas são geralmente empregados em situações onde existe uma oferta limitada de energia sob uma forma, havendo em contrapartida uma oferta de energia disponível sob formas não convencionais (por exemplo: energia elétrica e aparas de madeira), mas passíveis de serem transformadas em formas adequadas para uso e armazenamento.

Os fatores construtivos de um tanque armazenador incluem o seu tamanho, suas razões geométricas (aspect ratio), forma geométrica do difusor de entrada de fluido quente, o tamanho e forma do anteparo (chicana) para direcionar o fluxo de fluido no interior do tanque armazenador. Quanto aos parâmetros de operação, temos as condições de entrada do fluido, como sua temperatura, velocidade,

diferença de temperatura no interior do tanque e tempos de carga e descarga do mesmo.

Existem inúmeros trabalhos teóricos e de pesquisa sobre o armazenamento de calor sensível que tem contribuído para melhorar o rendimento de tal processo. Em consequência deste fato, o entendimento e interpretação sobre como se relacionam as características citadas no parágrafo anterior têm evoluído muito, otimizando a construção e operação de tanques com estratificação térmica sob várias condições de operação, eliminando a construção de protótipos e outros gastos.

Tem-se como fato de pleno domínio que a estratificação térmica pode melhorar sensivelmente o rendimento dos tanques de confinamento de fluido quente. Ao longo dos últimos anos, em particular nas duas últimas décadas, inúmeros estudos tem sido realizados com o objetivo de preservar a estratificação térmica no interior de tanques armazenadores. Dentre estes estudos, a utilização de tubos de admissão de fluido quente com múltiplos furos dispostos de maneira circular e longitudinalmente no mesmo tem sido pesquisada. Tal procedimento construtivo é utilizado visando a quase eliminação da rotação (momentum) das partículas de fluido à admissão e diminuição da mistura das porções de fluido com diferentes gradientes de temperatura, favorecendo a manutenção da estratificação térmica ao longo do fluido armazenado, uma vez que as forças decorrentes da diferença de densidade entre as partículas fluidas são minimizadas.

Este dispositivo, quando utilizado em conjunto com uma vazão de fluido e de temperaturas adequadas, se revela de grande valia na manutenção da estratificação térmica, com um baixo custo de implementação.

Como pontos desfavoráveis ao emprego desta tecnologia, pode-se frisar a falta de informações acerca da construção e disposição dos furos ao longo do tubo de admissão de fluido quente, em conjunto com o fato de a condutividade térmica do tubo provido de inúmeros furos poder causar no fluido armazenado no reservatório um indesejável (e condenável) “curto circuito” térmico, resultando em

perdas significativas para a estratificação térmica do mesmo, com inevitáveis perdas de energia acumulada.

No campo teórico, algumas aproximações numéricas nas equações de Navier-Stokes são capazes de simular satisfatoriamente o fluxo e a distribuição da temperatura no interior do tanque armazenador, contribuindo para o entendimento do comportamento físico da mistura entre as diferentes camadas de fluido, decorrentes da ação das forças de empuxo originárias da diferença de temperatura e de densidade entre as referidas camadas. Sagara (1988) realizou experimentos que comprovaram a eficácia de tal método para descrever o processo de mistura de fluidos em diferentes temperaturas. Nakahara et al (1988) realizaram estudo semelhante, com aproximações numéricas e valores limite do número de Reynolds e de fluxo de calor, para analisar o processo de mistura de fluidos em diferentes temperaturas em um tanque com estratificação térmica. Ghajar e Zurigat (1991) investigaram a concordância entre os valores numéricos teóricos e práticos do efeito da geometria (forma) de entrada na estratificação térmica em tanques. Al-Najem et al (1993) desenvolveram uma solução geral para equações em duas variáveis para o estudo de vórtices causados pela variação da temperatura na entrada do reservatório. Al-Najem (1993) estudou o decaimento das termoclinas no interior de tanques armazenadores, concluindo que a perda de calor para o meio ambiente foi o fator de maior relevância para a degradação da estratificação térmica. Wildin (1981) implementou um método computacional que leva em conta os fatores geométricos construtivos de difusores.

Kleinbach et al (1993) realizaram um modelo para a distribuição da temperatura ao longo de tanques armazenadores usando duas aproximações matemáticas. Posteriormente, Krane e Krane (1998) desenvolveram um modelo analítico e realizaram posteriores melhoramentos no mesmo.

Apesar destes esforços contínuos, os parâmetros construtivos (formas) e de operação dos tanques com estratificação térmica não tem sido estudados em profundidade, pois os maiores avanços estão sendo obtidos de forma empírica, pela via da tentativa e erro, onde prevalece por vezes a intuição do projetista.

A premissa básica para se diminuir as perdas de energia consiste na minimização das mesmas, decorrentes do efeito da mistura de fluido quente com fluido frio. Para se atingir tal objetivo, o emprego do artifício da estratificação térmica é importante, posto que a estratificação é um fenômeno físico que ocorre naturalmente, uma vez que o mesmo é resultado da ação das forças ditas de empuxo, originadas das diferenças de temperatura entre as camadas de fluido. Entretanto, existem inúmeros outros parâmetros construtivos de um tanque armazenador, aliados às condições de carregamento e operação, que devem ser levados em conta para se obter um alto rendimento no emprego da estratificação térmica como elemento colaborador em um horizonte de conservação de energia.

A modelagem matemática de um fenômeno físico é geralmente um trabalho árduo e por vezes insatisfatório, posto que os fenômenos físicos são compostos por inúmeras variáveis de caráter dinâmico, ou seja, as mesmas sofrem alterações de maneira contínua ao longo da sua observação, sendo que a correlação entre elas torna quase impossível o trabalho de verificação da sua relevância para com o fenômeno físico estudado.

Nas três últimas décadas do século passado, a estratificação térmica em reservatórios foi objeto de pesquisa teórica e experimental por parte de vários autores. Tais autores utilizaram inúmeras técnicas e artifícios construtivos e de avaliação de resultados, resultando em visíveis progressos nos aspectos construtivos e de eficiência dos sistemas de armazenamento térmico.

Nos tanques armazenadores de fluido quente (água) para uso doméstico, segundo Hobson e Norton (1988), um dos principais fatores para a manutenção (ou degradação) do fluido aquecido é a sua velocidade, pois a mesma é responsável pela manutenção do fluxo sob regime laminar de escoamento. A estratificação térmica no interior do tanque armazenador é responsável pela eficiência do equipamento e a termoclina no interior do tanque armazenador se degrada devido aos seguintes fatores:

- Correntes Convectivas: devido às diferenças de temperaturas entre os fluidos de entrada e do interior do tanque armazenador, surgem diferenças de densidade entre os mesmos, as quais produzem movimento de partículas (fluxo), com dispersão de energia (calor) ao longo do reservatório;
- Perdas de calor devido à convecção natural existente entre o tanque armazenador e o meio ambiente;
- Perdas de calor ao longo da parede do tanque armazenador, devido ao fluxo convectivo natural entre as porções de fluido a maior e menor temperatura;
- Difusão de calor devido ao gradiente de temperatura.

A minimização ou supressão destes mecanismos contribui significativamente para a manutenção da estratificação térmica por períodos de tempo maiores, melhorando a eficiência do equipamento como um todo.

Os efeitos da condução de calor ao longo das paredes do tanque armazenador e a perda de calor do tanque para o meio ambiente, em conjunto com a difusão do gradiente de temperatura para o meio ambiente tem sido investigada experimentalmente e com o emprego de modelos matemáticos bidimensionais. A degradação da termoclina está relacionada com a espessura da parede do tanque armazenador, bem como com a condutividade térmica do material empregado na sua construção. Valores de condutividade térmica próximos ou menores ao valor da água conduzem a degradações da termoclina originados pelos efeitos da difusividade térmica. O aumento da condutividade térmica da parede do tanque ocasiona correntes convectivas no seu interior, resultando em um decréscimo no tempo de uniformização da temperatura ao longo do tanque armazenador.

A aplicação de material isolante, na parte interior ou exterior das paredes do tanque armazenador, foi pesquisada, com resultados práticos favoráveis à primeira opção (interior), pela redução dos efeitos de condução de calor pelas paredes, bem como na diminuição das perdas de calor para o meio ambiente.

Outra condição essencial para a manutenção da estratificação térmica é manter o fluido armazenado, assim como o fluido que está sendo admitido

no reservatório em baixas velocidades, pois tal condição é fundamental para ter-se fluxo laminar, com o mínimo de turbulências à entrada e saída de fluido. Para tanto, uma imensa variedade de artifícios construtivos tem sido pesquisada, contemplando desde chicanas com diferentes formas a tubos de admissão de fluido convenientemente perfurados.

Cabelli (1977) estudou a variação da temperatura e dos campos de função corrente em um reservatório térmico estratificado a partir do uso de energia solar. Para tanto, o autor utilizou a modelagem matemática das equações de Navier-Stokes, com sua solução obtida numericamente mediante a utilização do método das diferenças finitas, com boa concordância entre os resultados teóricos e práticos.

Padilha (1982) estudou a estratificação térmica em um reservatório, propondo um modelo semi-empírico unidimensional e transiente para descrever o histórico percorrido pelos diferentes perfis de temperatura no interior do mesmo, em particular ao longo das paredes verticais, durante as operações de carga, descarga e resfriamento natural. Tal modelo matemático foi solucionado numericamente e verificou-se a concordância com os dados disponíveis na literatura. O citado autor ainda asseverou a relação existente entre a altura e o diâmetro do reservatório, na manutenção da estratificação térmica.

Carroci (1987) desenvolveu um estudo visando representar analiticamente, por um modelo matemático, o comportamento térmico de um reservatório contendo líquido (água) estratificado. Tal modelo levou em consideração as correntes convectivas, responsáveis pela degradação da estratificação térmica, durante as operações de carga e descarga do reservatório. A resolução dos modelos foi obtida mediante o uso do método das diferenças finitas, com a determinação dos perfis de temperatura e seu decaimento ao longo do tempo de armazenagem térmica. Os resultados teóricos foram confrontados com os experimentais, revelando grande concordância entre ambos.

Carroci (1992) realizou um trabalho teórico-experimental visando determinar a influência da condução de calor pela parede de um tanque armazenador

contendo líquido (água) estratificado. Para tal finalidade, o autor utilizou um modelo bidimensional simulando os efeitos condutivos de calor no fluido e na parede, sendo o mesmo resolvido pelo método das diferenças finitas. Os resultados obtidos indicaram uma concordância entre o modelo teórico e os resultados práticos para pequenos intervalos de tempo. Em períodos maiores, os efeitos oriundos da condutividade térmica do material constituinte da parede do reservatório se fazem notar, em particular pelo chamado “curto-circuito” térmico, o qual se torna fator decisivo para a degradação da estratificação térmica no interior do reservatório.

A estratificação térmica tem sido largamente empregada em aquecedores domésticos que utilizam a luz solar (calor) como fonte de energia para obtenção de água quente (Solar Domestic Hot Water- SDHW) . Em muitos casos, a porção de água quente no interior do reservatório permanece separada da porção à menor temperatura pela ação das forças ditas de empuxo, que se revelam de maior importância do que, por exemplo, barreiras físicas. O estudo da estratificação térmica é de particular relevância pelas vantagens econômicas em comparação com dispositivos físicos (barreiras), possuindo ainda a particularidade de disponibilizar fluido a uma temperatura praticamente constante.

A manutenção da estratificação térmica no interior do reservatório é de grande importância para a eficácia do equipamento, bem como para o suprimento de água quente. Para entender-se melhor a importância da manutenção da estratificação térmica, faz-se necessário lembrar que a eficiência de um coletor solar plano se traduz pela sua capacidade de converter (disponibilizar) para o fluido (água) uma parcela efetiva da energia solar existente. Na entrada do citado coletor têm-se temperaturas menores que à sua saída, sendo de particular interesse, sempre que possível, locar a entrada de fluido de maneira a receber fluido com maior temperatura possível. Para tal fim, utiliza-se a água proveniente do fundo do reservatório (“boiler”), que geralmente possui um maior gradiente térmico, quando comparado com a temperatura do meio ambiente.

A degradação da estratificação térmica no interior do reservatório é causada por inúmeros mecanismos de transferência de calor. Podem-se citar como mais importantes a convecção forçada ao longo do reservatório (“boiler”), a troca de calor (perda) para o meio ambiente, as trocas térmicas provenientes das diferenças de temperatura na entrada e na saída do reservatório, a convecção natural entre as paredes do reservatório e o meio ambiente e a difusão do calor no interior do mesmo, decorrentes do gradiente térmico ao longo do eixo vertical do reservatório.

Muitos estudos teóricos e práticos sob diferentes condições de operação e de arranjos físicos em tanques que empregam a estratificação térmica foram realizados. Nas mudanças físicas (arranjos) pode-se citar a alteração na locação das entradas e saídas de fluido, a forma do difusor de entrada, as velocidades e temperatura de entrada, etc. Dentre os fatores (parâmetros) que influenciam com maior relevância a perda da estratificação térmica, ressaltam-se as perdas térmicas por condução de calor ao longo das paredes do reservatório, bem como as perdas (ou trocas) de calor entre o reservatório e o meio ambiente.

As citadas perdas foram objeto de trabalho de Shyu et al (1989), ao realizarem estudos sobre estratificação térmica em um reservatório cilíndrico vertical, com comparações entre os resultados experimentais e o perfil teórico das temperaturas no interior do mesmo. Comparando os valores dos citados resultados, ficou comprovado que a difusão térmica ao longo do fluido não possui grande relevância para a queda da temperatura no interior de tanques verticais. Ficou comprovado também que a espessura da parede do reservatório é fundamental no processo de degradação da estratificação térmica (perdas axiais), devido às grandes perdas de calor por condução térmica ao longo da mesma, concluindo ainda que a perda de calor para o meio ambiente é o fator de maior relevância na degradação da estratificação térmica em reservatórios livres da incidência de luz solar.

Os coletores de energia solar para aquecimento de água residenciais (SDHW) são muito utilizados na atualidade para o emprego da energia solar como fonte de energia renovável e com baixo custo. Tais coletores tem sido objeto de

estudo de inúmeros pesquisadores com desenvolvimentos acentuados a partir de 1950. Hottel e Whillier (1958) e Willier (1977) estudaram de forma pioneira os coletores solares, mediante o emprego de uma análise, sob o aspecto da temperatura, de coletores solares de tubos paralelos, estudo este que serviu de modelo para futuros desenvolvimentos construtivos e teóricos. Uma primeira equação empírica para calcular a perda de calor em um coletor solar plano foi obtida por Klein (1975).

Hottel (1958), Willier (1977) e Bliss (1959) elaboraram equações semelhantes para outros tipos de coletores solares (de tubos e de placas). Matrawy e Farkas (1977) realizaram estudos comparando coletores duplos de placas paralelas (TPPC), coletores de tubos paralelos (PTC) e coletores com tubos em forma de serpentina (STC), concluindo, para as mesmas condições, uma eficiência de 6% maior para o coletor de placas paralelas, em comparação com o coletor com tubos em forma de serpentina; comparando os coletores de placas paralelas e de tubos paralelos, a eficiência do primeiro ficou em torno de 10% maior para os coletores de placas paralelas. Segundo estes autores, tal fato deveu-se à distribuição uniforme da temperatura ao longo de uma maior superfície de absorção (maior área de exposição), característica principal dos coletores de placas paralelas.

O emprego de um polímero para absorver energia e transmiti-la à água (ou fluido arrefecedor) foi estudado por Van Nierkerk e Scheffler (1996), na avaliação de coletores solares de tubos paralelos. A variação de características geométricas, como o diâmetro dos tubos, espaçamento entre os mesmos e inclinação do mesmo com relação ao eixo vertical foram estudadas pelos citados autores com vistas à melhoria do rendimento do coletor solar plano, com melhores resultados nas configurações entre tubos próximas a zero, ou seja, por dutos onde o fluido de arrefecimento (ou de aquecimento) circula através de canais (dutos) dispostos de maneira tal que as paredes são contíguas em ambas às faces ao fluido, ocasionando desta maneira a recirculação do mesmo. Este tipo de coletor solar plano é denominado “coletor de baixo fluxo” (Low Flow SDHW), diferindo dos outros tipos pelo chamado “baixo fluxo” e demais características, a saber:

1. Estratificação Térmica: segundo trabalho realizado por Shah (1999), o baixo fluxo de fluido ocasiona um aumento da temperatura na saída do coletor, resultando em um aumento da estratificação térmica no interior do tanque armazenador (boiler), com um sensível aumento da temperatura da água no topo do reservatório, onde geralmente está disposta a saída de fluido quente (água) para consumo, bem como em um decréscimo no consumo de energia em sistemas auxiliares de aquecimento e ou de recirculação de água. A realização de tal ciclo virtuoso tem como efeito adicional o aumento da eficiência do equipamento como um todo, pois a água do reservatório permanecerá em níveis maiores de temperatura por mais tempo, visto a sua temperatura na admissão do coletor será em níveis maiores de temperatura.
2. Economia nos Dutos: utilizando-se tais coletores, os dutos serão menores, com economia de material construtivo e menores perdas por trocas de calor com o meio ambiente.
3. Economia de Eletricidade: pelas características já descritas anteriormente, tem-se ressaltada a economia de eletricidade nos referidos sistemas auxiliares, como no emprego de uma bomba para recirculação de fluido.

Quanto às características construtivas, os projetos de coletores planos de baixo fluxo variam de acordo com as regiões. De maneira geral, Furbo (1998) referenciou como mais relevantes os quesitos abaixo:

- Normas reguladoras de uso de sistemas de aquecimento de água;
- Normas construtivas comuns para sistemas de aquecimento de água;
- Disponibilidade de fontes convencionais de energia e custo da mesma;
- Condições climáticas locais;
- Demanda de água quente e condições de uso da mesma.

Em termos globais para a elaboração de um equipamento destinado a utilizar a energia solar como fonte primária de energia, o tamanho dos componentes de um equipamento para aquecimento de água é algo complexo, pois consiste em escolhas com critérios científicos, como o tamanho e tipo de coletor solar a ser empregado, seu rendimento estimado, o fluido de trabalho auxiliar ou principal, com

suas características físico-químicas e fatores imprevisíveis, como as condições climáticas futuras.

A propriedade física de um fluido, denominada capacidade térmica de armazenamento (thermal storage system), é uma característica do mesmo, sendo vital para o incremento da eficiência de um sistema. Por este motivo, a citada propriedade deve ser objeto de escolha criteriosa por parte dos projetistas de sistemas que empregam o armazenamento de energia.

Muitos estudos a respeito do rendimento de sistemas de armazenamento de energia são divulgados, sendo que Lavan e Thompson (1977), seguidos por Gupta e Jaluria (1982) destacaram como mais importantes os seguintes aspectos:

- a capacitância térmica (thermal capacitance);
- temperatura ótima de operação;
- locação (disposição) da entrada de água quente no tanque armazenador;
- diâmetro e forma do orifício de entrada (difusor);
- concordância entre os números adimensionais que governam (descrevem) o fenômeno físico (aspect ratio);
- diferença entre as temperaturas de entrada e saída do fluido;
- temperatura do líquido estratificado e seus parâmetros de funcionamento.

Bouhdjar e Harhad (2002) desenvolveram um estudo bidimensional para avaliar a influência de parâmetros físicos e geométricos (como o número de Richardson, a disposição da entrada e saída de fluido) sobre o comportamento dinâmico e térmico de um fluido armazenado em um reservatório cilíndrico vertical com um eixo (imaginário) de simetria também vertical.

No experimento, os citados autores empregaram um tanque armazenador provido de uma entrada e uma saída de fluido, ficando mais uma vez corroborado o melhor desempenho, sob o aspecto da eficiência térmica, da entrada de fluido pela parte superior e conseqüente retirada do mesmo pela parte inferior do tanque armazenador.

A modelagem matemática de equipamentos de aquecimento com o auxílio de programas de computador apresenta muitas vantagens, sendo as mais relevantes:

- Eliminação de gastos com a construção de protótipos;
- Correlações entre os diferentes fenômenos físicos envolvidos são relacionadas de forma simples e eficaz;
- Capacita o pleno entendimento do sistema em operação e suas interações;
- Possibilita a otimização dos componentes;
- Estima com precisão a parcela de energia obtida e economizada com o sistema.
- Estima as variações de temperatura no sistema;
- Auxilia no projeto de componentes do sistema, estimando o seu rendimento ainda na fase de projeto.

No mais, os métodos de análise computacional possuem inúmeras vantagens, como por exemplo, a rapidez, o baixo custo e facilidade nas alterações de projeto. Todas estas características são importantes nas fases de projeto e melhoramentos futuros, pois a ferramenta computacional permite interagir de forma contínua (uníssona) com o projeto. As desvantagens residem nas limitadas alterações dos arranjos, falta de controle sobre as interações entre as diferentes parcelas nas quais se dividem as descrições do fenômeno físico como um todo, bem como a dificuldade na escolha de qual parcela deve ser alterada.

Entretanto, a simulação das aplicações reais do projeto, suas configurações possíveis e condições teóricas de trabalho para valores poucos usuais são pontos de excelência do emprego de tal ferramenta, pois a partir da confrontação entre dados reais de campo e seus resultados práticos, resultam avanços tecnológicos traduzidos em benefícios, como, por exemplo, a economia de materiais, bem como a conservação de energia. Para efeitos do estudo da utilização da energia solar para aquecimento de água para uso residencial, o uso de tal ferramenta é fundamental.

O emprego de programas de computador para tal finalidade é uma realidade, visto que sua relativa praticidade - e facilidade de uso - possibilita o seu

emprego por um número cada vez maior de pesquisadores. Dentre os mais empregados estão o WATSUN, TRNSYS e TSOL, sendo o TRNSYS mais apropriado, pois proporciona uma análise detalhada de todos os componentes do sistema estudado e fornece com precisão predições sobre o rendimento.

Kalogirou e Papamarcou (2000) empregaram tais ferramentas e técnicas computacionais descritas nos parágrafos acima no estudo e desenvolvimento de um equipamento de aquecimento de água residencial (SDHW) equipado com termosifão, com grande concordância entre os resultados teóricos esperados e os obtidos na prática. Como aspectos desfavoráveis a tal estudo pode-se citar a dificuldade de se familiarizar com os procedimentos computacionais, bem como o custo de tal ferramenta de trabalho.

Gupta e Garg (1968) desenvolveram um modelo matemático para a circulação da água em um reservatório de água quente confinado, sendo a radiação solar e a temperatura do meio ambiente representadas por meio de Séries de Fourier, tendo como resultado prático a otimização de vários experimentos ainda em fase de projeto.

Ong (1974) realizou estudo semelhante, visando à avaliação do rendimento de um aquecedor de água residencial através do emprego de energia solar. Para tal finalidade, ele realizou experimentos a partir da instrumentação de um coletor solar plano, consistindo na aplicação de cinco termopares nos tubos da base do mesmo e seis termopares na superfície do coletor. Para estudar a variação da temperatura no tanque armazenador, foram utilizados seis termopares no seu interior e empregada a técnica de traço de tinta para discretizar o movimento ocasionado pela estratificação térmica.

Kudish et al (1985) estudaram a influência do fluxo de água devido ao termosifão no tanque armazenador a partir de dados como temperatura e vazão, obtidos na saída de água do termosifão para o tanque armazenador; tais dados deram substrato para a construção de curvas de eficiência que denotaram a eficiência como sendo função das características do dia de ensaio, como por exemplo, a luminosidade.

Morrison e Braun (1985) estudaram a modelagem matemática e as características operacionais de um termosifão acoplado com um tanque armazenador de água vertical ou horizontal. Ambos concluíram que o rendimento de tal equipamento é máximo quando o fluxo diário no coletor solar é aproximadamente igual ao fluxo de retirada de fluido (água) para consumo; comprovaram que o tanque armazenador vertical possui melhor rendimento que o horizontal.

Hobson e Norton (1989) a partir dos dados obtidos durante trinta dias, elaboraram uma curva característica de um aquecedor solar com termosifão. Tal curva foi comparada com o valor da fração de energia solar incidente sobre o equipamento, sendo a seguir confrontados os rendimentos teóricos e práticos. Tal estudo trouxe grande contribuição para o projeto e construção de novos equipamentos do mesmo tipo.

Buscando maior rendimento em coletores solares planos, Hussein (2003) desenvolveu o projeto e construção de um coletor plano com termosifão e circulação de fluido em duas fases. Tal coletor foi equipado com um dispositivo auxiliar denominado termodiodo que, a exemplo dos diodos elétricos, permite a passagem de fluido a maior temperatura em uma única direção.

O referido autor fez uso de um programa de computador para o desenvolvimento deste projeto, visando simular o funcionamento do citado equipamento, bem como variar os diversos parâmetros construtivos. Como exemplo, podem-se citar as razões geométricas entre o volume do tanque armazenador e o volume de fluido no coletor plano, as razões geométricas entre o diâmetro e a altura do tanque armazenador, a exemplo das razões existentes entre as alturas do tanque armazenador e do coletor plano.

Os resultados teóricos (computacionais) indicaram que são importantes as relações geométricas existentes entre o volume de fluido do tanque armazenador e as dimensões, em particular a área do coletor plano, bem como as relações existentes no tanque armazenador, como altura com relação ao diâmetro,

influenciando sobre seu rendimento, enquanto são de pouca relevância as existentes entre a altura do tanque e a altura do coletor plano.

Shariah et al (1996) utilizaram o programa de computador denominado TRNSYS para avaliar o rendimento de um coletor solar plano de uso doméstico equipado com termosifão em regime de operação sem uso de bomba de circulação forçada, em dias de insolação ditos normais. O efeito da altura do tanque com relação ao aproveitamento da fração de energia solar anual incidente sobre o mesmo foi investigado para diferentes níveis de temperatura e de volume de água estocados. Valores ótimos, sob o aspecto do rendimento térmico, foram obtidos com temperaturas variando entre 50 e 80°C. O desempenho do aquecedor com relação às grandezas avaliadas (altura do tanque e aproveitamento da fração de energia solar), ambas em relação à área do coletor plano também foi investigada, bem como a dependência da fração de energia solar sobre a altura do tanque armazenador, sendo esta melhor percebida para grandes volumes de água e níveis de temperaturas maiores.

Os resultados indicaram ainda a existência de um valor ótimo para o volume do tanque armazenador de água quente (250 litros), em função de um valor pré-fixado para a altura do coletor solar. Tal trabalho resultou ainda em recomendações quanto ao número de chicanas no interior do tanque armazenador, com vistas à manutenção da estratificação térmica, bem como em relação ao diâmetro das tubulações de entrada e saída de água e quanto à altura da tubulação de retorno de água do coletor plano para o tanque armazenador.

Por basear-se sobremaneira sobre a manutenção da estratificação térmica no interior do tanque armazenador, o referido trabalho obteve como ponto alto a determinação teórica e posterior comprovação acerca da altura do reservatório, grandeza esta fundamental para o objetivo estabelecido. Tal grandeza foi determinada como sendo de 1,0 metro, a qual possibilitou o melhor rendimento, com níveis de temperatura da água de aproximadamente 60°C.

Hussein et al (1998) pesquisaram o rendimento de um coletor solar plano, submetido a um regime transiente. Para tanto, as equações que descrevem o funcionamento dos diferentes componentes do coletor foram adimensionalizadas e, para sua solução, foi empregada a técnica das diferenças finitas através do uso de um programa de simulação em um computador.

Tal experimento consistiu no emprego de um coletor plano equipado com termodiodo e provido de termosifão contendo em seu interior um fluido de trabalho confinado, que, realizando um ciclo fechado de evaporação e condensação, retira calor da parte do coletor exposta à radiação solar, e o transporta para o tanque armazenador de fluido quente (água), com poucas perdas de temperatura. Dentre as vantagens adicionais, em relação aos coletores planos convencionais, pode-se citar:

- A vantagem do termodiodo, como elemento adicional de acumulação de energia, quando a temperatura no interior do coletor for menor que a temperatura do tanque armazenador;
- Baixa inércia térmica do equipamento como um todo;
- Razoável resistência à corrosão, desde que utilizado um fluido de trabalho adequado às condições de trabalho;
- Raramente necessita de bomba auxiliar para circulação do fluido de trabalho ou de água aquecida.

A partir da confrontação dos resultados teóricos e práticos, ficou comprovado que existe uma concordância entre as previsões obtidas via computacional e os resultados práticos, para diferentes níveis de temperatura de entrada de fluido quente e vazões associadas.

Como elemento limitador do emprego de tal tecnologia, pode-se citar o alto custo de implementação da mesma, bem como uma razoável dificuldade na escolha do material adequado a ser empregado como fluido de trabalho confinado.

Kang et al (2003) desenvolveram um estudo sobre a construção e avaliação de um coletor solar plano provido de um termosifão com um fluido de

trabalho com dupla mudança de fase (2 phase closed loop thermosyphon) que é um mecanismo de transferência de calor que emprega o princípio de mudança de fase. Na prática, este mecanismo realiza continuamente os ciclos de evaporação e condensação do fluido de trabalho, que retira calor da parte mais aquecida do coletor solar plano e transporta o mesmo para o tanque armazenador de água a menor temperatura.

Este sistema tem a capacidade de absorver e transportar grandes quantidades de calor, devido à peculiaridade de empregar o calor latente resultante da mudança de fase do fluido de trabalho. Como vantagem adicional, este sistema realiza o seu ciclo através da diferença de pressão e ação da gravidade existente entre as porções sob a fase de vapor e condensada do fluido de trabalho, não necessitando quaisquer dispositivos auxiliares, como bombas.

Para melhor entendimento acerca da disposição física de tal arranjo, deve-se salientar que o mesmo é constituído por um tubo de cobre curvado, de forma sinuosa (em 180°), sobre uma folha de mesmo material onde é soldado. Este conjunto é o assim denominado coletor solar, onde o fluido de trabalho sofre as transformações físicas caracterizadas por mudanças de fase e perfaz o seu ciclo de absorção de calor oriundo da luz solar, carreando o mesmo para o tanque armazenador, onde o mesmo tubo, agora disposto em forma de espiral (serpentina), suporta em seu interior o fluido de trabalho em mudança de fase, da anterior fase de vapor para a nova fase de líquido saturado, liberando para o meio circundante (água) o calor recebido na citada fase de absorção de energia solar, sendo conduzido novamente, devido ao gradiente de pressão, para o coletor solar.

Os autores realizaram experimentos com diferentes fluidos de trabalho em diferentes concentrações. Dentre os fluidos, foi utilizado etanol, água e uma mistura binária de etanol e água. Em função do fluido de trabalho, da vazão e do fluxo luminoso, foram obtidos resultados diferentes, sob o aspecto termodinâmico; Com o preenchimento do circuito com etanol (cerca de 30 a 40%), surgem bolhas de vapor seco (dry-out phenomena) com taxas de entrada de calor de 440 W/m^2 . Com água como fluido de trabalho, necessita-se de aproximadamente 660 W/m^2 para

obter-se o mesmo resultado. Misturas de água/etanol em concentrações maiores que 70% ocasionaram o fenômeno de estagnação, com sensível perda da capacidade de absorção e posterior troca de calor do fluido de trabalho para a água a ser utilizada. Os melhores resultados foram obtidos com uma mistura binária de água / etanol (50 a 60%).

Os pontos desfavoráveis desta tecnologia são o difícil acerto da mistura ideal de fluido de trabalho a ser utilizado, devido à dificuldade em se calcular a proporção correta dos componentes, bem como o alto custo de execução do projeto, pois sua execução requer o emprego de materiais nobres como o cobre.

Os aquecedores solares de água podem ser divididos, quanto ao aspecto construtivo, em duas categorias:

- Com coletor solar e tanque de armazenamento em unidades separadas;
- Com coletor solar e tanque de armazenamento em um único conjunto.

Com relação à segunda categoria, deve-se ressaltar que tal aspecto construtivo é vantajoso financeiramente, em detrimento do modelo convencional constituído de unidades distintas, pois a eliminação do tanque armazenador contribui significativamente para a redução dos custos e da melhoria do padrão estético do projeto, devido à eliminação de tubulações e demais acessórios sobre o telhado do edifício, que sempre são fonte de transtornos e de perdas de energia (calor) para o meio ambiente.

Kaptan et al (1996) conduziram estudos visando à avaliação de um coletor-armazenador solar do tipo descrito na segunda categoria, para pequenos volumes de água (cerca de 87 litros), no âmbito teórico, mediante a simulação da luz solar incidente sobre o mesmo pelo emprego de 24 lâmpadas elétricas de 250 Watt cada. No interior do referido coletor-armazenador, foram instalados termopares para fornecer dados sobre a variação da temperatura do fluido ao longo do tempo do experimento e a resolução das equações sobre a variação da temperatura foram resolvidas mediante o emprego do método das diferenças finitas, resultando em acertadas aproximações entre o modelo matemático e teórico acerca do fenômeno da

variação da temperatura ao longo do tempo no interior do coletor-armazenador. Como ponto desfavorável ao mérito do experimento, deve-se citar o fato de a fonte de energia (24 lâmpadas elétricas) não representarem com perfeição o efeito da luz solar, visto que a mesma varia ao longo do dia, sendo de intensidade máxima às 12 horas (meio-dia).

Para se diminuir as perdas de energia para o meio ambiente, inúmeras pesquisas tem sido realizadas com o intuito de construir-se coletores-armazenadores de água para uso doméstico em uma única unidade. Tal processo construtivo, denominado coletor-armazenador tem sido pesquisado exaustivamente, sob os aspectos de volume de fluido armazenado, materiais empregados na sua construção e inovações oriundas da prática e no bom senso dos projetistas.

Como exemplo, pode-se citar o emprego de uma cobertura de material isolante colocada, durante o período noturno (ou de menor insolação), sobre a superfície do coletor solar. Tal medida reduz as perdas de calor realizadas por convecção com o meio ambiente, porém as perdas por radiação permanecem em nível elevado, especialmente durante as noites claras.

Isto significa que uma unidade que utiliza energia solar como fonte primária de energia não deve ser avaliada somente sob o aspecto de coletar a mesma, mas inclusive quanto à sua capacidade de conservar a água aquecida em níveis de temperatura desejados.

Vários avanços tecnológicos foram implementados visando à redução das perdas de energia através da cobertura do coletor-armazenador. A utilização de uma cobertura isolante removível mostrou-se efetiva quanto à diminuição das perdas para o meio, com o inconveniente da necessidade de ser colocada durante a noite e retirada durante o dia. Soluções visando à automatização de tal procedimento têm a agravante de ser um mecanismo auxiliar que requer manutenção eficiente, possuindo um custo de implementação, além de custo adicional em termos de energia (geralmente elétrica) para o seu funcionamento.

Vários materiais foram pesquisados para utilização na superfície exposta ao sol do coletor-armazenador, com predominância do vidro, por reunir as qualidades de permeabilidade à luz solar, ter custo acessível e disponibilidade no comércio.

Melhoramentos visando uma maior eficiência no aproveitamento da energia solar captada foi objeto de pesquisas realizadas por Tripanagnostopoulos e Soulioti (1999), os quais utilizaram o artifício construtivo de enclausurar completa ou parcialmente o coletor-armazenador em um receptáculo, livre da insolação direta, visando à produção e manutenção de uma porção circundante de ar aquecido para isolar termicamente o coletor-armazenador. A energia solar incidente sobre o dispositivo é obtida a partir da reflexão dos raios solares, fazendo os mesmos incidirem em ângulos convenientes sobre a superfície coletora. Tal procedimento construtivo tem o inconveniente de necessitar de materiais com elevada eficiência quanto à refletância e de alto custo de aquisição.

O uso de coletor solar plano e coletor-armazenador solar, ambos integrados a um termosifão são os equipamentos mais utilizados para aquecer volumes diários de água até 200 litros. Tal arranjo construtivo tem um custo acessível, de fácil construção e operação e possibilitam o retorno do investimento em pouco tempo. A vantagem de conservar a água em níveis de temperatura mais elevados é fator decisivo na difusão do uso de termosifão no projeto de tais equipamentos. Os coletores armazenadores sem termosifão são menos utilizados devido às perdas no armazenamento de água aquecida durante a noite, embora seu custo seja menor e sejam mais aceitáveis sob o ponto de vista estético, quando comparados equipamentos providos com termosifão.

Diferentes estudos visando melhorias no projeto e eficiência dos coletores-armazenadores tem contribuído para a popularização do seu uso. Chinnappa et al (1973) realizaram estudos sobre o aquecimento de água, confinado-a em tubos pressurizados pela conexão direta à rede principal. Garg (1982) pesquisou a utilização de uma cobertura de material isolante a ser colocada sobre o coletor durante a noite,

visando manter a água em torno de 40°C com resultados práticos animadores em coletores solares planos; outra vertente da pesquisa deste estudioso foi a colocação de anteparos ou “chicanas” (baffle plate) no interior do coletor-armazenador visando a manutenção de escoamentos laminares de fluido aquecido. Prakash et al (1988) realizaram pesquisas que forneceram elementos para a estimativa da energia armazenada em um coletor-armazenador com calor latente armazenado. Kumar et al (1988) pesquisaram um coletor-armazenador provido com um trocador de calor no interior do reservatório. Mohamad (1981) implementou pesquisas em nível teórico e prático visando à redução das perdas de calor durante o período noturno, mediante o uso de um termodiodo colocado na base do reservatório.

Uma outra linha de pesquisa visando à otimização da conservação de energia nos equipamentos supra-citados é a utilização de uma camada de material isolante transparente, aplicada sobre o coletor-armazenador. Outra linha de pesquisa foi realizada por Mason e Davidson (1995), que estudaram a variação da temperatura no interior de um tanque armazenador isento de fluido, mas provido de sua superfície coletora de radiação solar recoberta por diferentes materiais, sendo os resultados teóricos aplicados ao cálculo preliminar de coletor-armazenador tubular.

Em comparação com os aquecedores solares planos, os aquecedores tubulares possuem algumas vantagens, como serem resistentes a pressões hidrostáticas e poderem ser diretamente conectados à rede de abastecimento de fluido (água). A combinação de um tanque armazenador tubular com geometria evoluta e provido de material isolante transparente foi pesquisada por Schimidt e Goetzberger (1988) visando à construção de um coletor-armazenador solar adequado a climas frios, onde os períodos de insolação são menores. A colocação de chicanas no interior do reservatório tubular, assim como tubulações auxiliares para circulação de fluido quente são procedimentos pesquisados pelos mesmos autores.

Tripanagnostopoulos e Yianoulis (2001) realizaram pesquisas sobre coletores-armazenadores de água que utilizam energia solar a partir de refletores que concentram a energia solar. Tal dispositivo é baseado em um refletor parabólico

assimétrico de raios solares, convenientemente instalado junto de um tanque (reservatório) cilíndrico horizontal, restando um espaço vazio entre o refletor e o tanque, no qual se forma uma camada estagnada de ar, resultando em um elemento a mais para inibir a perda de calor entre o fluido quente armazenado e o meio ambiente.

O armazenamento de grandes volumes de água quente (2.000 litros) foi objeto de pesquisa de Mather et al (2002), que realizaram pesquisas com tanques armazenadores (200 litros cada) de água quente dispostos em série. Eles foram interligados ao topo para manter a água em alta temperatura disponível para uso e na base para a obtenção de água a uma temperatura maior que a do ambiente para a entrada em um coletor solar plano. Tais pesquisadores confrontaram os resultados práticos com aqueles obtidos por meio de simulações teóricas com programas computacionais, validando tal arranjo de tanques armazenadores de água quente como meio acessível, sob o ponto de vista financeiro e eficaz tecnicamente, uma vez que tal aparato manteve a estratificação térmica do fluido em níveis satisfatórios.

O rendimento de um tanque coletor armazenador solar com uma seção triangular foi investigado numericamente e através de simulações com o emprego do programa de computador (software) ANSYS, mediante modificações para simular com precisão as propriedades físicas da água e diferentes formas de carregamento do tanque.

O comportamento dos parâmetros relacionados diretamente com o rendimento do tanque armazenador, como a temperatura do meio ambiente, o campo de velocidades ao longo do fluido, a temperatura média do tanque, o montante de energia armazenada e as melhores disposições para entrada e saída de fluido foram investigados exaustivamente. Uma inovação no projeto, pela introdução de uma divisão interna adiabática (partição) horizontal foi investigada. O comprimento desta divisão e sua localização ao longo da altura do tanque coletor foi analisada visando à otimização da energia armazenada e maior temperatura em todo o fluido armazenado, com resultados promissores com relação ao uso deste artifício (partição).

Esse tipo de coletor-armazenador solar, para fornecimento de água quente para uso residencial tem sido pesquisado devido a sua vantagem de ocupar um espaço físico menor, pois o coletor e armazenador constituem uma única peça; bem como por ser um equipamento de baixo custo, sendo construído a partir de materiais facilmente disponíveis, dispensando o emprego de tecnologias sofisticadas e utilizando como elemento mais nobre o vidro, aplicado na superfície exposta à radiação solar, sendo as outras faces isoladas termicamente.

Akinsete e Coleman (1981) estudaram o fenômeno da convecção livre em duas dimensões, em um reservatório triangular contendo ar como fluido armazenado, os resultados apontaram que o calor transferido através da base aumenta em direção à intersecção da hipotenusa com a base; mantendo-se uma razão (ou relação) de um terço do comprimento da base com a hipotenusa, tem-se como resultado o aumento de aproximadamente 60% no calor transferido através da mesma.

Writz et al (1982) realizaram experimentos sobre a convecção natural em um tanque retangular com duas faces (paredes) mantidas uma diferença de temperaturas constante, concluindo que a transferência de calor é máxima com um ângulo de cobertura entre 50° e 60°C.

Karyakin et al (1988) estudaram, considerando fluxo laminar e convecção natural, o interior de um reservatório de formato triangular (triângulo isósceles), concluindo que o máximo valor do fluxo laminar (stream function) e número de Nusselt podem sofrer oscilações até sua estabilização. Com o aumento do valor do número de Grashoff, a isoterma na parte central do fluido confinado assume uma posição horizontal, correspondente às condições de estratificação do fluido.

Joudi et al (2003) realizaram experimentos com um coletor-armazenador com formato de prisma triangular, contendo em seu interior água. A face inclinada do mesmo foi submetida a um fluxo de calor semelhante à radiação solar natural, sendo as demais paredes isoladas termicamente.

Para estudar o comportamento do dispositivo (coletor-armazenador), foi utilizada a técnica dos elementos finitos, com o cálculo da

distribuição da temperatura no interior do aparelho, do campo de velocidades do fluido, da energia armazenada e da temperatura média do tanque; também o efeito (ou influência) da partição interna sobre estes parâmetros foi estudada.

A partir destes parâmetros de investigação, Joudi et al concluíram que:

- A estratificação térmica no fluido é um fenômeno físico que ocorre mesmo com baixos valores de radiação solar;
- A variação da temperatura no interior do coletor-armazenador solar depende principalmente do valor da radiação solar incidente. O valor máximo da diferença de temperatura foi de 12,8°C durante o inverno e de 11,3°C no verão, com dias claros e sem nuvens;
- Este coletor-armazenador solar pode fornecer água aquecida a 37°C durante o mês de Janeiro e 46,7°C em Junho, naquela região do planeta (Iraque);
- A entrada de água fria para o coletor-armazenador deve ser localizada onde existe água a menor temperatura (base do coletor); a saída de água quente deve ser realizada na parte superior do mesmo;
- A utilização de uma partição horizontal no interior do coletor-armazenador resulta em um aumento da estratificação térmica, em aumento da temperatura intermediária do fluido, com sensível aumento na sua eficiência.

Como ponto desfavorável a tal geometria construtiva e uso do acessório denominado partição interna por meio de uma barreira, ficam as restrições acerca da otimização da geometria em si, pois não são explicitadas quais medidas são ideais e a dificuldade em se colocar a chamada partição de maneira correta no interior de tal coletor armazenador.

2.7 Objetivos deste Trabalho

Em consonância com o horizonte de conservação de energia como um todo, descrito ao longo da revisão bibliográfica, este trabalho tem como objetivos a acurada descrição do fenômeno físico denominado estratificação térmica de um fluido visando aos quesitos de suprimento de fluido (água) quente para uso residencial e, principalmente, mensurar os níveis de energia sob a forma de calor que pode ser armazenado em um tanque contendo fluido termicamente estratificado. Este último aspecto é de grande relevância, pois o mesmo referencia, sob o aspecto da Segunda Lei da Termodinâmica, a disponibilidade de trabalho sob a forma de calor como fonte de acionamento para uma máquina térmica.

Capítulo 3

Modelo Matemático

3.1 – Hipóteses simplificadoras

As seguintes hipóteses serão consideradas na análise teórica do processo de estocagem térmica de líquidos por estratificação, Figura 3.1, durante as operações de carga e descarga.

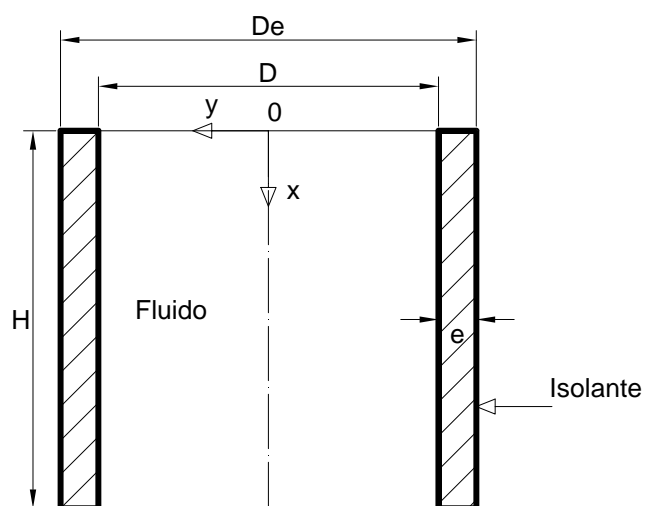


Figura 3.1 – Geometria do problema.

- Nas operações de carga e descarga do fluido, este será considerado incompressível, e o processo de transferência de calor será por convecção forçada no interior do tanque, supondo-se o escoamento laminar e unidimensional, tendo uma velocidade constante;
- As propriedades físicas do fluido e do material do isolante da parede serão considerados constantes, e seus valores numéricos determinados para uma temperatura média (média aritmética) das temperaturas máximas e mínimas. A resistência térmica da parede metálica supor-se-á desprezível em comparação com o material isolante;
- Desprezam-se os efeitos da dissipação viscosa no fluido;
- Devido à estratificação térmica, tem-se a formação de três regiões distintas termicamente, no interior do reservatório, ou seja:
 - uma região quente, localizada no topo do reservatório,
 - uma região fria no fundo do mesmo, e
 - uma região intermediária, também conhecida como termoclima, entre as regiões quente e fria.
- Durante as operações de carga, descarga, o topo e o fundo do tanque de estocagem serão considerados totalmente isolados do ambiente.

3.2 – Caso geral

Serão agora determinados os perfis de temperatura para o fluido e para a parede do reservatório, quando o sistema de estocagem estiver submetido às operações de carga, descarga e regime estático (somente resfriamento natural).

Considerando as hipóteses formuladas e a geometria do problema, resultarão para dois elementos diferenciais, um no meio do fluido e o outro na parede, as seguintes equações resultantes do balanço de energia e que descrevem os campos de temperatura correspondentes: no seio do fluido $T(x,t)$ e axialmente na parede $T'(x,t)$:

Fluido:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right) = k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - Q(x,t) \quad 0 \leq x \leq H, t > 0 \quad (3.1)$$

Parede:

$$\rho' C_p' \frac{\partial T'}{\partial t} = k' \frac{\partial^2 T'}{\partial x^2} + Q'(x,t) - Q_0(x,t) \quad 0 \leq x \leq H, t > 0 \quad (3.2)$$

onde:

- C_p, C_p' : Calor específico do fluido e do isolante, a pressão constante, respectivamente.
- D, D_e : Diâmetro interno e externo do reservatório, respectivamente.
- h, h_∞ : Coeficiente de transferência de calor entre a parede e o fluido no interior do reservatório, e entre a parede e o meio ambiente, respectivamente.
- H : Altura do reservatório.
- k, k' : Condutividade térmica do fluido e do isolante, respectivamente.
- $Q(x,t) = 4 \frac{h}{D} (T - T')$: Taxa de calor dissipada pelo fluido para a parede, por unidade de volume do fluido.
- $Q'(x,t) = \frac{4DH}{D_e^2 - D^2} (T - T')$: Taxa de calor absorvido para o isolante, por unidade de volume do isolante.
- $Q_0(x,t) = \frac{4(T' - T_\infty)}{(D_e^2 - D^2) \left(\frac{\ln(D_e/D)}{2k'} + \frac{1}{D_e h_\infty} \right)}$: Taxa de calor perdida pelo isolante para o meio ambiente, por unidade de volume do isolante.
- T_∞ : Temperatura do meio ambiente.

- u : Velocidade do fluido no interior do reservatório para operações de carga ($u > 0$), descarga ($u < 0$).
- ρ, ρ' : Massa específica do fluido e do material isolante, respectivamente considerando as operações indicadas, para o sistema de estocagem, as condições de contorno e iniciais serão as seguintes:

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial x} = \frac{\partial T'(x,t)}{\partial x} = 0, \quad x = 0, \quad t > 0 \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial x} = \frac{\partial T'(x,t)}{\partial x} = 0, \quad x = H, \quad t > 0 \quad (3.4)$$

$$T(x,0) = T'(x,0) = T_0(x), \quad 0 \leq x \leq H \quad (3.5)$$

onde:

$T_0(x)$: perfil de temperatura inicial.

O sistema de equações (3-1) a (3-5) é a seguir adimensionalizado (ver apêndice A), usando as variáveis adimensionais:

$$\tau = \frac{\alpha t}{H^2}, \quad X = \frac{x}{H}, \quad U = \frac{H}{\alpha} u$$

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{\Delta T_0}, \quad \theta' = \frac{T' - T_\infty}{\Delta T_0}$$

sendo:

$\Delta T_0 = T(0,0) - T(H,0)$: diferença inicial das temperaturas do fluido no topo e no fundo do reservatório.

$\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$: difusividade térmica do fluido.

Obtém-se então:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} - U \frac{\partial \theta}{\partial X} - 4BNu(\theta - \theta'), \quad 0 \leq X \leq 1, \quad \tau > 0 \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial \theta'}{\partial \tau} = \frac{\xi}{W} \frac{\partial^2 \theta'}{\partial X^2} + \xi CNu(\theta - \theta') - F\xi Nueq\theta, \quad 0 \leq X \leq 1, \quad \tau > 0 \quad (3.7)$$

As condições de contorno e inicial se tornam:

$$\frac{\partial \theta(X, \tau)}{\partial X} = \frac{\partial \theta'(X, \tau)}{\partial X} = 0, \quad X = 0, \quad \tau > 0 \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial \theta(X, \tau)}{\partial X} = \frac{\partial \theta'(X, \tau)}{\partial X} = 0, \quad X = 1, \quad \tau > 0 \quad (3.9)$$

$$\theta(X, 0) = \theta'(X, 0) = \theta_0(X, 0), \quad 0 \leq X \leq 1 \quad (3.10)$$

onde:

$$B = \frac{H}{D}$$

$$C = \frac{4DH}{(D_e^2 - D^2)}$$

$$F = 8H$$

$$K_{eq} = \frac{K'}{(D_e^2 - D^2)} : \text{Condutividade térmica equivalente}$$

$$Nu = \frac{hD}{k} : \text{Número de Nusselt, devido à convecção interna.}$$

$$Nu_{eq} = \frac{K_{eq} \cdot H}{\left[K \left(\ln \left(\frac{D_e}{D} \right) + \frac{2K'}{D_e h_\infty} \right) \right]} : \text{Numero de Nusselt equivalente.}$$

$$W = \frac{K}{K'}$$

$$\xi = \frac{\rho C_p}{(\rho' C_p')}$$

Como o modelo teórico tem uma natureza semi-empírica, o número de Nusselt (Nu) deverá ser representado por diferentes correlações para cada situação (convecção livre ou forçada internamente no tanque de estocagem). No caso do problema proposto, as operações de carga e descarga, são similares a baixas velocidades, ou seja, para $Re \lll 2100$ (regime laminar) e portanto o Nu é admitido como:

$$Nu = 3,66 \tag{3.11}$$

Nas referidas operações de carga e descarga, o escoamento está em desenvolvimento. A velocidade tende a ser muito baixa e, portanto, tem-se a formação de camada limite constante. Assim, foi considerado o escoamento plenamente desenvolvido e a velocidade admitida como velocidade média.

Considerando o processo de resfriamento da parede externa do reservatório para o meio ambiente, como sendo de convecção natural, o coeficiente de transferência de calor entre a parede e o ambiente, Welty (1974), será:

$$h = 0,119(Gr Pr)^{\frac{2}{5}} \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \tag{3.12}$$

válido para $GrPr > 10^9$.

3.3 - Método de Solução

Para a solução do modelo geral, será aplicado o método implícito de Crank-Nicolson (Apêndice B), para discretização do sistema de equações (3-6) a (3-10). Este método utiliza um centro de simetria para as equações (3-6) a (3-10), sob a forma de diferenças finitas, apresentando um erro de truncamento de elevada ordem. Os pontos estarão distribuídos no fluido e na parede interna do reservatório, como indicado na Figura 3.2.

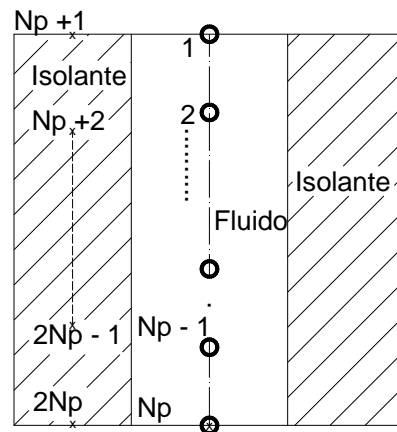


Figura 3.2 – Distribuição dos pontos do reservatório.

A discretização das equações do modelo geral será feita segundo a geometria da rede finita da Figura 3.3.

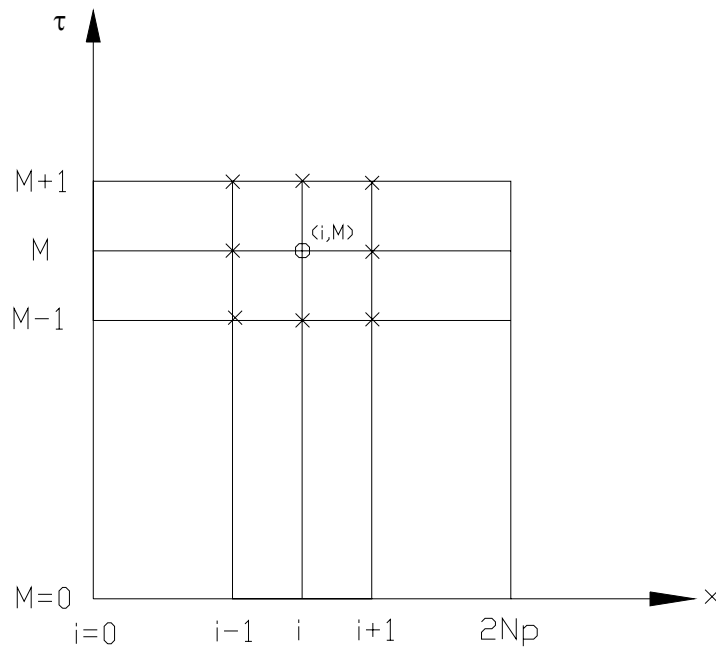


Figura 3.3 – Pontos da rede finita.

onde:

Fluido: $1 \leq i \leq N_p$

- Topo: $i = 1$
- Fundo: $i = N_p$
- Pontos internos: $2 \leq i \leq (N_p - 1)$

Parede: $(N_p + 1) \leq i \leq 2N_p$

- Topo: $i = N_p + 1$
- Fundo: $i = 2N_p$
- Pontos internos: $(N_p + 2) \leq i \leq (2N_p - 1)$

$i = 1, 2, 3, \dots, 2 N_p$: Número de pontos no reservatório

$M = 0, 1, 2, 3, \dots, M_t$: Numero do intervalo de tempo discreto considerado.

$\Delta X = X_{i+1} - X_i$: Distância entre os pontos do fluido e da parede.

$\Delta \tau = \tau_{M+1} - \tau_M$: Intervalo entre dois instantes de tempo consecutivos.

O sistema de equações algébricas lineares (3.6) a (3.12) é apresentado a seguir, segundo a sequência de distribuição dos pontos mostrados na Figura (3-2) e desenvolvidas no Apêndice C, resultando:

Fluido

- Topo do Tanque: $i = 1$

$$C_1\theta_{i,M+1} + C_2\theta_{i,M} + C_3\theta_{i+1,M} + C_4(\theta'_{i+N_p,M+1} + \theta'_{i+N_p,M}) = 0 \quad (3.13)$$

- Interior do tanque: $2 \leq i \leq N_p - 1$

$$C_5\theta_{i,M+1} + C_6\theta_{i-1,M+1} + C_7\theta_{i-1,M+1} + C_8\theta_{i+1,M+1} + C_7\theta_{i-1,M} + C_8\theta_{i+1,M} + C_4(\theta'_{i+N_p,M+1} + \theta'_{i+N_p,M}) = 0 \quad (3.14)$$

- Fundo do tanque: $i = N_p$

$$C_1\theta_{i,M+1} + C_2\theta_{i,M} + C_3\theta_{i-1,M} + C_4(\theta'_{i+N_p,M+1} + \theta'_{i+N_p,M}) = 0 \quad (3.15)$$

Parede

- Topo do tanque: $i = N_p + 1$

$$C_9\theta'_{i,M+1} + C_{10}\theta'_{i,M} + C_{11}\theta'_{i+1,M} + C_{12}(\theta_{i-N_p,M+1} + \theta_{i-N_p,M}) = 0 \quad (3.16)$$

- Interior do tanque: $N_{p+2} \leq i \leq 2N_p - 1$

$$C_{13}\theta'_{i,M+1} + C_{14}\theta'_{i,M} + C_{15}(\theta'_{i-1,M+1} + \theta'_{i+1,M+1} + \theta'_{i-1,M} + \theta'_{i+1,M}) + C_{12}(\theta_{i-Np,M+1} + \theta_{i-Np,M}) = 0 \quad (3.17)$$

- Fundo do tanque: $i = 2N_p$

$$C_9\theta'_{i,M+1} + C_{10}\theta'_{i,M} + C_{11}\theta'_{i-1,M} + C_{12}(\theta_{i-Np,M+1} + \theta_{i-Np,M}) = 0 \quad (3.18)$$

onde:

$$C_1 = \frac{1}{\Delta\tau} + 2BNu$$

$$C_2 = -\frac{1}{\Delta\tau} + \frac{2}{\Delta x^2} + 2BNu$$

$$C_3 = -\frac{2}{\Delta x^2}$$

$$C_4 = -2BNu$$

$$C_5 = \frac{1}{\Delta\tau} + \frac{1}{\Delta x^2} + 2BNu$$

$$C_6 = -\frac{1}{\Delta\tau} + 2BNu + \frac{1}{\Delta X^2}$$

$$C_7 = -\frac{1}{2\Delta X^2} - \frac{U}{4\Delta X}$$

$$C_8 = -\frac{1}{2\Delta X^2} + \frac{U}{4\Delta X}$$

$$C_9 = \frac{1}{\Delta\tau} + \frac{\xi C}{2} Nu_{eq} + \frac{F\xi}{2} Nu_{eq}$$

$$C_{10} = -\frac{1}{\Delta\tau} + \frac{\xi}{W} \frac{2}{\Delta X^2} + \frac{\xi C}{2} Nu + \frac{F\xi}{2} Nu_{eq}$$

$$C_{11} = -\frac{\xi}{W} \frac{2}{\Delta X^2}$$

$$C_{12} = -\frac{\xi C}{2} Nu$$

$$C_{13} = \frac{1}{\Delta\tau} + \frac{\xi}{W} \frac{1}{\Delta X^2} + \frac{\xi C}{2} Nu + \frac{F\xi}{2} Nu_{eq}$$

$$C_{14} = -\frac{1}{\Delta\tau} + \frac{\xi}{W} \frac{1}{\Delta X^2} + \frac{\xi C}{2} Nu + \frac{F\xi}{2} Nu_{eq}$$

$$C_{15} = -\frac{\xi}{2W} \frac{1}{\Delta X^2}$$

Obtém-se um sistema de $2Np$ equações lineares, representadas pelas equações (C.1) a (C.6), a $2Np$ temperaturas desconhecidas:

$$\theta_{i,M+1}, \quad i = 1, 2, 3, \dots, Np, \quad M \geq 0$$

$$\theta'_{i,M+1}, \quad i = Np + 1, Np + 2, \dots, 2Np, \quad M \geq 0$$

as quais podem ser determinadas por:

$$X_i, \quad i = 1, 2, 3 \dots 2Np$$

São conhecidas as temperaturas:

$$\theta_{i,M}, \quad i = 1, 2, 3 \dots Np \quad M \geq 0$$

$$\theta'_{i,M}, \quad i = 1, 2, 3 \dots Np \quad M \geq 0$$

As constantes C_i , $i = 1, 2, 3 \dots n$, bem como o produto destas pelas temperaturas conhecidas, serão denominadas pelas novas constantes:

$$a_{ij}, \quad i = 1, 2, 3 \dots n, n + 1$$

$$j = 1, 2, 3 \dots Np$$

Substituindo-se as variáveis X_i e as constantes a_{ij} nas equações (C.1) a (C.6), obtém-se o sistema de equações lineares na seguinte forma geral:

$$\begin{aligned}
a_{11}X_1 + a_{12}X_2 \dots a_{1n}X_{2Np} &= a_{1n+1} \\
a_{21}X_1 + a_{22}X_2 \dots a_{2n}X_{2Np} &= a_{2n+1} \\
\cdot & \quad \cdot \quad \quad \cdot \quad \quad \cdot \\
\cdot & \quad \cdot \quad \quad \cdot \quad \quad \cdot \\
\cdot & \quad \cdot \quad \quad \cdot \quad \quad \cdot \\
\cdot & \quad \cdot \quad \quad \cdot \quad \quad \cdot \\
a_{2Np1}X_1 + a_{2Np2}X_2 \dots a_{2Npn}X_{2Np} &= a_{2Npn+1}
\end{aligned}
\tag{3.19}$$

O sistema de equações algébricas lineares constituídas pelas equações (3-13), a (3-19) foi resolvido pelo método iterativo de Gauss-Seidel, tal como, por exemplo, resolvido por Carnahan et al (1969) (Apêndice C).

Capítulo 4

Resultados e discussões

Nos capítulos anteriores foi proposto e analisado um modelo matemático com o objetivo de simular as operações de carga e descarga de um fluido em um reservatório. Buscou-se formular o modelo da forma mais geral possível, de modo a aproximar os resultados teóricos e os dados experimentais, a níveis de precisão aceitáveis.

O fluido de trabalho utilizado nas operações de carga, descarga e resfriamento é a água, cuja temperatura de ebulição a pressão atmosférica é de 100 °C. As propriedades físicas da água foram obtidas de Incropera e DeWitt (1998) à temperatura de 300 K, sendo sua densidade 994,1 kg/m³, sua condutividade térmica 620×10^{-3} W/m.K, seu calor específico 4179 J/kg.K, sua viscosidade dinâmica 720×10^{-6} N.s/m² e coeficiente de expansão térmica 0,00305 1/K. Para as propriedades físicas do meio ambiente são admitidas as do ar, também obtidas de Incropera e DeWitt (1998) a 320 K, sendo sua densidade 1,1614 kg/m³, sua condutividade térmica 26×10^{-3} W/m.K, seu calor específico 1007 J/kg.K, sua viscosidade dinâmica $184,6 \times 10^{-7}$ N.s/m² e coeficiente de expansão térmica de 0,00333 1/K.

Para a obtenção dos resultados através da via numérica foi utilizado um computador Athlon de 1,8 MHz, tanto na operação de carga e

descarga, sendo que os resultados, naturalmente dependendo do incremento de tempo utilizado, variaram entre 1 e 10 segundos.

Neste capítulo, pretende-se analisar os resultados obtidos seguindo basicamente os procedimentos:

- A validação do modelo matemático através de comparação com resultados obtidos experimentalmente;
- A influência de parâmetros físicos e de projeto do reservatório na estocagem do fluido de trabalho durante a operação de carga e descarga.

4.1 – Validação do modelo matemático

Com a finalidade de validar o modelo matemático os resultados teóricos foram comparados com dados experimentais disponíveis de um protótipo de armazenador, Volpe (2004) e com resultados experimentais e teóricos de Leal (1999).

No caso dos resultados experimentais de Volpe (2004), foram adotadas as mesmas características de tipo de fluido, regime de escoamento, nível de temperatura, reservatório de PVC de espessura 3 mm, idealizado como um cilindro vertical de diâmetro interno 0,2 m e altura de 1 m, assim como as condições ambientais (temperatura ambiente de 28°C). Segue abaixo uma breve descrição da montagem do aparato experimental, cujos resultados foram utilizados na comparação com os resultados numéricos.

Após a calibração dos termopares construiu-se então, uma sonda com um tubo de PVC de um metro de comprimento e 20 mm ($\frac{3}{4}$ ”) de diâmetro. Foram feitos furos de dez em dez centímetros, nos quais foram colocadas as pontas dos termopares e em seguida fixadas com cola de silicone. Assim o primeiro termopar ficou mais próximo do fundo do tanque e o décimo mais próximo do topo.

Na tubulação de entrada de água da rede, alimentação do tanque, foi instalado um registro tipo esfera para interrupção do fluxo de entrada de água fria no tanque. Na mesma altura, mas diametralmente oposta a essa entrada foi conectado o aquecedor de resistência elétrica. O tanque foi carregado

com água da rede de distribuição. A água fria (temperatura ambiente), localizada na região inferior do tanque é aquecida, e por diferença de densidade ascende, através de um tubo flexível, até a região superior do tanque onde é reinjetada ao mesmo.

Admitiram-se 11 pontos para a obtenção da solução numérica comparativa com os resultados experimentais obtidos pela montagem descrita acima, com perfis iniciais da água e do PVC em degrau. O número máximo de iteração fixado foi de 5000 e o incremento de tempo utilizado, após breves testes de convergência, foi de 0,01s.

Na Figura 4.1 estão mostrados graficamente os resultados numéricos obtidos pelo modelo numérico desenvolvido nesse trabalho e os resultados experimentais disponíveis, representados por círculos. A operação de carregamento foi simulada para tempos de 10, 20, 30, 40 e 44 minutos, com velocidade de carregamento igual a 0,000333 m/s e faixa de temperaturas entre 17 °C e 83 °C . Em todos os casos considerados verificou-se muito boa concordância entre os resultados, com um erro médio de 1,6 %, obtido entre todos os pontos considerados. Esse erro pode estar relacionado à utilização de correlações empíricas na formulação do modelo matemático, implicando em simplificações que afetam os resultados obtidos.

No caso dos resultados experimentais de Leal (1999), foram adotadas as mesmas características de tipo de fluido, regime de escoamento, nível de temperatura, reservatório com revestimento de acrílico de espessura 0,5 cm, idealizado como um cilindro vertical de diâmetro interno 0,12 m e altura de 0,34 m, assim como as condições ambientais (temperatura ambiente de 28°C). Segue abaixo uma breve descrição da montagem do aparato experimental, cujos resultados foram utilizados na comparação com os resultados numéricos.

O tanque do sistema tem capacidade de 4,2 litros. São usados dois tanques de alimentação, sendo um tanque para água quente e outro para água fria. O tanque da água quente é equipado com uma resistência elétrica de 1500 W, cuja temperatura é controlada por um termostato e tem capacidade para 60 litros. O tanque de água fria tem capacidade para 20 litros e é alimentado pela rede. São utilizados registros gaveta para a saída de água dos tanques. Na tubulação feita de

cobre e que liga cada tanque ao armazenador, existe uma placa de orifício calibrada para o controle das vazões. Os difusores superior e inferior foram feitos de placas utilizadas em circuitos eletrônicos com pequenos furos, de modo que a operação de entrada de água não causasse grandes perturbações para preservar a estratificação do tanque. No centro do armazenador foi colocado um tubo de PVC onde foram conectados os termopares com espaçamento igual entre eles. Na parede externa foram colocados quatro termopares com espaçamento igual entre eles.

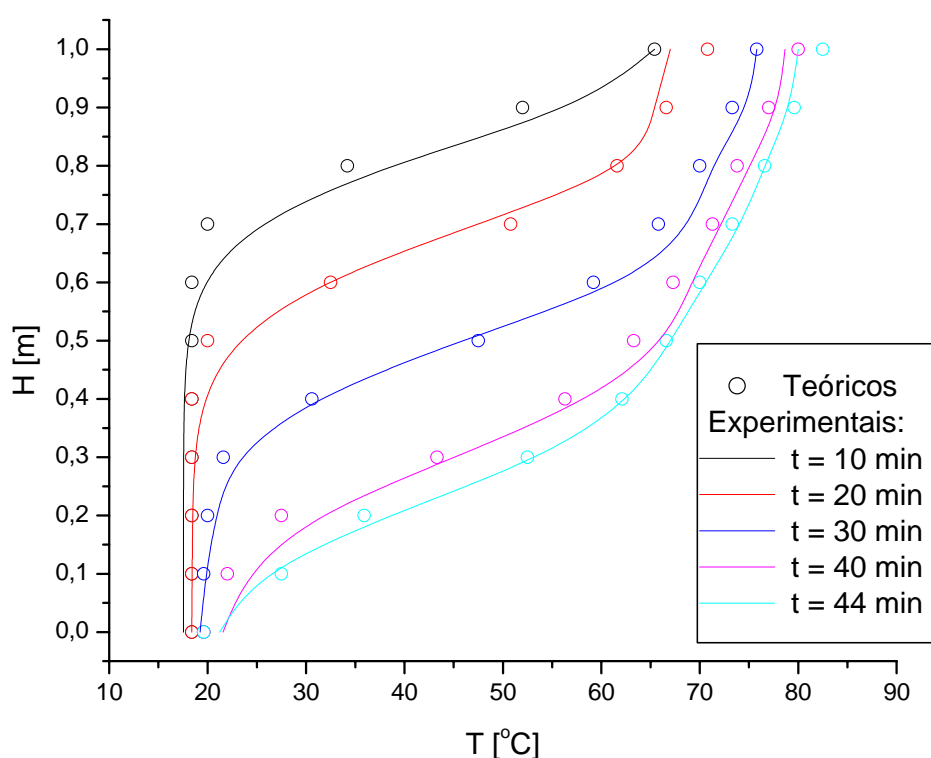


Figura 4.1 - Perfis de temperatura da água por solução numérica e dados experimentais (VOLPE, 2004) na operação de carga.

Admitiram-se 10 pontos para a obtenção da solução numérica comparativa com os resultados experimentais obtidos pela montagem descrita acima, com perfis iniciais da água e do isolante em degrau. O número máximo de iteração fixado foi de 5000 e o incremento de tempo utilizado, após breves testes de convergência, foi de 0,01s.

Na Figura 4.2 estão mostrados graficamente os resultados numéricos obtidos pelo modelo numérico desenvolvido nesse trabalho com resultados experimentais disponíveis, representados por círculos e resultados teóricos obtidos por outro modelo matemático, representado por quadrados. A operação de descarregamento foi simulada para tempos de 5, 10 e 16 minutos, com vazão mássica de 4,2 g/s. Em todos os casos considerados verificou-se boa concordância entre os resultados para os tempos considerados, com um erro médio de 3,4 %, 5,7% e 4,6% entre os resultados teóricos obtidos nesse trabalho e os resultados experimentais disponíveis para os tempos de 5, 10 e 16 minutos respectivamente. A menor temperatura é de 25 °C e a maior de 37,8 °C.

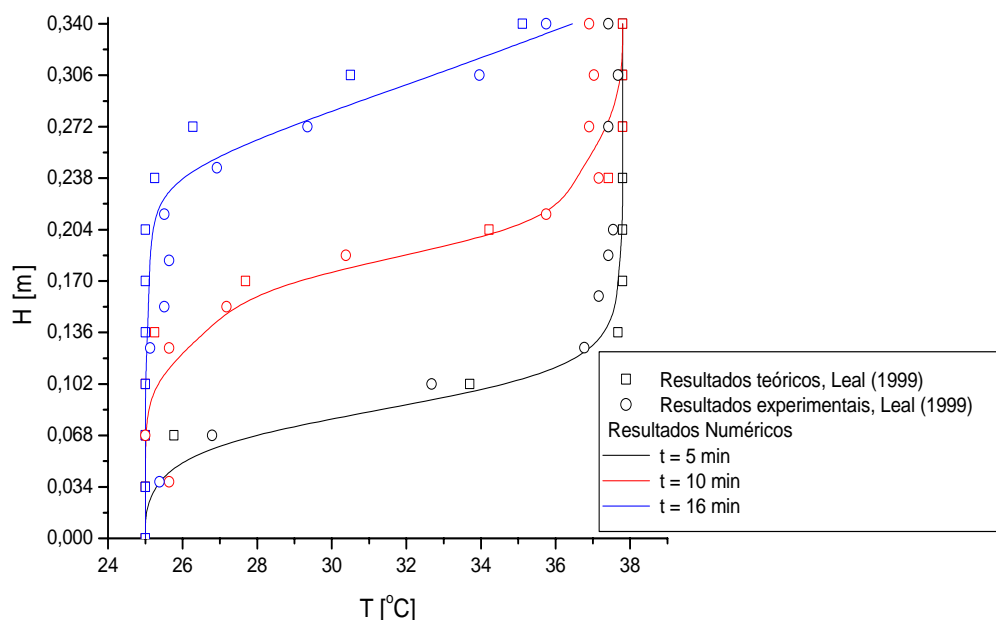


Figura 4.2 - Perfis de temperatura da água por solução numérica e resultados experimentais e teóricos (LEAL, 2004) na operação de descarga.

Na Figura 4.3 estão mostrados graficamente os resultados numéricos obtidos pelo modelo numérico desenvolvido nesse trabalho com resultados experimentais disponíveis, representados por círculos e resultados teóricos obtidos por outro modelo matemático, representado por quadrados. Nesse caso a operação de descarregamento foi simulada para tempos de 6, 16 e 22

minutos, com vazão mássica de 2,8 g/s. Em todos os casos considerados verificou-se boa concordância entre os resultados para os tempos considerados, com um erro médio de 4,4 %, 6,7% e 5,6% entre os resultados teóricos obtidos nesse trabalho e os resultados experimentais disponíveis para os tempos de 6, 16 e 22 minutos respectivamente. A menor temperatura é de 24,7 °C e a maior de 38 °C.

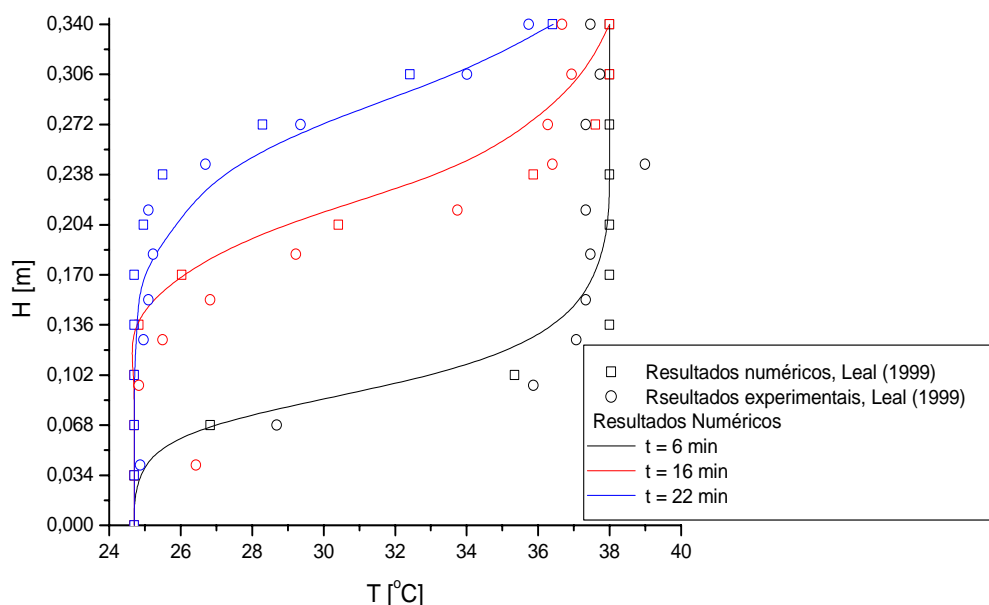


Figura 4.3 - Perfis de temperatura da água por solução numérica e resultados experimentais e teóricos (LEAL, 2004) na operação de descarga.

Na Figura 4.4 estão mostrados graficamente os resultados numéricos obtidos pelo modelo numérico desenvolvido nesse trabalho com resultados experimentais disponíveis, representados por círculos e resultados teóricos obtidos por outro modelo matemático, representado por quadrados. Nesse caso a operação de carregamento foi simulada para tempos de 8, 18 e 26 minutos, com vazão mássica de 2,4 g/s. Em todos os casos considerados verificou-se boa concordância entre os resultados para os tempos considerados, com um erro médio de 3,4 %, 5,7% e 7,6% entre os resultados teóricos obtidos nesse trabalho e os resultados experimentais disponíveis para os tempos de 8, 18 e 26 minutos respectivamente. A menor temperatura é de 26,2 °C e a maior de 53,2 °C.

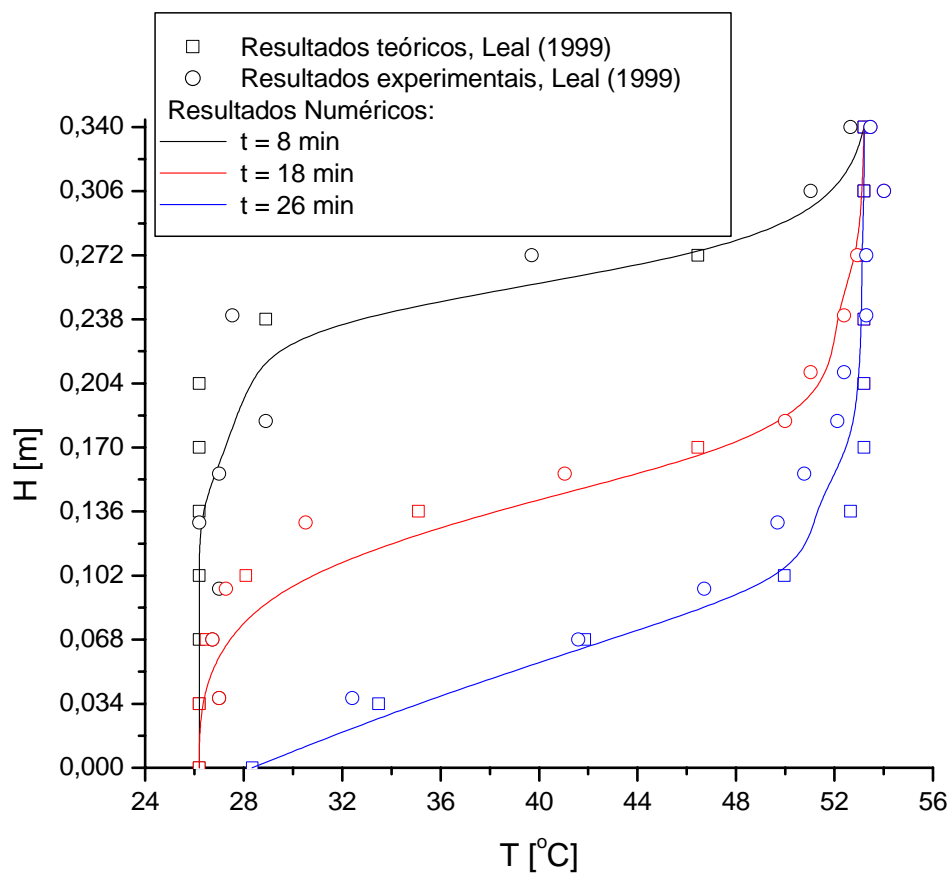


Figura 4.4 - Perfis de temperatura da água por solução numérica e resultados experimentais e teóricos (LEAL, 2004) na operação de carga.

Por último, na Figura 4.5 estão mostrados graficamente os resultados numéricos obtidos pelo modelo numérico desenvolvido nesse trabalho com resultados experimentais disponíveis, representados por círculos e resultados teóricos obtidos por outro modelo matemático, representado por quadrados. Nesse caso a operação de carregamento foi simulada para tempos de 8, 18 e 26 minutos, com vazão mássica de 2,8 g/s. Em todos os casos considerados verificou-se boa concordância entre os resultados para os tempos considerados, com um erro médio de 6,4 %, 3,1% e 4,2% entre os resultados teóricos obtidos nesse trabalho e os resultados experimentais disponíveis para os tempos de 8, 18 e 26 minutos respectivamente. A menor temperatura é de 26,1 °C e a maior de 53,2 °C.

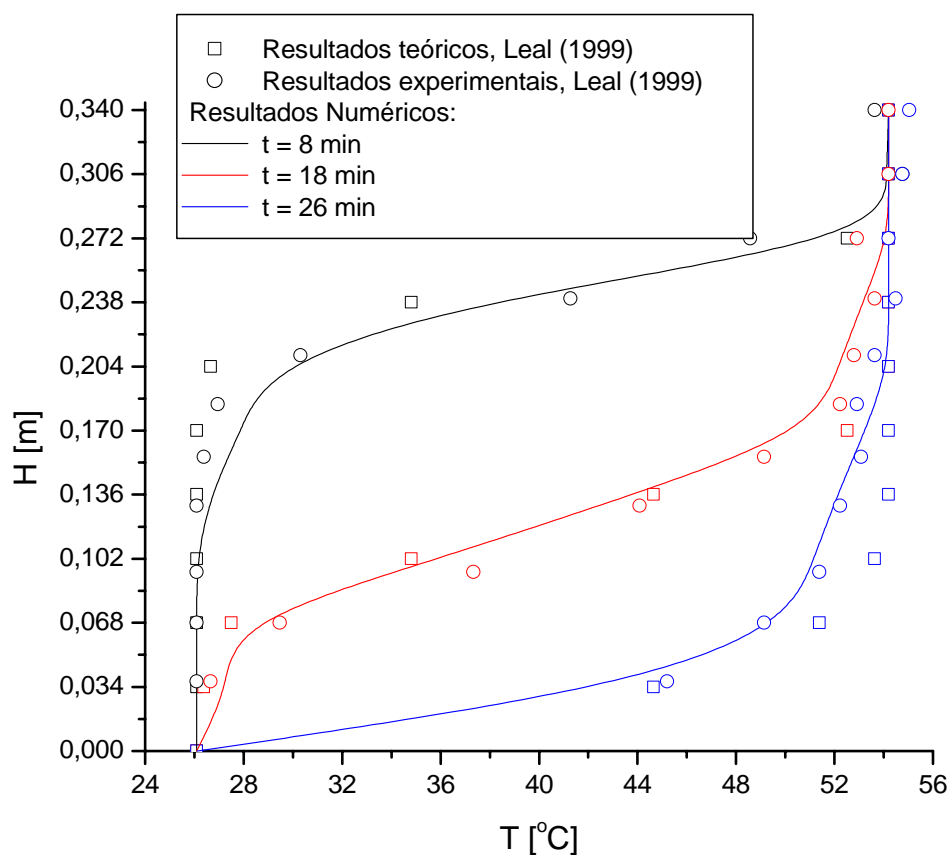


Figura 4.5 - Perfis de temperatura da água por solução numérica e resultados experimentais e teóricos (LEAL, 2004) na operação de carga.

De maneira geral, pela análise dos resultados comparativos, pode-se afirmar que o erro médio está dentro do esperado através de comparações numérica e experimental, donde conclui-se que o modelo numérico pode ser utilizado com confiança na obtenção de outros resultados.

4.2 – Operação de carregamento dinâmico

Na operação de carga, o fluido quente entra no topo do reservatório, ocorrendo o deslocamento da frente quente para o fundo do reservatório, considerado totalmente descarregado no início da simulação numérica. Os resultados numéricos para o estudo da operação de carga foram

obtidos considerando um armazenador de 2 m de altura e 0,2 m de diâmetro. Como material de isolamento do tanque foram admitidas as propriedades físicas da fibra de vidro ($\rho = 32 \text{ kg/m}^3, k = 0,038 \text{ W/mK}, C_p = 835 \text{ J/kgK}$) com espessura de 8 mm. A maior temperatura no tanque foi admitida como sendo 90°C e a menor temperatura como sendo 20°C . Para a obtenção da solução numérica foram utilizados 6 pontos para o fluido e 6 pontos para o isolante. O incremento de tempo utilizado, após breve estudo de convergência foi igual a 0,01s.

Na Figura 4.6 estão mostrados resultados numéricos obtidos durante a operação de carga para os perfis de temperaturas do fluido no centro do tanque para instantes 300 s, 600 s, 900 s e 1200 s e vazão mássica de 1,5 kg/s, equivalente a uma velocidade de 0,0477 m/s. Para esse caso, o tempo necessário ao completo carregamento do armazenador é de aproximadamente 1320 s.

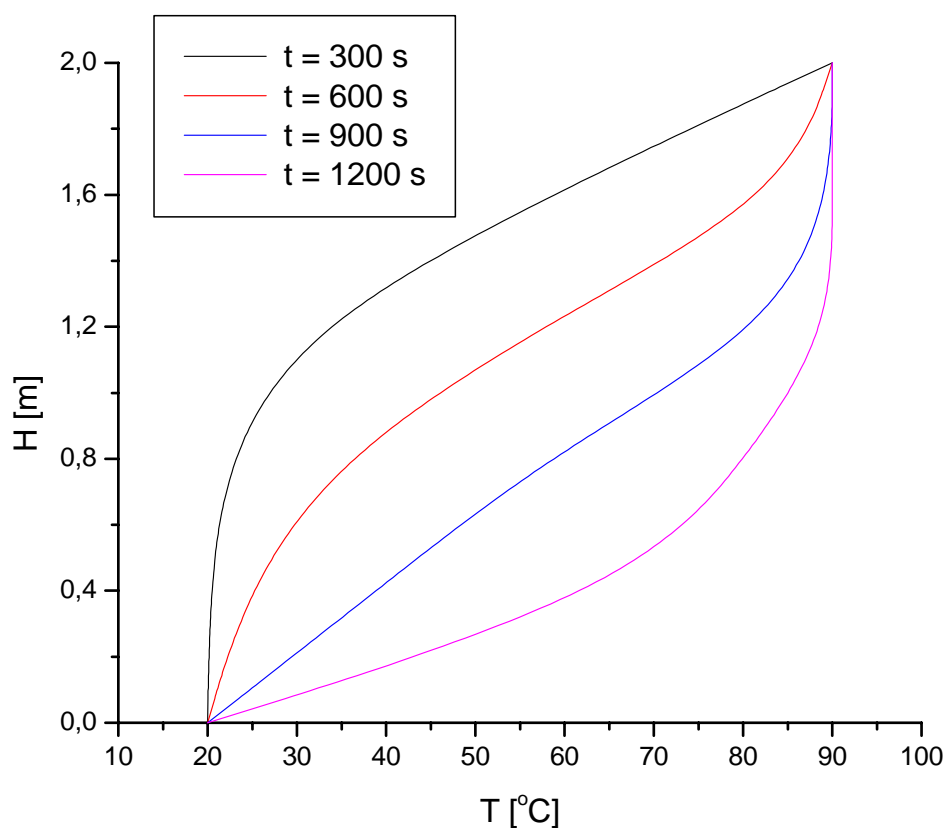


Figura 4.6 - Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de carga, com $\dot{m} = 1,5 \text{ kg/s}$.

Pela análise da solução obtida nota-se comportamento coerente ao esperado, no qual verifica-se progressivo carregamento do armazenador no decorrer do tempo, ou seja, a quantidade de água quente armazenada aumenta com o aumento do tempo, visto que a frente quente se desloca para o fundo do tanque, uma vez que a deposição de fluido a maior temperatura é realizada na porção superior do tanque, fazendo com que o gradiente térmico entre o fluido à maior temperatura se transmita para a parte inferior do tanque na qual está depositado o fluido “frio”, fenômeno perpetuado com o passar do tempo.

Na Figura 4.7 estão mostrados resultados numéricos obtidos durante a operação de carga para os perfis de temperaturas do fluido no centro do tanque para instantes 200 s, 400 s, 600 s e 800 s para vazão mássica de 2,0 kg/s, equivalente a uma velocidade de 0,0637 m/s. Para esse caso, o tempo necessário ao completo carregamento do armazenador é de aproximadamente 990 s.

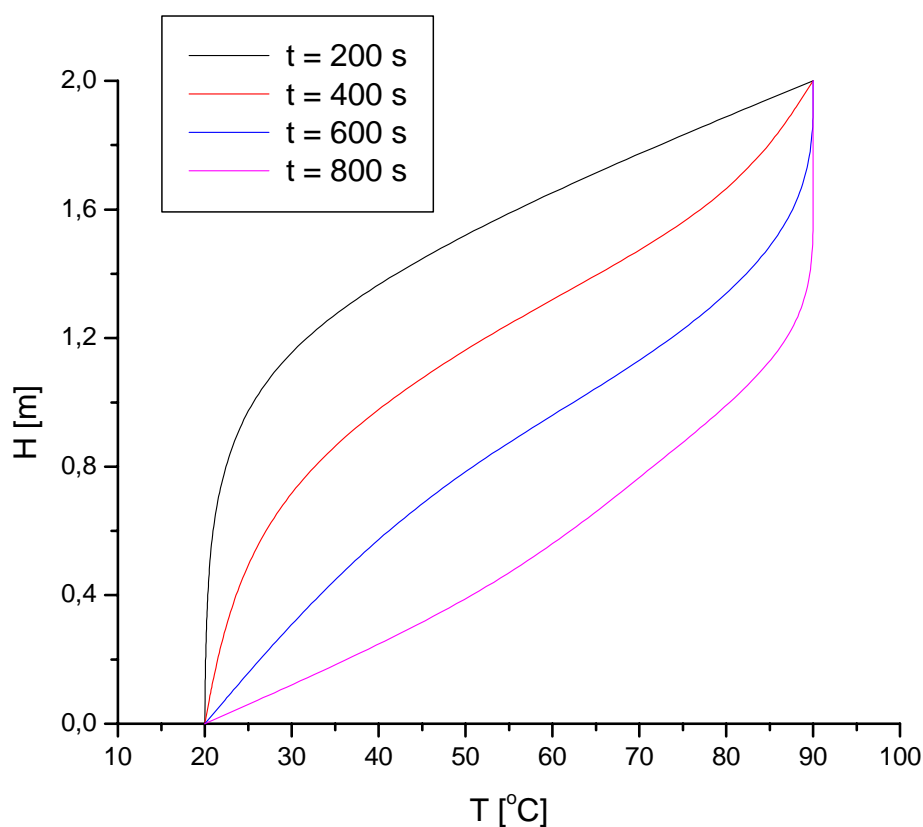


Figura 4.7 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de carga, com $\dot{m} = 2,0 \text{ kg} / \text{s}$.

De maneira similar ao caso anterior, nota-se comportamento coerente ao esperado, onde se verifica progressivo carregamento do armazenador no decorrer do tempo, ou seja, a quantidade de água quente armazenada aumenta com o aumento do tempo, pois a frente quente se desloca para o fundo do tanque. Além disso, como era de se esperar, o tempo de carregamento diminui com o aumento da vazão e cresce com a diminuição da mesma. Deduz-se ainda que o comportamento no centro do tanque armazenador se desenvolve de forma análoga à fig. 4.6, com a porção de fluido a maior temperatura migrando para a base do reservatório, ao longo do centro do tanque, devido aos efeitos da condução térmica, e da velocidade de entrada do fluido quente, embora considerada baixa.

Na Figura 4.8 estão mostrados os perfis de temperaturas do fluido no centro do armazenador obtidos por solução numérica para relações de aspecto $H/D = 10, 7, 5$ e 2 em 600 segundos de carregamento considerando uma vazão mássica de $1,5 \text{ kg/s}$.

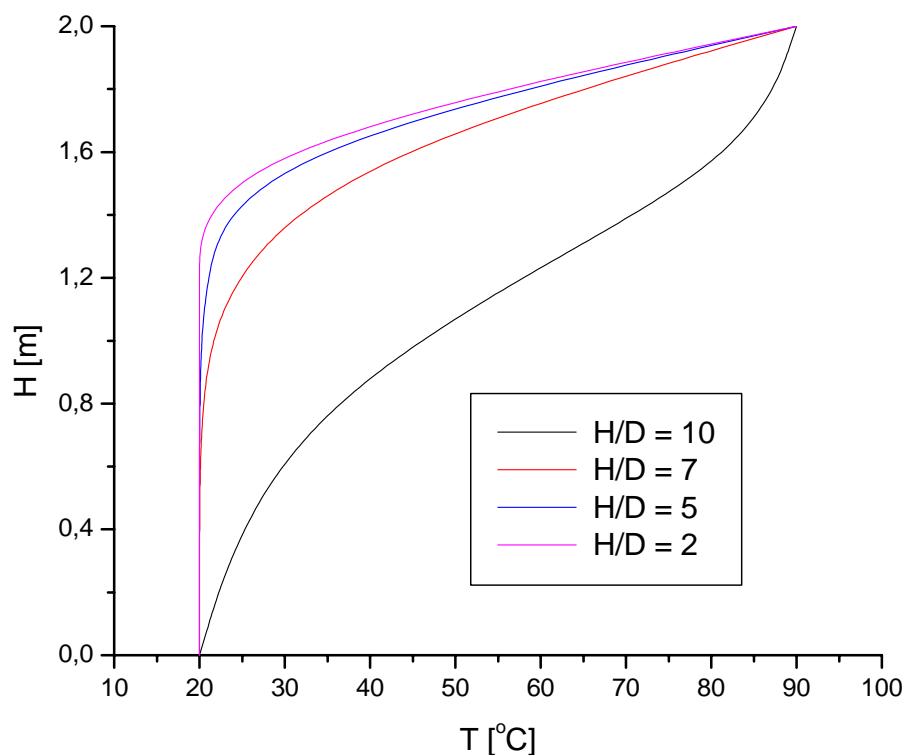


Figura 4.8 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de carga para várias relações de aspecto, com $\dot{m} = 1,5 \text{ kg/s}$.

Pela análise da solução numérica nota-se que o aumento da relação de aspecto provoca uma melhoria no processo de carregamento no tanque, além de favorecer a estratificação térmica do fluido de trabalho. Deve-se notar que um alto valor para a relação de aspecto significa uma otimização para a estratificação térmica do fluido, mas este valor tem um limite, pois o extremo seria um tanque tendendo a um capilar, com um diâmetro mínimo e altura quase infinita. Esta idealização se mostra inconsistente sob o aspecto físico, pois deve-se ressaltar a influência do raio crítico, que aumenta a perda de calor para o meio à medida que o tanque em questão se torna esbelto e delgado.

Na Figura 4.9 estão mostrados os perfis de temperaturas da água no centro do armazenador obtidos por solução numérica para relações de aspecto $H/D = 10, 7, 5$ e 2 em 400 segundos de carregamento considerando uma vazão mássica de $2,0 \text{ kg/s}$.

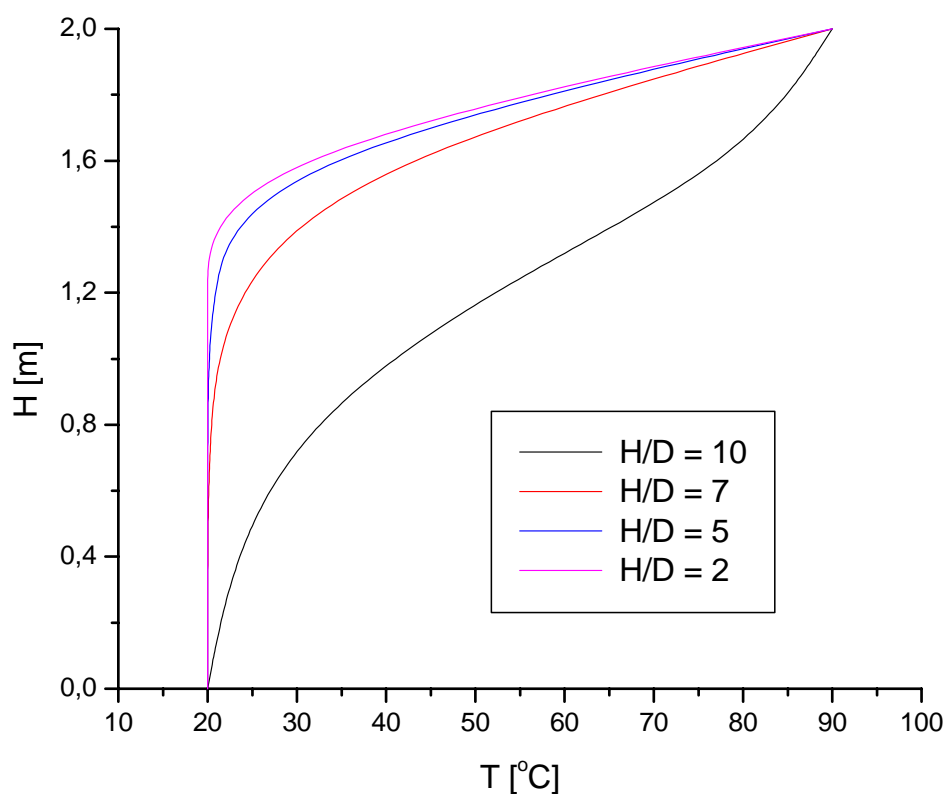


Figura 4.9 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de carga para várias relações de aspecto, com $\dot{m} = 2,0 \text{ kg/s}$.

De maneira similar ao caso anterior, pela análise da solução numérica nota-se que o aumento da relação de aspecto provoca uma melhoria no processo de carregamento no tanque, além de favorecer a estratificação térmica do fluido de trabalho. Naturalmente esse resultado é geral, e a determinação da relação de aspecto ótima foge do escopo desse trabalho, visto que envolve uma análise da eficiência de armazenamento. Mais uma vez observa-se que mesmo com um aumento na vazão do fluido, tem-se uma melhor estratificação para altos valores da relação de aspecto, com o impedimento perpetuado pelo raio crítico e novos problemas decorrentes de um valor pequeno para a relação de aspecto, pois um reservatório com menor altura implica em perdas de energia na estratificação térmica em si, ou seja, tem-se uma porção (volume) diminuto de fluido a maior temperatura e uma porção (volume) muito maior de fluido a menor temperatura, realidade esta desalentadora quanto ao aspecto de disponibilização de energia térmica para emprego em máquinas térmicas.

Na Figura 4.10, estão mostrados os perfis de temperaturas da água no centro do armazenador obtidos por solução numérica para relação de aspecto igual a 10 em um intervalo de 600 segundos, para operação de carregamento, considerando vazões mássicas de 1,5; 1,3; 1,1 e 0,9 kg/s.

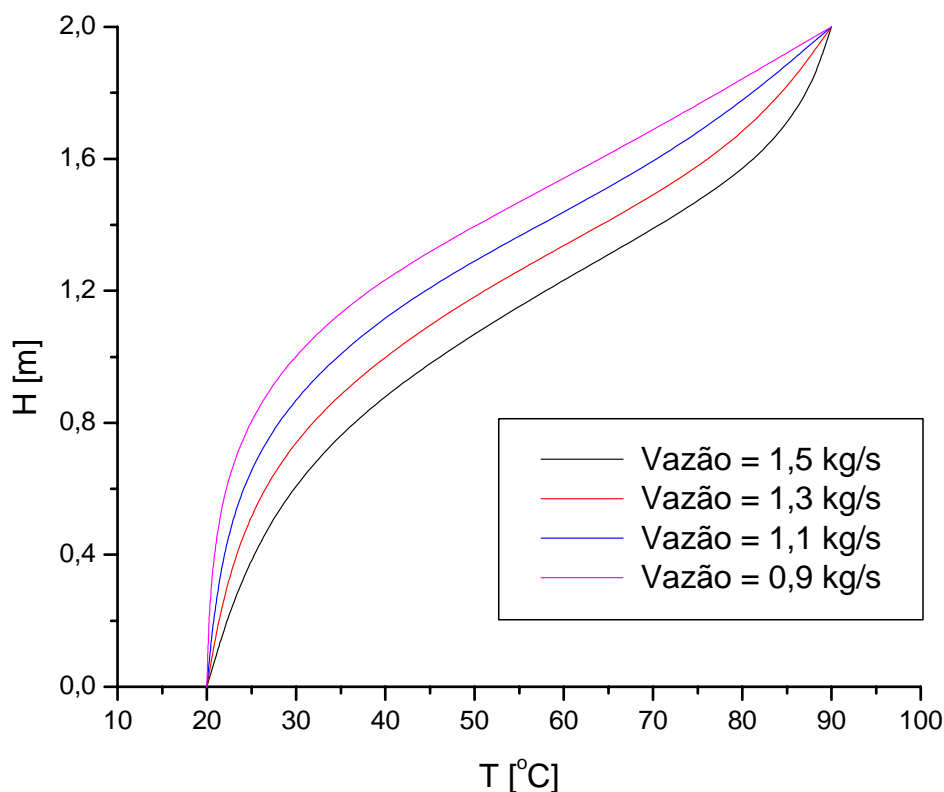


Figura 4.10 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de carga para várias vazões mássicas.

Pela análise da solução numérica, nota-se comportamento coerente ao esperado, onde um pequeno aumento da vazão mássica favorece o processo de carregamento e também a formação da estratificação térmica, visto que a frente quente se desloca com maior velocidade para o fundo do armazenador. Com uma grande relação de aspecto, igual a 10, aliado ao aumento da vazão de fluido, tem-se uma melhora significativa na estratificação térmica, pois um reservatório de altura elevada e diâmetro diminuto favorece a estratificação em si. Por outro lado, o aumento da vazão de fluido com maior temperatura favorece a uniformização da temperatura no interior do reservatório, através dos efeitos combinados da velocidade do fluido e da transmissão de calor por condução térmica entre as porções de fluido a diferentes temperaturas.

Na Figura 4.11, estão mostrados os perfis de temperaturas da água no centro do armazenador, obtidos por solução numérica para relação de aspecto igual a 10 em 400 segundos de carregamento considerando vazões mássicas de 2,0; 1,9; 1,8; 1,7; 1,6 e 1,5 kg/s.

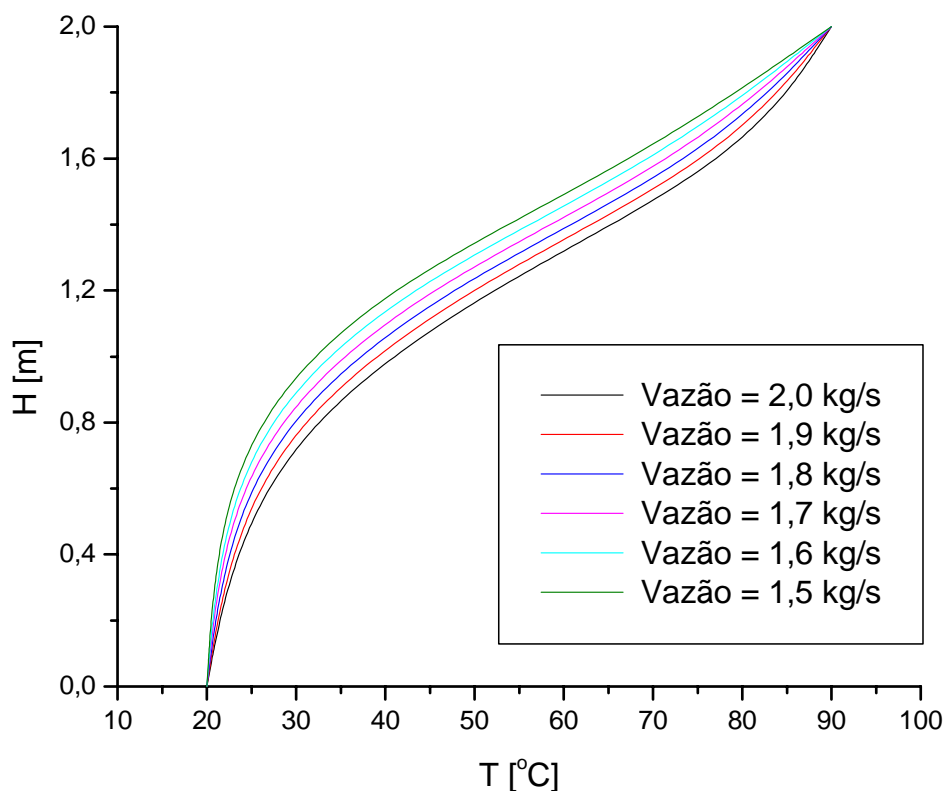


Figura 4.11 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de carga para várias vazões mássicas.

De maneira similar ao caso anterior, nota-se comportamento coerente ao esperado, onde um pequeno aumento da vazão mássica favorece o processo de carregamento e também a formação da estratificação térmica, pois o fluido quente se desloca com maior velocidade para o fundo do armazenador. Observa-se que mesmo com um intervalo de tempo menor (400s) tem-se uma situação análoga à da Fig. 4.10 com a superposição dos efeitos da grande relação de aspecto em conjunto com os decorrentes do aumento de vazão de fluido, bem como da condução de calor entre as porções a maior e menor temperatura, fenômeno favorecido pela altura elevada do reservatório em relação ao diâmetro.

Esse resultado deve ser visto apenas como uma generalização, posto que deve haver um valor limite para a velocidade de carregamento na situação física em análise, pois o aumento da velocidade de carregamento provoca maior mistura entre as porções quente e fria do fluido de trabalho, prejudicando a formação da estratificação térmica. Além disso, o aumento da velocidade de carregamento favorece a formação de turbulências no escoamento de entrada, também prejudicial à estratificação térmica, fator que pode ser amenizado com a utilização de difusores, tubos de distribuição e meios porosos rígidos ou flexíveis na entrada do reservatório em estudo.

4.3 – Operação de descarregamento dinâmico

Na operação de descarga, o fluido frio entra pela base do reservatório, ocorrendo o deslocamento da frente fria para o topo do reservatório, considerado totalmente carregado no início da simulação numérica. Os resultados numéricos para o estudo da operação de descarga foram obtidos considerando um armazenador de 2 m de altura e 0,2 m de diâmetro. Como material de isolamento do tanque foram admitidas as propriedades físicas da fibra de vidro ($\rho = 32 \text{ kg/m}^3$, $k = 0,038 \text{ W/mK}$, $C_p = 835 \text{ J/kgK}$) com espessura de 8 mm. A maior temperatura no tanque foi admitida como sendo 90°C e a menor temperatura como sendo 20°C . Para a obtenção da solução numérica foram utilizados 6 pontos para o fluido e 6 pontos para o isolante. O incremento de tempo utilizado, após breve estudo de convergência foi igual a 0,01s.

Na Figura 4.12 estão mostrados resultados numéricos obtidos durante a operação de descarga para os perfis de temperaturas do fluido no centro do tanque para instantes 300 s, 600 s, 900 s e 1200 s e vazão mássica de 1,5 kg/s, equivalente a uma velocidade de 0,0477 m/s. Para esse caso, o tempo necessário ao completo descarregamento do armazenador é de aproximadamente 1320 s.

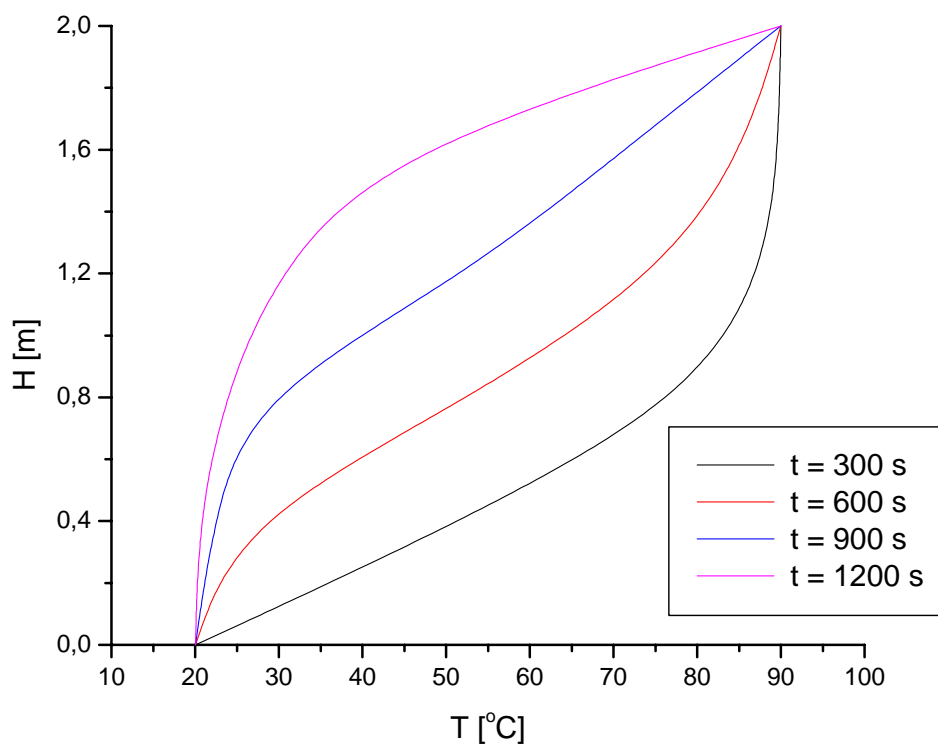


Figura 4.12 - Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de descarga, com $\dot{m} = 1,5 \text{ kg/s}$.

Pela análise da solução obtida nota-se comportamento coerente ao esperado, no qual verifica-se progressivo descarregamento do armazenador no decorrer do tempo, ou seja, a quantidade de água fria armazenada aumenta com o aumento do tempo, visto que a fria quente se desloca para o topo do tanque.

Na Figura 4.13 estão mostrados resultados numéricos obtidos durante a operação de descarga para os perfis de temperaturas do fluido no centro do tanque para instantes 200 s, 400 s, 600 s e 800 s para vazão mássica de 2,0 kg/s, equivalente a uma velocidade de 0,0637 m/s. Para esse caso, o tempo necessário ao completo descarregamento do armazenador foi de aproximadamente 990 s.

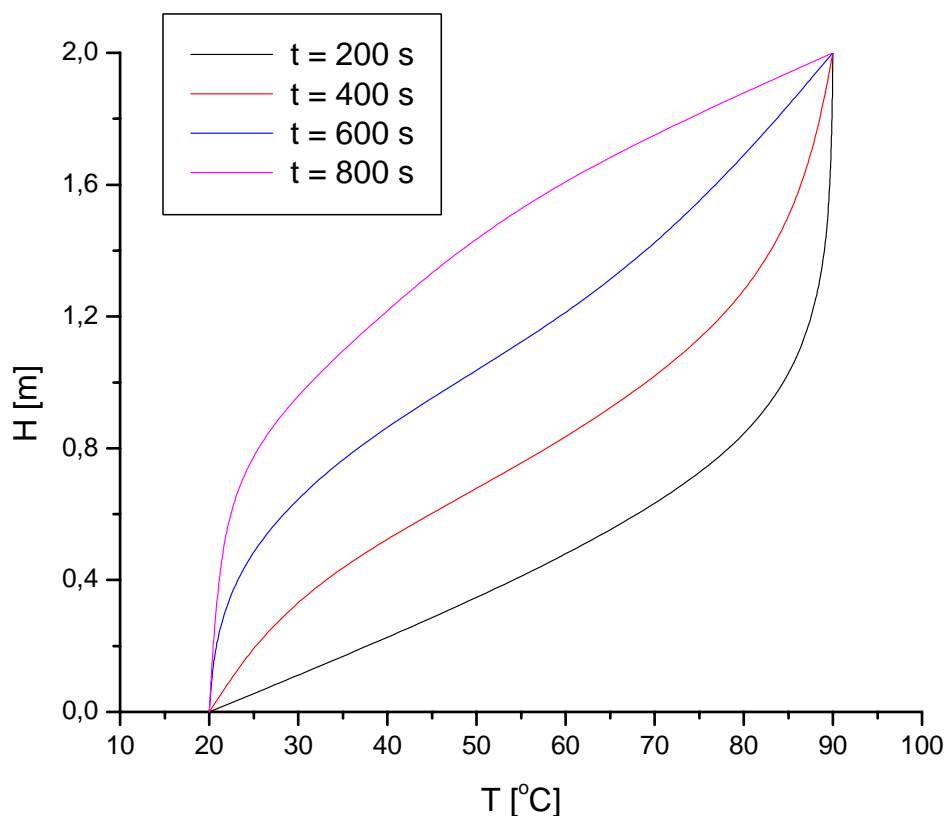


Figura 4.13 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de descarga, com $\dot{m} = 2,0 \text{ kg} / \text{s}$.

De maneira similar ao caso anterior, nota-se comportamento coerente ao esperado, onde se verifica progressivo descarregamento do armazenador no decorrer do tempo, ou seja, a quantidade de água fria armazenada aumenta com o aumento do tempo, pois a frente fria se desloca para o topo do tanque. Além disso, como era de se esperar, o tempo de descarregamento diminui com o aumento da vazão e cresce com a diminuição da mesma.

Na Figura 4.14 estão mostrados os perfis de temperaturas do fluido no centro do armazenador obtidos por solução numérica para relações de aspecto $H/D = 10, 7, 5$ e 2 em 600 segundos de descarregamento considerando uma vazão mássica de $1,5 \text{ kg/s}$.

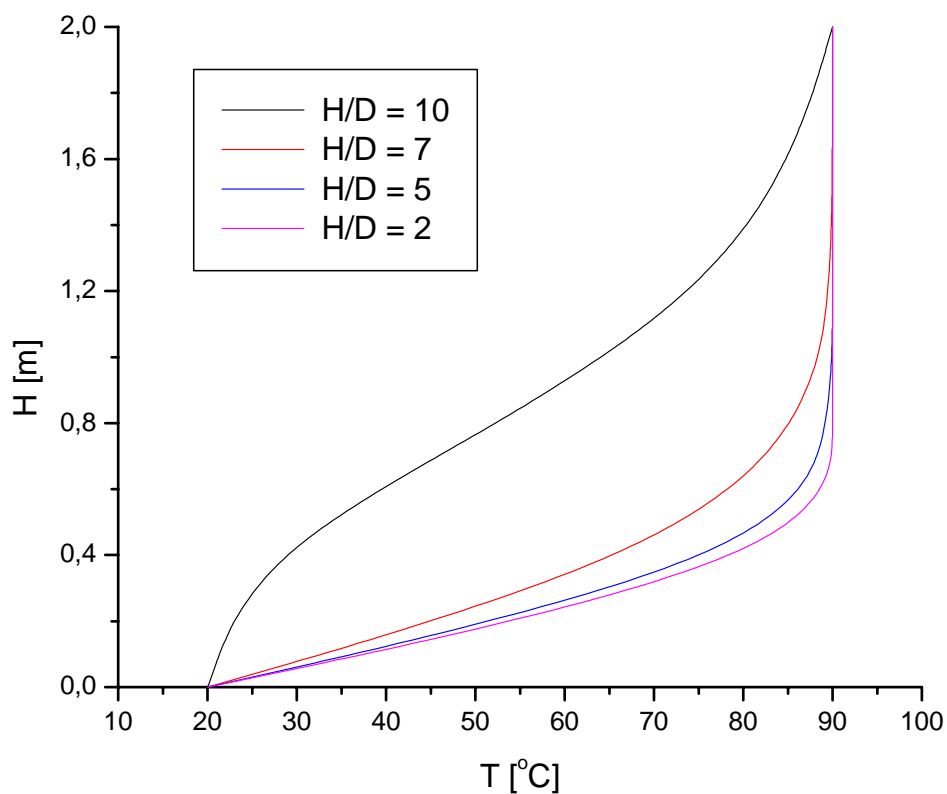


Figura 4.14 - Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de carga para várias relações de aspecto, com $\dot{m} = 1,5 \text{ kg/s}$.

Pela análise da solução numérica nota-se que o aumento da relação de aspecto provoca uma melhoria no processo de descarregamento no tanque, além de favorecer a estratificação térmica do fluido de trabalho.

Na Figura 4.15 estão mostrados os perfis de temperaturas da água no centro do armazenador obtidos por solução numérica para relações de aspecto $H/D = 10, 7, 5$ e 2 em 400 segundos de descarregamento considerando uma vazão mássica de $2,0 \text{ kg/s}$.

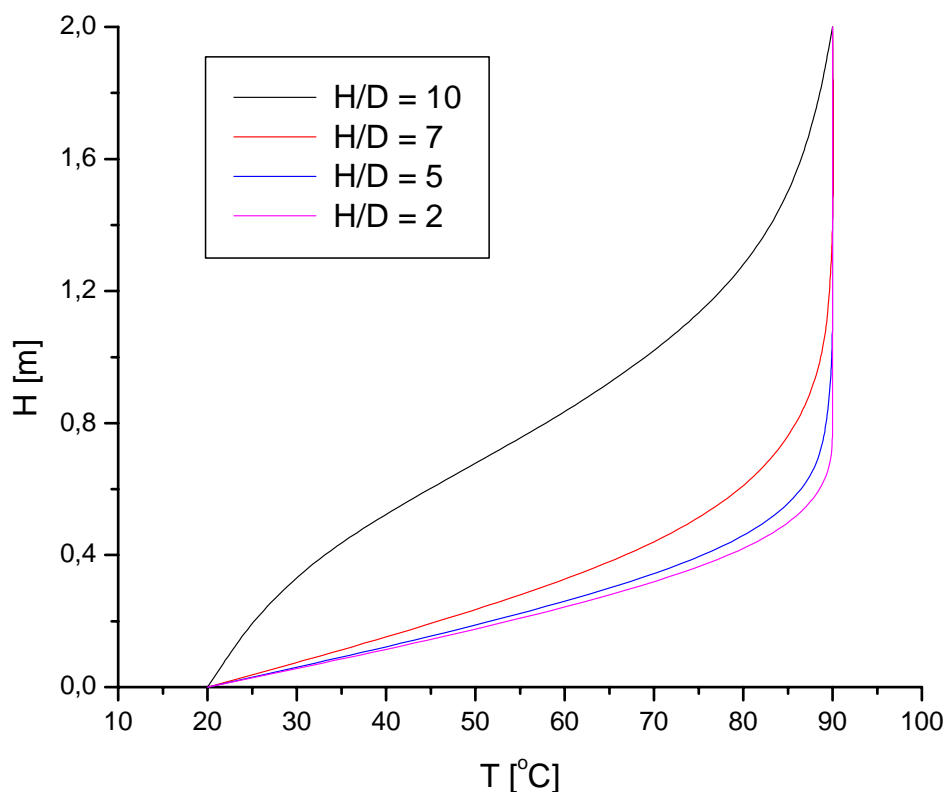


Figura 4.15 - Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de descarga para várias relações de aspecto, com $\dot{m} = 2,0 \text{ kg} / \text{s}$.

De maneira similar, pela análise da solução numérica nota-se que o aumento da relação de aspecto provoca uma melhoria no processo de descarregamento no tanque, além de favorecer a estratificação térmica do fluido de trabalho. Naturalmente esse resultado é geral, sendo que a determinação da relação de aspecto ótima foge do escopo desse trabalho, visto que envolve uma análise mais detalhada, por exemplo, a eficiência de armazenamento.

Na Figura 4.16, estão mostrados os perfis de temperaturas da água no centro do armazenador, obtidos por solução numérica para relação de aspecto igual a 10 em 600 segundos de descarregamento considerando vazões mássicas de 1,5; 1,3; 1,1 e 0,9 kg/s.

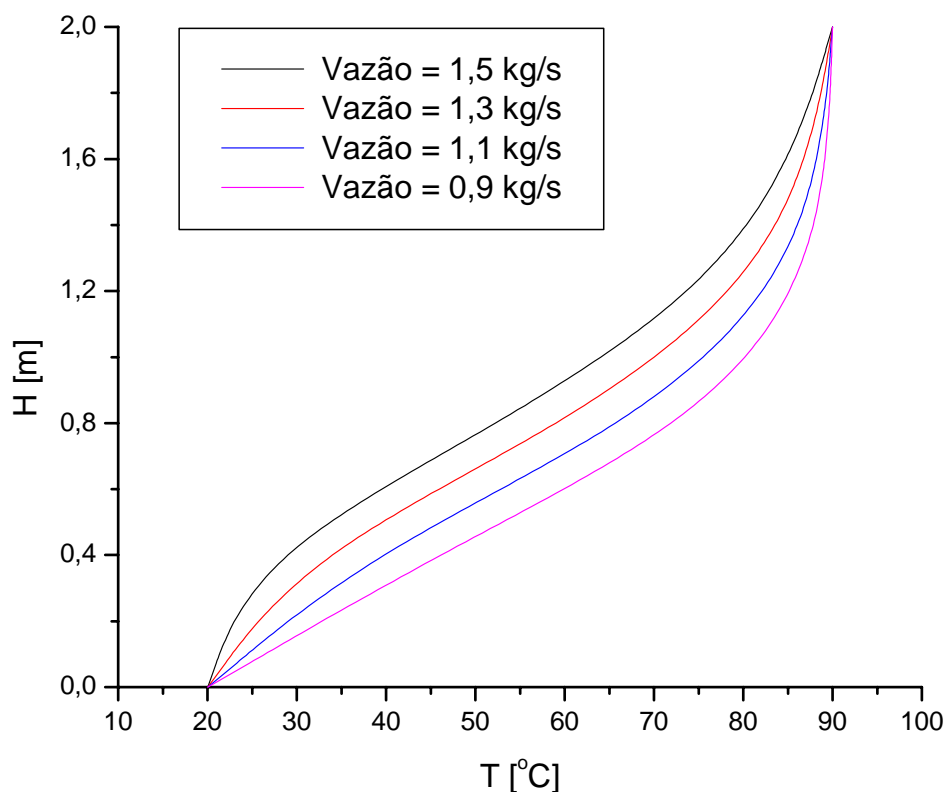


Figura 4.16 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de descarga para várias vazões mássicas.

Pela análise da solução numérica, nota-se comportamento coerente ao esperado, onde um pequeno aumento da vazão mássica favorece o processo de descarregamento e também a formação da estratificação térmica, visto que o fluido frio se move com maior velocidade para o topo do armazenador.

Na Figura 4.17, estão mostrados os perfis de temperaturas da água no centro do armazenador, obtidos por solução numérica para relação de aspecto igual a 10 em 400 segundos de descarregamento considerando vazões mássicas de 2,0; 1,9; 1,8; 1,7; 1,6 e 1,5 kg/s.

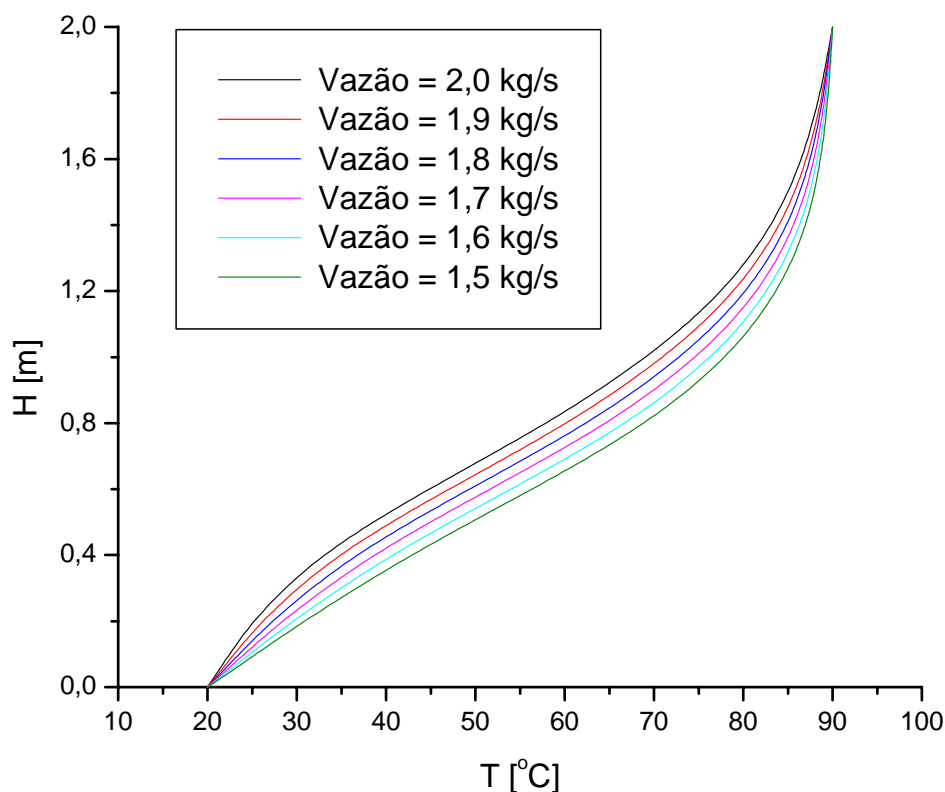


Figura 4.17 – Perfis de temperatura da água por solução numérica na operação de descarga para várias vazões mássicas.

De maneira similar ao caso anterior, nota-se comportamento coerente ao esperado, onde um pequeno aumento da vazão mássica favorece o processo de descarregamento e também a formação da estratificação térmica, visto que a frente fria se desloca com maior velocidade para o topo do armazenador.

Conforme citado anteriormente, esse resultado é apenas uma generalização, visto que deve haver um valor limite para a velocidade de descarregamento na situação física em análise, pois com o aumento da velocidade de descarregamento, aumenta a mistura entre as porções fria e quente do fluido de trabalho, prejudicando a formação da estratificação térmica. Além disso, o aumento da velocidade de descarregamento favorece a formação de turbulências no escoamento de entrada, também prejudicial ao descarregamento e à estratificação térmica, fator que pode ser amenizado com a utilização de dispositivos que diminuam a quantidade de movimento fluido na entrada, tais

como: difusores, tubos de distribuição e meios porosos flexíveis ou rígidos na entrada do reservatório.

Pela análise geral dos resultados obtidos, pode-se dizer também que o código computacional desenvolvido em linguagem de programação FORTRAN mostrou-se robusto e capaz de obter boa quantidade de soluções a bons níveis de precisão e simulando corretamente a situação física em análise, podendo ser utilizado com segurança na obtenção de novos resultados.

Capítulo 5

Conclusões e extensões futuras

Os resultados obtidos e expostos no capítulo anterior mostraram que, de maneira geral, o modelo matemático proposto é capaz de simular as condições de estocagem por estratificação em um armazenador térmico nas operações de carga.

Ao se adotar as hipóteses na formulação do modelo proposto, incorre-se em simplificações que naturalmente irão levar a um distanciamento de suas soluções com aquelas de resultados experimentais. Entretanto, mesmo com essas simplificações observou-se boa concordância entre os resultados obtidos pelo modelo numérico e os resultados experimentais de outros autores.

Logo, pode-se afirmar que o código computacional desenvolvido em linguagem de programação FORTRAN para solucionar o modelo matemático proposto, pode ser utilizado com confiança na obtenção de novos resultados teóricos.

Assim, vários parâmetros físicos e geométricos de um armazenador térmico podem ser analisados, tais como: relação de aspecto, vazões mássicas e faixas de temperaturas de trabalho.

Todos esses fatores são de fundamental importância no processo de armazenamento térmico e essencial ao projetista de equipamentos para esse fim, necessitando de diversos parâmetros de projeto necessários a um bom projeto de armazenadores térmicos com estratificação.

Assim, algumas conclusões puderam ser observadas:

1. Pela análise da solução obtida nota-se comportamento coerente ao esperado, no qual verifica-se progressivo carregamento do armazenador no decorrer do tempo, além de um menor tempo de carregamento com um aumento da vazão mássica.
2. Pela análise da solução nota-se que nos maiores valores da relação de aspecto encontram-se as maiores temperaturas no interior do armazenador para o mesmo tempo de carregamento. Isso implica que o aumento da relação de aspecto provoca uma melhoria no processo de carregamento do tanque.
3. Nota-se que as maiores temperaturas da água no interior do armazenador ocorrem para as menores vazões mássicas. Isso implica que baixas vazões são favoráveis à melhoria do processo de carregamento do tanque.

Referências Bibliográficas

AKINSETE, V.A.; COLEMAN, T.A. Heat Transfer by Steady Laminar Free Convection in Triangular Enclosures. **J. Heat Transfer**; 103 (December): 993, 1981.

AL-NAJEM, N.M. Degradation of Stratified Thermocline in Solar Storage Tanks. **Int. J. Energy Res.**, v 17, p 183-191, 1993.

AL-NAJEM, N.M.; AL-MARAFIE, A. M.; EZUDIN, K. Y. Analytical and Experimental Investigation of Thermal Stratification in Storage Tanks. **J. Energy Research**, v.17, p 77-88, 1993.

ALIZADEH, S. An Experimental and Numerical Study of Thermal Stratification in a Horizontal Cylindrical Solar Storage Tank. **Solar Energy**, v. 66, n1, p 409-421, 1999.

ALLONCLE, R. Étude en Régime Periodique d'un Accumulateur Technique à Chaleur Latente. Application à um Matériau Encapsulé. **Revue Générale de Thermique Fr.**, v. 254, p 161-167, 1983.

BEDECARRATS, J. P.; DUMAS, J. P. Etude de la Cristallisation de Nodules Contenant um Materiale à Changement de Phase em Vue du Stockage par Chaleur Latent, **Int. J. Heat Mass Transfer**, v. 40, p 149-157, 1997.

BEDECARRATS, J. P.; STRUB, F.; FALCON, B.; DUMAS, J. P. Phase Change Thermal Energy Storage Using Spherical Capsules: Performance of a test Plant, **Int. J. Refrig.**, v.19, p 187-196, 1996.

BEJAN, A. Transferência de Calor, **Ed. Edgard Blücher Ltda.**, 1996.

BLISS, R. W. The Derivations of Several Plate Efficiency Factors Useful in the Design of Flat Plate Solar Heat Collectors, **Solar Energy**, v.3, p 55-63, 1959.

BOUHDJAR A., HARHAD A. Numerical Analysis of Transient Mixed Convection Flow in Storage Tank: Influence of Fluid Properties and Aspect Ratios on Stratification. **Renewable Energy** ,v. 25, p 555-567, 2002.

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

CABEZA, L. F.; MEHLING, H.; HIEBLER, S., ZIEGLER, F. Heat Transfer Enhancement in Water when Used as P. C. M. in Thermal Energy Storage. **Applied Thermal Engineering**. v. 22, p 1141-1151, 2002.

CARNAHAN, B.; LUTHER, H.A.; WILKES, J.O. Applied Numerical Methods. **John Wiley**, p. 604, New York, 1969.

CARROCI, L. R. **Um estudo sobre a participação da parede de um tanque de armazenamento na degradação da estratificação**. 1992. 63 f. Tese. (Livre Docência em Engenharia Mecânica) Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 1992.

CHINNAPPA, J. C.; GNANALINGAM, K. Performance at Colombo, Ceylon, of a Pressurized Solar Water of the Combined Collector and Storage Type. **Solar Energy**, v.15, p 195-204, 1973.

CHUAWITTAYAWUTH, K., KUMAR S. Experimental Investigation of Temperature and Flow Distribution in a Thermosyphon Solar Water Heating System. **Renewable Energy** v.26, p 431–448, 2002.

CRISTOFARI .C., NOTTON G., POGGI P., LOUCHE A. Influence of the Flow Rate and the Tank Stratification Degree on the Performances of a Solar Flat-Plate Collector. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 455, p 455-469, 2003.

DINCER, I.; ROSEN, M. A. Energetic, Environmental an Economic Aspects of Thermal Energy Storage Systems for Cooling Capacity. **Applied Thermal Engineering** , v.21, p 1105-1117, 2001.

DINCER, I.; DOST, S.; LI, X. Performance Analyses of Sensible Heat Storage Systems for Thermal Applications. **International Journal of Energy Research**, v 21, p 1157-1171, 1997.

DOMANSKI, R.; FELLAH, G.. Thermoeconomic Analysis of Sensible Heat, Thermal Energy Storage Systems. **Applied Thermal Engineering**, v.18, n 8, p 693-704, 1998.

EAMES, P. C.; NORTON, B. The Effect of Tank Geometry on Thermally Stratified Sensible Heat Storage Subject to Low Reynolds Number Flows. **International Journal Heat Mass Transfer**, v. 41, n 14, p 2131-2142, 1998.

EAMES, I.W.; ADREF, K. T. Freezing and Melting of Water in Spherical Enclosures of the Type Used in Thermal (Ice) Storage Systems, **Applied Thermal Eng.**, v. 22, p 733-745, 2002.

FURBO, S. Present and Future SDHW System Technology, in: Proceedings Eurosun '98. Portorôz, Slovenia, 1998.

GARG, H. P.; RANI, U. Theoretical and Experimental Studies on Collector/Storage Type Solar Water Heater. **Solar Energy**, v. 29, p 467-478, 1982.

GHAJAR, A. J.; ZURIGAT, Y. H. Numerical Study of the Effect on Inlet Geometry on Stratification in Thermal Energy Storage. **Heat Transfer**, v. 21, p 65-83. 1991.

GIBBS, B.M.; HASNAIM, S. M. Study of Technical Grade Phase Change Heat Storage Materials for Solar Heating Applications. **International Solar Energy Conference**. p 2 . 1995.

GONG, Z.X.; MUJUNDAR, A. S. Thermodynamical Optimization of the Thermal Process In Energy Storage using Multiple Phase Change Materials. **Applied Thermal Engineering**, v.17, n 11, p 1067-1083, 1997.

GONG, Z.X.; MUJUNDAR, A. Cyclic Heat Transfer in a Novel Storage Unit of Multiple Phase Change Materials, **Applied Thermal Engineering**, v.16, n 10, p 807-815, 1996.

GUPTA, C. L.; GARG, H.P. System Design in Solar Water Heater with Natural Circulation. **Solar Energy**, v.12, p.163-182, 1968.

GUPTA, S. K.; JALURIA, Y. Na Experimental and Analytical Study of Thermal Stratification in an Enclosed Water Region due to Thermal Energy. **Energy Conversion Management**, v 22, p 63-70, 1982.

HADJIEVA, M.; KANEV, S.; ARGIROV, J. Thermophysical Properties of Some Paraffins Applicable to Thermal Energy Storage. **Solar Energy**, v.27, p.181-187, 1992.

HEINE, D. H.; HEESS, F. Chemische und Physikalische Eigenschaften von Latentwärmespeichermaterialien für Solarkraftwerke, **Proceedings of the 3rd International Solarforum**, Hamburg (Germany), 1980.

HOMAN, K. O., SOO, S. L. **Journal Heat and Fluid Flow**. v.19, p. 69-78.

HOBSON, P.A.; NORTON, B. A Design Nomogram for Direct Thermosyphon Solar Energy Water Heaters, **Solar Energy**, v. 43, p. 89-95, 1989.

HOBSON, P. A.; NORTON, B. Verified Performance Simulation Model of Direct Thermosyphon Solar-Energy Water Heaters, **ASME Journal of Solar Energy Engineering**, v 110, p 28-292, 1998.

HOTTEL, A.; WHILLIER, A. Evaluation of Flat Plate Collector Performance. **Conference on the Use of Solar Energy University**, v. 2 , p.1-74, 1958.

HUSSEIN H. M. S., Optimization of a Natural Circulation Two Phase Closed Thermosyphon Flat Plate Solar Water Heater. **Energy Conversion and Management**, v.44, p.2341–2352, 2003.

HUSSEIN, H. M. S., MOHAMAD M. A.; ASFOURI, A. S. E. Transient Investigation of a Thermosyphon Flat-Plate Solar Collector. **Applied Thermal Engineering** , v.19, p.789-800, 1999.

HUSSEIN, H.M.S.; MOHAMAD, M.A., El-Asfour A.S.E. **Applied Thermal Engineering**, v.19, p.789, 1998.

INABA, H.; T.U., P. Evaluation of Thermophysical Characteristics on Shape-Stabilized Paraffin as a Solid-Liquid Phase Change Material, **Heat Mass Transfer**, v.32, p.307-312, 1997.

INCROPERA, F.P.; DE WITT, D.P. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, **L.T.C. Livros Técnicos e Científicos Ltda.**, 1998.

JONES, G. F.; LIOR, N. Optimal Insulation of Solar Heating Systems Pipes and Tanks. **Energy**, New York, v.4, p. 593-621, 1979.

JOUDI, K. A.; HUSSEIN, I. A.; FARHAN A. A. Computational Model for a Prism Shaped Storage Solar Collector with a Right Triangular Cross Section. **Energy Conversion and Management**, v.45, p.391-409, 2003.

KALOGIROU, S. A., PAPAMARCOU, C. Modelling of a Thermosyphon Solar Water Heating System and Simple Model Validation. **Renewable Energy**, v. 21, p. 471-493, 2000.

KANG, Y. H.; KANG, M.C.; CHUN, W. G. A Study on Thermal Characteristics of the Solar Collector Made with Closed Loop Thermosyphon. **Heat Mass Transfer**, v.30, p.955-964, 2003.

KAPTAN, I.N.; KILIC, A. A Theoretical and Experimental Investigation of a Novel Built in Storage Solar Water Heater. **Solar Energy**. v.57, n. 5, p.393-400, 1996.

KARYAKIN, YU E.; SOKOVISHIN, Y. A.; MARTYNEKO, O. Transient Natural Convection in Triangular Enclosures. **J. Heat Mass Transfer**, v.31, p. 1759, 1988.

KHALIFA A. J-N., HUSSIAN M. A. Heat Flow in a Horizontal Solar Thermal Storage Tank with an Auxiliary Heater. **Energy Conversion and Management**, v. 43, p.549-555, 2002.

KLENINBACH, E.M.; BECKMAN, W.A.; Klein, S.A. Performance Study of One Dimensional Models for Stratified Thermal. **Solar Energy**, v.50, p.155-166, 1993.

KLEIN, S.A. Calculation of Flat Plate Collector Loss Coefficients. **Solar Energy**, v.17, p. 79-80, 1975.

KRANE, R. J.; KRANE, M.J. The Optimum Design of Stratified Thermal Energy Storage Systems – Part II: Completion of the Analytical Model, Presentation and Interpretation of the Results. **J. Energy Resources Technologies**, v.114/205, p. 204-208, 1998.

KUDISH,A, I. ; SANTAMAURA, P. ; BEAUFORT, P. Direct Measurement and Analysis of Thermosyphon Flow. **Solar Energy**, v.35, p.167-173, 1985.

KUMAR, A. A.; TIWARI, G. N. Transient Analysis of Collection-Cum-Storage Water Heater Integrated with Heat Exchanger. **Energy Conversion Management**, v.28, p.201-206, 1988.

LANE, G.A. Solar Heat Storage: Latent Heat Material. **Technology C.R.C. Press**, v.II, 1986.

LAVAN, Z.; THOMPSON, J. Experimental Study of Thermal Stratified Hot Water Storage Tanks. **Solar Energy**, v 19, p 519-524, 1977.

LEAL, J. F. B. **Estudo Numérico e Experimental de Fenômeno de Estratificação Térmica em Armazenamento de Calor e Frio**. 1999. 103 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1999.

LEE, C. H.; CHOI, H. K. Crystalline Morphology in High-Density Polyethylene/Parafin Blend for Thermal Energy Storage, **Polim. Composites**, v. 19, p.704-708, 1998.

LI, Z. F.; SUMATHY, K. Performance Study of a Partitioned Thermally Stratified Storage Tank in a Solar Powered Absorption Air Conditioning System. **Applied Thermal Engineering**. v.22, p.1207-1216, 2002.

MASON, A. A.; DAVIDSON, J.H. Measured Performance and Modeling of an Evacuated-Tube, Integral-Collector-Storage Solar Water Heater. **ASME J. Solar Energy Eng**. v.117, p.221-228, 1995.

MATHER, D. W., HOLLANDS K. G. T., WRIGHT G. T. Single and Multi-Tank Energy Storage for Solar Heating Systems Fundamentals. **Solar Energy**, v.73, n. 1, p.3-13, 2002.

MATRAWY, K. K.; FARKAS, I. Comparison Study for Three Types of Solar Collectors for Water Heating, **Energy Conversion Management**, v.38, p.861-869, 1997.

MOHAMAD, S.; KIKUCHI, K.; YAMANISHI, T. Investigation of Heat Transfer Characteristics of a Two-Phase Closed Thermosyphon, D. A. Reay (eds), In **Advances in Heat Pipe Technology**, Pergamon Press, Oxford, p. 95-104, 1981.

MORIKAMA, Y.; SUZUKI, H.; OKAGAWA, F.; KANKI, K. A Development of Building Elements Using P.C.M., **Proceedings of the International Symposium on Thermal Application of Solar Energy**, Hakone (Kanagawa, Japan), 1985.

MORRISON, G. L.; BRAUN, J. E. System Modelling and Operation Characteristics of Thermosyphon Solar Water Heaters. **Solar Energy**, v.34, p. 389-405, 1985.

NAKAHARA, N.; SAGARA, M.; TSUJIMOTO, M. Water Thermal Storage Tank: Part 2: Mixing Model and Storage Stimulation. **Renewable Energy**, p.2 , 1988.

ONG, K. S. A Finite Difference Method to Evaluate the Thermal Performance of a Solar Water Heater. **Solar Energy**, v.18, p.181-191, 1974.

PADILHA, A. **Estocagem por Estratificação Térmica de Líquido em Reservatório**. 127 f. Dissertação (Mestrado em Ciências) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 1982.

PORISINI, F. C. Salt Hydrates Used for Latent Heat Storage: Corrosion of Metals and Reliability of Thermal Performance. **Solar Energy**, v. 41, p.193-197, 1988.

PLUTA Z., POMIERNY W. The Theoretical and Experimental Investigation of the Phase Change Solar Thermosyphon. **Renewable Energy**, v.6, n.3, p.317-321, 1995.

PRAKASH, A. H.; NORTON, B. Verified Accurate Performance Simulation Model for Direct Thermosyphon Solar Water Heater. ASME J. **Solar Energy**, v. 110, p.282-292, 1988.

ROSEN, M.A., The Exergy of Stratified Thermal Energy Storages. **Solar Energy**. v.71, n.3, p.173-185, 2001.

SAGARA, K. Studies on Heat Storage Water Tank. **Solar Energy**, v.25, p.5 , 1988.

SAH, L. J. Investigation and Modeling of Thermal Conditions in Low Flow SDHW Systems. **Department of Buildings and Energy Technical**. University of Denmark Report R-034, 1999.

SHARIAH A. M., LÖF G.O.G., The Optimization of Tank-Volume-to-Collector-Area Ratio for a Thermosyphon Solar Water Heater. **Renewable Energy**, v.7, n.3, p.289-300, 1996.

SHIN M. S., KIM S. H., JANG D.S., Lee S. N., Lee S. Y., Yoon H. G. Numerical and Experimental Study on the Design of a Stratified Thermal Storage System. **Applied Thermal Engineering**, v.24, p.17-27, 2004.

SHIMIDT, C. H.; GOETZBERGER, A.; SCHIMIDT, J. Test Results and Evaluation of Integrated Collector Storage System with Transparent Insulation. **Solar Energy**, v.41, p.487-494, 1988.

SHYU, R.J.; LIN, J.Y.; FANG, L.J. Thermal Analysis of Stratified Storage Tanks. ASME. **J. Solar Energy Eng.**, v.111, p.54-61, 1989.

SMYTH M., EAMES, P. C., NORTON, B. A Comparative Performance Rating for an Integrated Solar Collector/Storage Vessel with Inner Sleeves to Increase Heat Retention. **Solar Energy**, v.66, n.4, p.291-303, 1999.

TRELLES J. P.; JOHN J.; DUFFLY, J. J. Numerical Simulation of Porous latent heat Thermal Energy Storage for Thermoelectric Cooling. **Applied Thermal Engineering**. v.23, p.1647-1664, 2003

TRIPANAGNOSTOPOULOS, Y., SOULIOTIS, M. CPC Type Integrated Collector Storage Systems. **Solar Energy** , v.72, n.4, p.327-350,1999.

TRIPANAGNOSTOPOULOS, Y.;YIANOULIS, P. Integrated Collector-Storage Systems with Supressed Thermal Losses. **Solar Energy** , v.48, n 4, p.31-43, 2001.

VAN NIERKERK, W. M. K.; SCHEFFLER, T. B. Performance Modeling of a Parallel Tube Polymer Absorber, **Solar Energy** , v.58, p.39-44, 1996.

VOLPE, E. S.; **Estudo experimental da estratificação em armazenadores térmicos.**, Trabalho de Iniciação Científica, In Press.

VOROPOULOS, K.; MATHIOULAKIS E.; V. BELESSIOTIS, V. Experimental Investigation of the Behavior of a Solar Still Coupled with Hot Water Storage Tank. **Solar Energy**, v.156, p.315-322, 2003.

WELTY, J.R. Engeneering Heat Transfer, **Ed. Wiley Int.**, New York, 1974.

WILDIN, M. W. Difuser Design for Naturally Stratified Thermal Storage. **J. Energy Research**.v.14, p.85-89, 1981.

WILLIER, A. Prediction of Performance of Solar Collectors. Applications of Solar Energy for Heating and Cooling of Buildings. **ASHRAE**, 1977.

WRITZ, R.A.; RIGHI, J.; ZIRILL, F. Measurement of Natural Convection in Cross Tilted Rectangular Enclousure of Aspect Ratio 0.1 and 0.2. **J. Heat Transfer** v.104, p.521, 1982.

YEE, C. K.; LAI, F. C. Effects of a Porous Manifold on Thermal Stratification in a Liquid Storage Tank. **Solar Energy**, v.71, n 4, p.241-254, 2001.

ZACHAR, A.; FARKAS I., SZLIVKA F. Numerical analyses of the impact of plates for thermal stratification inside a storage tank with upper and lower inlet flows. **Solar Energy**. v.74, p.287-302, 2003.

ZALBA, Belén; MARIN, J. M.; CABEZA, L.F.; MEHLING, H. . Review on Thermal Energy Storage with Phase Change: Materials, Heat Transfer Analysis and Applications. **Applied Thermal Engineering**, v.23, n.10, p.251-283, 2003.

Apêndice A

Adimensionalização

O sistema de equações (3.1) a (3.5) será adimensionalizado a partir das seguintes variáveis adimensionais:

$$\tau = \frac{\alpha t}{H^2}, \quad X = \frac{x}{H}, \quad U = \frac{T - T_\infty}{\Delta T_0}, \quad \theta' = \frac{T' - T_\infty}{\Delta T_0}$$

o que resulta:

$$\frac{\rho C_p \Delta T_0}{\alpha} \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = k \frac{\Delta T_0}{H^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} - \rho C_p \frac{\alpha}{H} U \frac{\Delta T_0}{H} \frac{\partial \theta}{\partial X} - \frac{4h}{D} \Delta T_0 (\theta - \theta')$$

$$0 \leq X \leq 1, \tau > 0 \quad (\text{A.1})$$

$$\frac{\rho' C_p'}{\alpha} \frac{\Delta T_0}{H^2} \frac{\partial \theta'}{\partial \tau} = k' \frac{\Delta T_0}{H^2} \frac{4hD}{(D_e^2 - D^2)} \Delta T_0 (\theta - \theta') - \frac{4\Delta T_0 \theta'}{(D_e^2 - D^2) \left(\frac{\ln\left(\frac{D_e}{D}\right)}{2k'} + \frac{1}{(D_e h_\infty)} \right)}$$

$$0 \leq X \leq 1, \tau > 0 \quad (\text{A.2})$$

Após algumas simplificações as equações (A.1) e (A.2), ficam reduzidas a:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} - U \frac{\partial \theta}{\partial X} - 4BNu(\theta - \theta') \quad (\text{A.3})$$

$$\frac{\partial \theta'}{\partial \tau} = \frac{\xi}{W} \frac{\partial^2 \theta'}{\partial X^2} + \xi CNu(\theta - \theta') - \xi FNu_{eq} \theta' \quad (\text{A.4})$$

Enquanto as condições de contorno e inicial, equações (3.3) a (3.5), tornam-se:

$$\frac{\partial \theta(X, \tau)}{\partial X} = \frac{\partial \theta'(X, \tau)}{\partial X} = 0, X = 0, \tau > 0 \quad (\text{A.5})$$

$$\frac{\partial \theta(X, \tau)}{\partial X} = \frac{\partial \theta'(X, \tau)}{\partial X} = 0, X = 1, \tau > 0 \quad (\text{A.6})$$

$$\theta(X, 0) = \theta'(X, 0) = \theta_0(X, 0), 0 \leq X \leq 1 \quad (\text{A.7})$$

onde:

$$B = \frac{H}{D}$$

$$C = \frac{4DH}{(D_e^2 - D^2)}$$

$$F = 8H$$

$$k_{eq} = \frac{k}{(D_e^2 - D^2)}$$

$$Nu = \frac{hH}{k}$$

$$Nu_{eq} = \frac{k_{eq}H}{k \left(\ln \left(\frac{D_e}{D} \right) + \frac{2k'}{D_e h_{\infty}} \right)}$$

$$W = \frac{k}{k'}$$

$$\xi = \frac{\rho C_p}{\rho' C_p'}$$

Apêndice B

Método Implícito de Crank-Nicholson

Este método elimina a restrição de estabilidade e melhora a precisão da aproximação, devido ao uso de simetria na construção da equação diferencial, levando a um erro de truncamento de segunda ordem, ao passo que a aproximação pela diferença avançada ou atrasada implica num erro de truncamento de primeira ordem.

Considere a seguinte geometria, Figura (B-1), a qual possui um centro de simetria no ponto $A(x, t - k/2)$, que não constitui um ponto da grade.

As equações diferenciais a partir da geometria acima, com simetria no ponto A, para a variável temperatura $T(x, t)$, são obtidas como:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_A = \frac{T(x, t + K) - T(x, t)}{k}$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_C = \frac{T(x + h, t + k) - T(x - h, t + k)}{2h}$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_B = \frac{T(x + h, t) - T(x - h, t)}{2h}$$

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_B = \frac{T(x-h, t) - 2T(x, t) + T(x+h, t)}{h^2}$$

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_C = \frac{T(x-h, t+k) - 2T(x, t+k) + T(x+h, t+k)}{h^2}$$

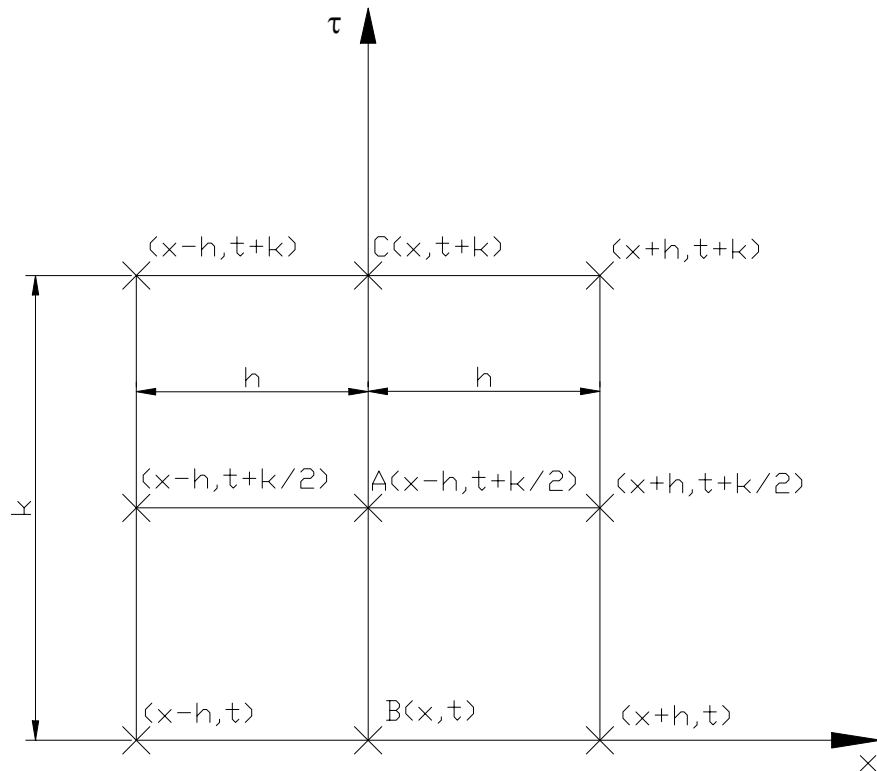


Figura B.1 – Geometria da grade (Fonte: Padilha, 1982).

Tomando-se as derivadas da variável no ponto A, como a média aritmética das derivadas nos pontos B e C, pode-se escrever:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_A = \frac{1}{2} \left(\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_B + \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_C \right)$$

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_A = \frac{1}{2} \left(\left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_B + \left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_C \right)$$

Além disso, o valor da variável no ponto A será tomado como:

$$T|_A = \frac{1}{2}(T|_B + T|_C)$$

Apêndice C

Desenvolvimento do sistema de equações

Operações de Carga e Descarga

Fluido:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} - U \frac{\partial \theta}{\partial X} - 4BNu(\theta - \theta') \quad (C.1)$$

Parede:

$$\frac{\partial \theta'}{\partial \tau} = \frac{\xi}{W} \frac{\partial^2 \theta'}{\partial X^2} + \xi CNu(\theta - \theta') - F \xi Nu_{eq} \theta' \quad (C.2)$$

Discretizando as equações (C.1) e (C.2) por diferenças finitas, utilizando a técnica de Crank-Nicholson, tem-se:

Fluido:

$$\frac{\theta_{i,M+1} - \theta_{i,M}}{\Delta\tau} = \frac{1}{2} \left(\frac{\theta_{i-1,M+1} - 2\theta_{i,M+1} + \theta_{i+1,M+1}}{\Delta X^2} + \frac{\theta_{i-1,M} - 2\theta_{i,M} + \theta_{i+1,M}}{\Delta X^2} \right) - \frac{U}{2} \left(\frac{\theta_{i+1,M+1} - \theta_{i-1,M+1}}{2\Delta X} + \frac{\theta_{i+1,M} - \theta_{i-1,M}}{2\Delta X} \right) - \frac{4BNu}{2} (\theta_{i,M+1} + \theta_{i,M} - \theta'_{i+N_p,M+1} - \theta'_{i+N_p,M})$$

Rearranjando:

$$\begin{aligned} & \theta_{i,M+1} \left(\frac{1}{\Delta\tau} + \frac{1}{\Delta X^2} + 2BNu \right) + \theta_{i,M} \left(-\frac{1}{\Delta\tau} + 2BNu + \frac{1}{\Delta X^2} \right) + \theta_{i-1,M+1} \\ & \left(-\frac{1}{2\Delta X^2} - \frac{U}{4\Delta X} \right) + \theta_{i+1,M+1} \left(-\frac{1}{2\Delta X^2} + \frac{U}{4\Delta X} \right) + \theta_{i-1,M} \left(-\frac{1}{2\Delta X^2} - \frac{U}{4\Delta X} \right) \\ & - \theta'_{i+N_p,M+1} (2BNu) - \theta'_{i+N_p,M} (2BNu) = 0 \end{aligned}$$

$$2 \leq i \leq (N_p - 1) \quad \tau > 0 \tag{C.3}$$

Pared:

$$\begin{aligned} \frac{\theta'_{i,M+1} - \theta'_{i,M}}{\Delta\tau} &= \frac{\xi}{W} \frac{1}{2} \left(\frac{\theta'_{i-1,M+1} - 2\theta'_{i,M+1} + \theta'_{i+1,M+1}}{\Delta X^2} + \right. \\ & \left. \frac{\theta'_{i-1,M} - 2\theta'_{i,M} + \theta'_{i+1,M}}{\Delta X^2} \right) + \xi CNu \frac{1}{2} (\theta_{i-N_p,M+1} + \theta_{i-N_p,M} - \theta'_{i,M+1} - \theta'_{i,M}) \\ & - \frac{F\xi}{2} Nu_{eq} (\theta'_{i,M+1} + \theta'_{i,M}) \end{aligned}$$

Rearranjando:

$$\begin{aligned}
& \theta'_{i,M+1} \left(\frac{1}{\Delta\tau} + \frac{\xi}{W} \frac{1}{\Delta X^2} + \xi C Nu \frac{1}{2} + \frac{F\xi Nu_{eq}}{2} \right) + \\
& + \theta'_{i,M} \left(-\frac{1}{\Delta\tau} + \frac{\xi}{W} \frac{1}{\Delta X^2} + \xi C Nu \frac{1}{2} + \frac{F\xi Nu_{eq}}{2} \right) + \\
& + \theta'_{i-1,M+1} \left(-\frac{\xi}{2W} \frac{1}{\Delta X^2} \right) + \theta'_{i+1,M+1} \left(-\frac{\xi}{2W} \frac{1}{\Delta X^2} \right) + \theta'_{i-1,M} \left(-\frac{\xi}{2W} \frac{1}{\Delta X^2} \right) + \\
& + \theta'_{i+1,M} \left(-\frac{\xi}{2W} \frac{1}{\Delta X^2} \right) + \theta'_{i-Np,M} \left(-\frac{\xi}{2W} \frac{1}{\Delta X^2} \right) + (\theta'_{i-Np,M+1} + \theta'_{i-Np,M}) \left(-\xi C Nu \frac{1}{2} \right) = 0
\end{aligned}$$

$$(Np + 2) \leq i \leq (2Np - 1), \quad \tau > 0 \quad (C.4)$$

Pontos Extremos:

Como as condições de contorno são de isolamentos térmicos no topo e fundo do tanque, então usa-se a expansão em série de Taylor, para estes pontos:

Fluido: $i = 1$ e $i = Np$

$$\text{Topo: } \theta_{i+1} = \theta_i \Big|_{i=1} + \frac{\partial \theta}{\partial X} \Delta X \Big|_{i=1} + \frac{(\Delta X)^2}{2!} \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \Big|_{i=1} + O(\Delta X)^3$$

$$\text{Fundo: } \theta_{i-1} = \theta_i \Big|_{i=Np} - \frac{\partial \theta}{\partial X} \Delta X \Big|_{i=Np} + \frac{(\Delta X)^2}{2!} \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \Big|_{i=Np} + O(\Delta X)^3$$

Parede: $i = Np+1$ e $i = 2Np$

$$\text{Topo: } \theta'_{i+Np+1} = \theta'_{Np+i} \Big|_{i=Np+1} + \frac{\partial \theta'}{\partial X} \Delta X \Big|_{i=Np+1} + \frac{(\Delta X)^2}{2!} \frac{\partial^2 \theta'}{\partial X^2} \Big|_{i=Np+1} + O(\Delta X)^3$$

$$\text{Fundo: } \theta'_{i+Np-1} = \theta'_{i+Np} \Big|_{i=Np} + \frac{\partial \theta'}{\partial X} \Delta X \Big|_{i=Np} + \frac{(\Delta X)^2}{2!} \frac{\partial^2 \theta'}{\partial X^2} \Big|_{i=Np} + O(\Delta X)^3$$

Truncando a Série de Taylor a partir do terceiro termo, tem-se:

Fluido:

Topo: $i = 1$

$$\theta_{i+j} - \theta_i \Big|_{j=1} = \frac{(\Delta X)^2}{2} \frac{\partial^2 \theta_i}{\partial X^2} \Big|_{i=1} \quad (\text{C.5})$$

Fundo: $i = Np$

$$\theta_{i-1} - \theta_i \Big|_{i=Np} = \frac{(\Delta X)^2}{2} \frac{\partial^2 \theta_i}{\partial X^2} \Big|_{i=Np} \quad (\text{C.6})$$

Parede:

Topo: $i = 1$

$$\theta'_{i+Np+1} - \theta'_{Np+i} \Big|_{i=1} = \frac{(\Delta X)^2}{2} \frac{\partial^2 \theta'_{Np+1}}{\partial X^2} \Big|_{i=1} \quad (\text{C.7})$$

Fundo: $i = Np$

$$\theta_{i+Np-1} - \theta'_{i+Np} \Big|_{i=Np} = \frac{(\Delta X)^2}{2} \frac{\partial^2 \theta'_{i+Np}}{\partial X^2} \Big|_{i=Np} \quad (\text{C.8})$$

Para o cálculo das derivadas segundas que aparecem nas equações (3-15) a (3-18) são usadas as equações (3-6) e (3-7), definidas agora para os pontos do contorno e discretizadas convenientemente, resultando nas seguintes equações, como desenvolvidas no Apêndice C:

Fluido:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} - 4BNu(\theta - \theta')$$

Topo do Tanque: $i = 1$

$$\frac{\theta_{i,M=1} - \theta_{i,M}}{\Delta \tau} = \frac{2}{\Delta X^2} (\theta_{i+1,M} - \theta_{i,M}) - 2BNu(\theta_{i,M+1} + \theta_{i,M} - \theta'_{i+Np,M+1} - \theta'_{i+Np,M}) \quad (C.9)$$

$$C_1 \theta_{i,M+1} + C_2 \theta_{i,M} + C_3 \theta_{i+1,M} + C_4 (\theta'_{i+Np,M+1} + \theta'_{i+Np,M}) = 0 \quad (C.10)$$

Interior do tanque: $2 \leq i \leq N_p - 1$

$$C_5 \theta_{i,M+1} + C_6 \theta_{i-1,M+1} + C_7 \theta_{i-1,M+1} + C_8 \theta_{i+1,M+1} + C_7 \theta_{i-1,M} + C_8 \theta_{i+1,M} + C_4 (\theta'_{i+Np,M+1} + \theta'_{i+Np,M}) = 0 \quad (C.11)$$

Fundo do Tanque: $i = N_p$

$$\frac{\theta_{i,M+1} - \theta_{i,M}}{\Delta \tau} = \frac{2}{\Delta X^2} (\theta_{i-1,M} - \theta_{i,M}) - 2BNu(\theta_{i,M+1} + \theta_{i,M} - \theta'_{i+Np,M+1} - \theta'_{i+Np,M}) \quad (C.12)$$

$$C_1 \theta_{i,M+1} + C_2 \theta_{i,M} + C_3 \theta_{i-1,M} + C_4 (\theta'_{i+Np,M+1} + \theta'_{i+Np,M}) = 0 \quad (C.13)$$

Parede:

$$\frac{\partial \theta'}{\partial \tau} = \frac{\xi}{W} \frac{\partial^2 \theta'}{\partial X^2} + \xi C N u (\theta - \theta') - F \xi N u_{eq} \theta'$$

Topo do Tanque: $i = 1$

$$\begin{aligned} \frac{\theta'_{i+Np,M+1} - \theta'_{i+Np,M}}{\Delta \tau} &= \frac{\xi}{W} \frac{2}{\Delta X^2} (\theta_{i+Np,M} - \theta'_{i+Np,M}) + \\ \xi C N u \frac{1}{2} (\theta_{i,M+1} + \theta'_{i+Np,M+1} - \theta'_{i+Np,M}) &- F \xi N u_{eq} \frac{1}{2} (\theta'_{i+Np,M+1} + \theta'_{i+Np,M}) \end{aligned} \quad (C.14)$$

$$C_9 \theta'_{i,M+1} + C_{10} \theta'_{i,M} + C_{11} \theta'_{i+1,M} + C_{12} (\theta_{i-Np,M+1} + \theta_{i-Np,M}) = 0 \quad (C.15)$$

Interior do tanque: $N_{p+2} \leq i \leq 2N_p - 1$

$$\begin{aligned} C_{13} \theta'_{i,M+1} + C_{14} \theta'_{i,M} + C_{15} (\theta'_{i-1,M+1} + \theta'_{i+1,M+1} + \theta'_{i-1,M} + \theta'_{i+1,M}) \\ + C_{12} (\theta_{i-Np,M+1} + \theta_{i-Np,M}) = 0 \end{aligned} \quad (C.16)$$

Fundo do Tanque: $i = N_p$

$$\begin{aligned} \frac{\theta'_{i+Np,M+1} - \theta'_{i+Np,M}}{\Delta \tau} &= \frac{\xi}{W} \frac{2}{\Delta X^2} (\theta_{i+Np-1,M} - \theta'_{i+Np,M}) + \\ + \xi C N u \frac{1}{2} (\theta_{i,M+1} + \theta_{i,M} - \theta'_{i+Np,M+1} - \theta'_{i+Np,M}) &- F \xi N u_{eq} \frac{1}{2} (\theta'_{i+Np,M+1} + \theta'_{i+Np,M}) \end{aligned} \quad (C.17)$$

$$C_9 \theta'_{i,M+1} + C_{10} \theta'_{i,M} + C_{11} \theta'_{i-1,M} + C_{12} (\theta_{i-Np,M+1} + \theta_{i-Np,M}) = 0 \quad (C.18)$$

onde:

$$C_1 = \frac{1}{\Delta\tau} + 2BNu$$

$$C_2 = -\frac{1}{\Delta\tau} + \frac{2}{\Delta x^2} + 2BNu$$

$$C_3 = -\frac{2}{\Delta x^2}$$

$$C_4 = -2BNu$$

$$C_5 = \frac{1}{\Delta\tau} + \frac{1}{\Delta x^2} + 2BNu$$

$$C_6 = -\frac{1}{\Delta\tau} + 2BNu + \frac{1}{\Delta X^2}$$

$$C_7 = -\frac{1}{2\Delta X^2} - \frac{U}{4\Delta X}$$

$$C_8 = -\frac{1}{2\Delta X^2} + \frac{U}{4\Delta X}$$

$$C_9 = \frac{1}{\Delta\tau} + \frac{\xi C}{2} Nu_{eq} + \frac{F\xi}{2} Nu_{eq}$$

$$C_{10} = -\frac{1}{\Delta\tau} + \frac{\xi}{W} \frac{2}{\Delta X^2} + \frac{\xi C}{2} Nu + \frac{F\xi}{2} Nu_{eq}$$

$$C_{11} = -\frac{\xi}{W} \frac{2}{\Delta X^2}$$

$$C_{12} = -\frac{\xi C}{2} Nu$$

$$C_{13} = \frac{1}{\Delta\tau} + \frac{\xi}{W} \frac{1}{\Delta X^2} + \frac{\xi C}{2} Nu + \frac{F\xi}{2} Nu_{eq}$$

$$C_{14} = -\frac{1}{\Delta\tau} + \frac{\xi}{W} \frac{1}{\Delta X^2} + \frac{\xi C}{2} Nu + \frac{F\xi}{2} Nu_{eq}$$

$$C_{15} = -\frac{\xi}{2W} \frac{1}{\Delta X^2}$$