

UNESP

Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá

1992



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

UNESP

FACULDADE DE ENGENHARIA DO CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

ENGENHARIA MECÂNICA

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ

BIBLIOTECA

UM ESTUDO SOBRE A PARTICIPAÇÃO DA PAREDE DE
UM TANQUE DE ARMAZENAMENTO NA DEGRADAÇÃO DA
ESTRATIFICAÇÃO

LUIZ ROBERTO CARROCCI

525

525

Trabalho de pesquisa apresentado à
Banca Examinadora, como parte dos
requisitos para obtenção do título
de Livre-Docente, na disciplina Me-
cânica dos Fluidos.

1110000525



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

UNESP

FACULDADE DE ENGENHARIA DO CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

ENGENHARIA MECÂNICA

TESE LIVRE DOCÊNCIA

TÍTULO UM ESTUDO SOBRE A PARTICIPAÇÃO DA PAREDE DE
UM TANQUE DE ARMAZENAMENTO NA DEGRADAÇÃO DA
ESTRATIFICAÇÃO

AUTOR LUIZ ROBERTO CARROCCI

APROVADO POR

Prof. Dr.

Prof. Dr.

Prof. Dr.

Prof. Dr.

Prof. Dr.

Janeiro - 1992



LUIZ ROBERTO CARROCCI

Engenheiro Mecânico pela Faculdade de Engenharia do Campus de
Guaratinguetá - UNESP - 1979

Mestre em Engenharia Mecânica pela Faculdade de Engenharia de
Campinas - UNICAMP - 1982

Doutor em Engenharia Mecânica pela Faculdade de Engenharia de
Campinas - UNICAMP - 1987

UM ESTUDO SOBRE A PARTICIPAÇÃO DA PAREDE DE
UM TANQUE DE ARMAZENAMENTO NA DEGRADAÇÃO DA
ESTRATIFICAÇÃO

Trabalho de pesquisa apresentado à
Banca Examinadora, como parte dos
requisitos para obtenção do título
de Livre-Docente, na disciplina Me
cânica dos Fluidos.



À minha família: Andrenilsa
Juliana
Luiz Roberto



AGRADECIMENTOS

À minha esposa Andrenilsa e aos filhos Juliana e Luiz Roberto pelo apoio e companheirismo.

À FAPESP - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, pelo auxílio financeiro integral, e à FUNDUNESP - Fundação da UNESP - pelo auxílio parcial, na realização do programa de Pós-Doutoramento na Universidade de Loughborough na Inglaterra, onde se desenvolveu parte desse trabalho.

Ao Professor Dr. E.H. James do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Loughborough pela supervisão do programa de Pós-Doutoramento, que muito contribuiu à realização desse trabalho.

Ao Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá.

Aos técnicos de Laboratório, Rodolfo dos Santos, Edson Nicoli, João Flaminio de Camargo e Antônio Roberto de Freitas, que muito se empenharam na montagem dos equipamentos da parte experimental.

À secretária Célia de Oliveira pelos serviços de dactilografia e aos desenhistas Marco Antônio Gomes, Lúcia Helena de Paula e Milton César Marques, pela confecção das ilustrações gráficas.

À amiga Hilda Ramalho Fernandes pela ajuda na revisão do texto.

A todos os meus companheiros que estiveram comigo nesta jornada.

Meus profundos e sinceros agradecimentos.



RESUMO

O presente trabalho mostra um estudo da influência da condução de calor na parede de um tanque de armazenamento de calor sensível trabalhando estratificado.

Um modelo matemático bidimensional que considera apenas os efeitos condutivos no fluido e na parede, utilizando condições de contorno adequadas nos dois domínios (fluido e parede), simula o comportamento da degradação da estratificação dentro do tanque.

O modelo bidimensional acima citado, foi resolvido numericamente pelo método de diferenças finitas sobre uma grade de tamanho preestabelecido construída sobre todo o domínio do problema, localizado num semiplano meridional contendo o eixo axial do cilindro.



ABSTRACT

This work shows a study of effects of the heat conduction in the wall of the sensible heat storage tank working with stratified condition.

A two dimensional analytical model which considers only the conduction effects into the fluid and in the wall by using adapted of the boundary conditions for both regions (fluid and wall), can simulate the behavior of stratification degradation into the tank.

The proposed model was solved numerically by finite difference method over a mesh with specifically designed size made over all of the problem dominium, on the meridional semi plan which comprise the axis of the cylinder.



ÍNDICE

Lista de Figuras	viii
Nomenclatura	x
 I. INTRODUÇÃO	 1
I.1) Generalidades	2
I.2) Apresentação e identificação do problema..	3
I.3) Revisão bibliográfica	6
I.4) Proposta do trabalho	8
 II. ANÁLISE TEÓRICA	 10
II.1) Descrição do fenômeno	11
II.2) Modelo físico	12
II.3) Modelo teórico	14
II.4) Considerações sobre o modelo	19
II.5) Perdas de calor	20
II.6) Adimensionalização das equações	21
 III. SOLUÇÃO NUMÉRICA	 24
III.1) Discretização e estabelecimento da ma- lha	 25
III.2) Discretização das equações	26
III.3) Convergência e estabilidade	28
 IV. ANÁLISE EXPERIMENTAL	 31
IV.1) Aparatos experimentais	32
IV.2) Medidas de temperatura	33
IV.3) Método experimental	33

V. RESULTADOS E DISCUSSÕES	35
VI. CONCLUSÕES	48
Apêndice A	52
Apêndice B	53
Apêndice C	57
Apêndice D	59
Apêndice E	63
Referências	65



LISTA DE FIGURAS

Figura I.1.	Células que representam o escoamento circulatório na região quente..	3
Figura I.2.	Células que representam escoamento circulatório quando se tem a participação da condução térmica da parede	5
Figura II.1.	Sistema térmico utilizando tanques de armazenamento trabalhando em níveis diferentes de temperatura..	13
Figura II.2.	Fluxos de calor na parede	18
Figura II.3.	Corte transversal do tanque	21
Figura III.1.	Domínio do problema e malha utilizada	25
Figura III.2.	Atualização dos nós da malha	27
Figura IV.1.	Diagrama esquemático da montagem..	32
Figura V.1.	Perfil de temperatura ao longo do raio para o tanque de ferro fundido (tempo = 10 min)	37
Figura V.2.	Perfil de temperatura ao longo do raio para o tanque de PVC (tempo = 10 min)	38
Figura V.3.	Perfil de temperatura ao longo do raio para o tanque de ferro fundido (tempo = 90 min)	39

Figura	V.4.	Perfil de temperatura ao longo do raio para o tanque de PVC (tempo = 110 min)	40
Figura	V.5.	Distribuição de temperatura no fluido e na parede (ferro fundido- 25% de água quente)	42
Figura	V.6.	Distribuição de temperatura no fluido e na parede (ferro fundido- 50% de água quente)	43
Figura	V.7.	Distribuição de temperatura no fluido e na parede (ferro fundido- 75% de água quente)	44
Figura	V.8.	Distribuição de temperatura no fluido e na parede (PVC - 25% de água quente)	45
Figura	V.9.	Distribuição de temperatura no fluido e na parede (PVC - 50% de água quente)	46
Figura	V.10.	Distribuição de temperatura no fluido e na parede (PVC - 75% de água quente)	47
Apêndice	E	Ciclo térmico de cogeração com tanque de armazenamento	63



NOMENCLATURAS

A_r	área lateral interna do tanque	$[m^2]$
b	espessura da parede	$[m]$
C_p	calor específico	$[kJ/kg^{\circ}C]$
D	diâmetro do tanque	$[m]$
g	aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
G_r	número de Grashof	
h	coeficiente de transferência de calor	$[W/m^2^{\circ}C]$
$\bar{h}$	coeficiente médio de transferência de calor	$[W/m^2^{\circ}C]$
I	índice das diferenças finitas na direção de x	
J	índice das diferenças finitas na direção do raio	
k	condutividade térmica	$[W/m^{\circ}C]$
L	comprimento do tanque	$[m]$
n	índice das diferenças finitas no tempo	
N_L	número de pontos no comprimento do tanque	
N_R	número de pontos no raio do tanque	
P_r	número de Prandtl	
$\dot{q}$	taxa de calor	$[J/A]$
$\dot{Q}$	taxa de calor	$[J/s]$



$\dot{Q}'$	taxa de calor por unidade de volume	$[J/sm^3]$
r	raio do tanque	$[m]$
R	raio máximo do tanque	$[m]$
R_1	raio adimensional do tanque	
t	tempo	$[s]$
T	temperatura	$[^{\circ}C]$
x	variável axial	
X	variável axial adimensional	



SÍMBOLOS GREGOS

Δx	variação de distância na direção de x	
ΔX	variação de distância adimensional na direção de x	
Δr	variação de distância na direção do raio	
ΔR	variação de distância adimensional na direção do raio	
Δt	variação no tempo	
$\Delta \tau$	variação no tempo adimensional	
θ	temperatura adimensional	
ν	viscosidade cinemática	$[m^2/s]$
ρ	massa específica	$[Kg/m^3]$



ÍNDICES

1	fluido frio
2	fluido quente
a	ambiente e axial
cf	centro do fluido
e	externo
ex	externo
f	fluido
F	fluido frio
i	interno
is	isolante
p	parede
Q	fluido quente
t	tanque

CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO



CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO

I.1) GENERALIDADES

O armazenamento de energia vem se tornando um ponto importantíssimo em todos os setores industriais em todo o mundo.

Com a crise energética dos últimos vinte anos, pesquisadores, empresários e governos vêm se empenhando em desenvolver melhoria nas eficiências de geração, transmissão e principalmente na conversão de energia.

Visando a tudo isso, pesquisas e estudos vêm sendo efetuados nesse período, e um dos pontos fundamentais nesse campo é o armazenamento de energia, isto é, subprodutos originários da produção principal de uma fábrica, que seriam descartados, passariam a gerar energia que, de alguma forma, seria armazenada, para posterior utilização.

A energia pode ser armazenada de várias formas. Entre elas, química, elétrica, mecânica, térmica, sendo que especificamente a energia térmica pode ser armazenada como calor sensível ou calor latente. Particularmente neste caso o enfoque principal será sobre armazenamento de calor sensível em líquidos.



I.2) APRESENTAÇÃO E IDENTIFICAÇÃO DO PROBLEMA

Esta pesquisa pode ser entendida como sendo a segunda etapa de um estudo mais detalhado de um escoamento circulatório em cavidades fechadas. O escoamento circulatório tem recebido bastante atenção, porque normalmente as células de circulação têm origem na convecção natural, tornando-se, assim, um problema de difícil solução, mas de grande interesse na transferência de calor.

Portanto o fenômeno do escoamento circulatório dentro da cavidade fechada, está inteiramente ligado às trocas de calor. Numa primeira instância, o problema da troca de calor dentro de um tanque de armazenamento estratificado, que também pode ser visto como uma cavidade fechada, foi estudado considerando somente a condução térmica do fluido [9, 11, 12].

Posteriormente o tanque estratificado volta a ser estudado, mas de maneira mais detalhada, por um modelo que previa a condução pelo fluido, troca de calor por convecção natural e que a porção quente de fluido perdia calor para o ambiente por condução na parede, na direção radial [8].

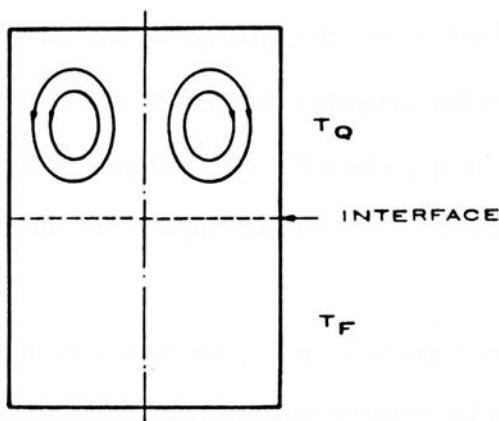


Figura I.1. Células que representam o escoamento circulatório na região quente.

Com as considerações acima, o modelo matemático, embora sendo mais detalhado, simulava apenas as correntes convectivas na camada de fluido quente e não na camada fria -Figura I.1 - pelo fato da parede do tanque ser muito delgada, não tendo, portanto, condição de conduzir calor axialmente. Entretanto um tanque que faz parte de um sistema térmico que funciona com pressões elevadas, deve ser projetado com parede de espessura adequada, como se fosse um vaso de pressão.

Numa fase seguinte do estudo de tanques de armazenamento, a qual tem o fundamento básico no escoamento circulatório, também terá a condução de calor pela parede, como efeito de grande importância na degradação da estratificação.

Com isso se espera revelar com boa precisão, parte da troca de calor na destruição da estratificação nos instantes que antecipam o aparecimento das células de correntes convectivas. Esse trabalho deverá ter seqüência por um aluno de Mestrado, que poderá desenvolver um estudo completo do comportamento de troca de calor em cavidades fechadas com dois níveis de temperatura envolvendo escoamento circulatório.

Para esse estudo futuro será preciso uma cuidadosa divisão do domínio do problema e uma difícil interação de equações que governarão os movimentos de fluido e transferência de calor. A divisão do domínio compreenderia a região do eixo do tanque ($r = 0$), região de fluido puro ($0 < r < R$), região da camada limite de espessura δ , vizinha da parede e finalmente a parede.

Portanto um novo estudo, mais completo, considerará a existência de células de correntes convectivas tanto na parte quente como parte fria - Figura I.2.



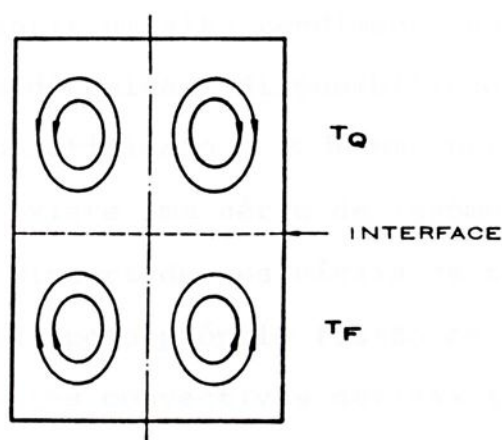


Figura I.2. Células que representam escoamento circulatório quando se tem a participação da condução térmica da parede.

Este é um problema de troca de calor em cavidades fechadas dos mais difíceis, sendo, então, necessário um cuidado especial na montagem das equações e principalmente no estabelecimento das regiões de validade das mesmas.

Pode-se dizer, neste ponto, que esta pesquisa tem um valor científico muito grande para otimização de ciclos térmicos geradores ou não de potência, sem esquecer de que este trabalho de pesquisa se identifica perfeitamente com linhas de pesquisas do Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá.

Portanto é proposto, nesta tese, um estudo que revele com razoável precisão o comportamento de um tanque de armazenamento de calor sensível, trabalhando estratificado, operando acoplado a um ou mais sistemas térmicos, que trabalhe com pelo menos dois níveis de temperatura. Esse tanque existe

exatamente para manter bem separados tais níveis de temperatura, visando a garantir um alto rendimento no armazenamento (segunda lei da termodinâmica - disponibilidade energética de um sistema, η estratificado $\geq$ η homogêneo).

No entanto existe uma série de fenômenos indesejáveis que provocam a mistura desses níveis de temperatura: são eles: condução térmica pelo próprio fluido de trabalho dentro do tanque, correntes convectivas devidas à convecção natural e finalmente a condução pela parede do tanque. É neste último fenômeno que este estudo terá seu principal enfoque.

I.3) REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Há muito tempo vêm sendo desenvolvidos estudos e pesquisas sobre armazenamento de energia; até mesmo textos foram escritos sobre suas funções básicas [1]. Entretanto, para a estratificação propriamente dita, foi publicado um grande número de trabalhos, tanto para armazenamento [3], como para efeitos térmicos causados em grandes lagos, vizinhos de usinas termoelétricas, causando separações de camadas d'água com diferenças de temperatura e conseqüentemente provocando efeitos desastrosos à ecologia local [5].

Nas áreas de materiais, a estratificação vem sendo ponto de muita atenção para pesquisadores metalúrgicos. Efeitos de velocidades de cristalização e resfriamento alteram as propriedades dos materiais fundidos [7], justamente pelo fato da tendência à estratificação, no processo de solidificação.



É possível encontrar, ainda, estudos sobre estratificação em Mecânica dos Fluidos [4], para explicar escoamentos que se mantêm estratificados ao longo de seu curso, por diferença de temperatura ou por diferenças de fases.

Outros trabalhos foram feitos para justificar a utilização do tanque estratificado em vez do homogêneo, trabalhos que podem [8, 9] mostrar os rendimentos térmicos para ambos os tipos de tanques. Durante a década de setenta, muitos autores [10, 11, 12] apresentaram modelos simplificados, unidimensionais considerando apenas a condução no fluido de trabalho. Porém os modelos simplificados apresentavam resultados relativamente bons unicamente para determinadas condições de operação.

Mais tarde, na década seguinte, começavam a aparecer os trabalhos experimentais [13, 14, 15 e 16], provavelmente para calibrar melhor os resultados vindos das soluções numéricas de modelos mais completos. Finalmente os modelos, usando equações mais sofisticadas, considerando efeitos térmicos condutivos [23] e correntes convectivas (escoamento circulatório) começam a aparecer com mais frequência para serem obviamente resolvidos por métodos numéricos, apresentando resultados bem melhores que os demais equacionamentos.

Nesse período de aproximadamente duas décadas, especialmente na segunda metade, apareceram pouquíssimos trabalhos envolvendo a influência de parede na troca de calor por condução axial [24]. No entanto existem trabalhos utilizando modelos um tanto completos e complexos, que muitas vezes consideram até mesmo os efeitos da interface ou região de mistura, mas que não são exatamente aplicados em armazenamento de ener

gia.

I.4) PROPOSTA DO TRABALHO

Após um estudo detalhado dos modelos apresentados até agora por vários autores, nota-se que, em todos os casos, as simplificações são freqüentes, quando se trata da condução na parede. Na maioria dos modelos a parede é considerada de espessura desprezível, sem ter, portanto, participação alguma nas trocas de calor no tanque.

Quando a análise de um armazenador estratificado foi feita, usando um modelo convectivo, [8] algumas discrepâncias entre os resultados experimentais e teóricos foram facilmente notadas em determinados instantes, principalmente no início da experiência para o caso em que o tanque se encontrava carregado e estagnado.

Os resultados finais depois de muitas observações sobre o fato, levaram a uma conclusão definitiva, apontando uma falha do modelo, que até então parecia ideal com suas considerações sobre as correntes convectivas [8]. Embora sendo bem complexo, inclusive em suas condições de contorno, não simulava bem o mecanismo de troca de calor na fase inicial, onde não existiam ou quase não existiam as correntes convectivas. Mas uma série de fatos mostrava que ali existia outra forma de troca de calor que prevalecia sobre outros efeitos.

No presente trabalho é proposto o desenvolvimento e resolução de um modelo analítico que representa o comporta -



mento térmico de tanques estratificados, levando-se em conta o efeito da condução de calor pela parede do cilindro.

Portanto este pode ser considerado como um trabalho intermediário entre o modelo apresentado na referência [8] [Tese de Doutorado] e um futuro, que originará provavelmente um mestrado, resolvendo em todos os instantes o comportamento interno, tanto para as trocas de calor, como para os escoamentos circulatórios de uma cavidade fechada, trabalhando com dois níveis de temperatura.

Como contribuição, esta pesquisa traz como característica principal do modelo condutivo bidimensional, voltado completamente para armazenamento, a condução axial de parede. Além disso, é um importante passo para se conhecer melhor o comportamento da estratificação, pelas análises de efeitos que em determinados instantes prevalecem sobre outros, ou que podem ser superados por efeitos de origem diferente em outros instantes.



CAPÍTULO II - ANÁLISE TEÓRICA



CAPÍTULO II - ANÁLISE TEÓRICA

II.1) DESCRIÇÃO DO FENÔMENO

O tanque estratificado em regime de estagnação para efeito de estudo é considerado carregado quando existe parte do volume total ($\pm 50\%$) tomada por fluido frio, ficando esta camada na parte inferior. Acima desta fica a camada de fluido quente ocupando o volume restante. Esta é uma configuração instável onde existem fatores que gradativamente alteram o equilíbrio inicial.

Tais fatores poderiam ser enumerados:

- Troca de calor entre o fluido e a parede e entre a parede e o meio ambiente (perdas);
- Troca de calor por condução no interior do fluido;
- Relação diâmetro/altura do tanque;
- Correntes convectivas no interior do tanque;
- Condução axial de calor pela parede (curto-circuito térmico).

Como os quatro primeiros fatores já foram relativamente bem estudados, este estudo se concentrará no último fator. Isto porque os modelos complexos considerando convecção natural, não respondiam bem nos instantes logo após o carregamento do tanque.

Considerando, portanto, que a condução axial de calor pela parede é acentuada num intervalo de tempo que vai do início da degradação das termoclinas até o aparecimento da primeira célula de correntes convectivas, cabe mostrar que tal fenô



meno vai se enfraquecendo com o passar do tempo diante dos efeitos da convecção natural. O intervalo de tempo em que isto ocorre não é desprezível e depende diretamente do material de que o tanque é construído.

Após a descrição e identificação do fenômeno, os capítulos seguintes se incumbirão de mostrar uma análise detalhada, envolvendo equacionamento e resolução numérica, que contribuirá muito na continuação do estudo de escoamento circulatório em cavidades fechadas com níveis diferentes de temperatura.

II.2) MODELO FÍSICO

Um cilindro vertical de parede sólida pode ser considerado como um tanque de armazenamento de calor sensível, mas é importante tomar alguns cuidados para sua construção e operação. A sua construção praticamente exige uma condição limitante, a qual implica em manter a relação L/D de tal forma a minimizar as trocas de calor com o ambiente, por intermédio da minimização da área externa para um determinado volume.

Depois do tanque projetado, ele pode ser acoplado a um sistema térmico qualquer que trabalha com pelo menos dois níveis diferentes de temperatura, mantendo-os separados por um período de tempo solicitado pelas condições de operação do sistema. A Figura II.1 mostra um sistema de armazenamento de energia por vapor superaquecido, usando dois armazenadores; um de alta pressão (vapor - 13 bar) e outro de baixa pressão (líquido - 3 bar), acoplado a uma unidade geradora de potência,



onde a demanda oscila entre 0 e 15 MW.

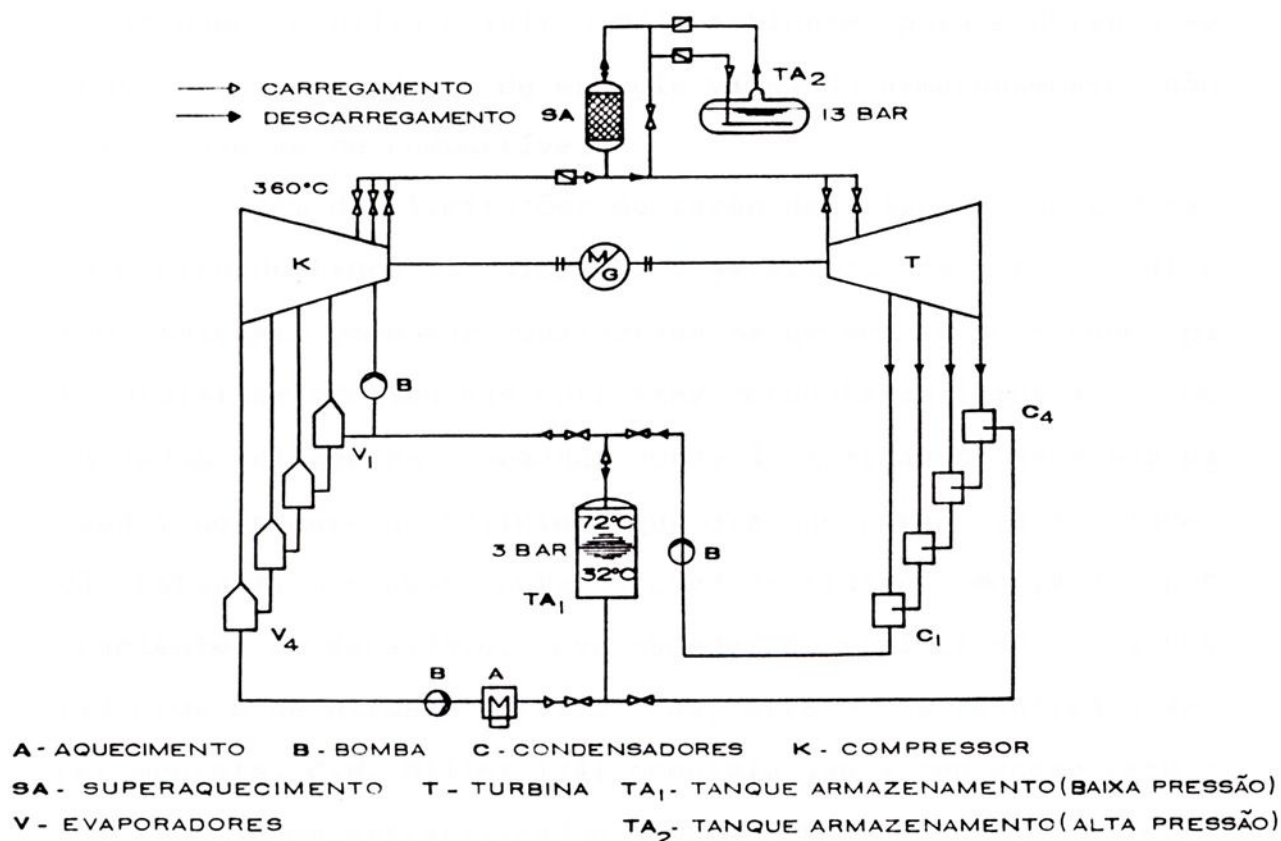


Figura II.1. Sistema térmico utilizando tanques de armazenamento trabalhando em níveis diferentes de temperatura.

O sistema consiste em armazenar vapor a mais ou menos 13 bar, quando a demanda cai para zero e/ou existe sobra de energia elétrica na rede para alimentar o motor fora de pico, ou, existe sobra de vapor fora do horário de pico de produção da fábrica na linha que alimenta a turbina.

Quando isto acontece, é preciso que o motor ou a turbina gire o compressor (7,5 mW) durante um certo tempo para armazenar vapor.

Por exemplo, quatro horas de funcionamento do compressor trabalhando para armazenar vapor, o sistema de armazenamento devolverá aproximadamente duas horas de produção de

energia à plena carga ($\eta \sim 50\%$). É importante salientar que o armazenamento evita poluir o meio ambiente, porque durante as duas horas de produção de energia vinda do armazenamento não existe queima de combustível.

Além das limitações da razão de aspecto de L/D para efeito de troca de calor com o exterior, uma outra condição limitante pode ser considerada na geometria do tanque, para minimizar efeitos das correntes convectivas internas. Os cuidados referentes à segunda condição limitante devem ser baseados no número de Rayleigh, que diz que para existir convecção natural, o empuxo sobre porções de fluido motivado por gradientes de densidade, deve exceder os efeitos de arrastos viscosos e de difusão térmica. Mas, através de resultados experimentais, C.W. Miller [24] concluiu que a convecção natural em tanques estratificados decresce para grandes valores de L/D. Portanto deve-se jogar com valores de L/D que não aumente a troca de calor com o meio ambiente e nem provoque a convecção natural interna.

II.3) MODELO TEÓRICO

Considerando os efeitos citados no item II.1, pode-se dizer que um dos mais importantes é a convecção natural (correntes convectivas) no interior do fluido de trabalho. Portanto a modelagem inicial foi feita baseada em um modelo físico de escoamento circulatório, Tese de Doutorado [8], como sendo um modelo bidimensional com características convectivas, equações de II.3.1 a II.3.8.



- Para a região do domínio de $0 < r \leq R$ e
 $0 \leq x \leq L$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{v}{r} + \frac{\partial v}{\partial r} = 0 \quad \text{II.3.1}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} = & - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + v \left[\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right] + \\ & + g x \beta (T - T_1) \end{aligned} \quad \text{II.3.2}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + v \left[\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right] \quad \text{II.3.3}$$

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right] = k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] \quad \text{II.3.4}$$

- Para a região de $r = 0$ e $0 \leq x \leq L$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + 2 \frac{\partial v}{\partial r} = 0 \quad \text{II.3.5}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + v \left[2 \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right] +$$

$$+ g \alpha (T - T_1) \quad \text{II.3.6}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \nu \left[2 \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right] \quad \text{II.3.7}$$

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right] = k \left[2 \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] \quad \text{II.3.8}$$

As equações eram acompanhadas de condições iniciais e condições de contorno adequados exatamente para uma troca de calor interna com a maior parte causada pela convecção natural. Este modelo foi testado nessa segunda fase do trabalho em tanques de paredes espessas, revelando algumas discrepâncias no início das experiências.

Porém, quando esse modelo é resolvido numericamente, os resultados teóricos começam a ficar bastante próximos dos resultados experimentais, depois de um certo tempo, cerca de 5 a 15 horas após a colocação do perfil inicial de temperatura. Realmente o processo de resfriamento natural de um tanque estratificado é lento, mas, mesmo assim, existiam dúvidas na interpretação do fenômeno da troca de calor, nos primeiros instantes das experiências.

Como as correntes convectivas que originam escoamento circulatório, só aparecem após algum tempo, era de se esperar que inicialmente a troca de calor só se daria por condução, mas não somente pela condução do líquido mas também pela participação da parede.

Portanto a condução térmica prevalece nos instantes

iniciais, no meio do fluido e principalmente na parede. Este efeito não foi considerado na modelagem mostrada acima (equações II.3.1 a II.3.8). Como não existe convecção natural dentro do período onde serão estudadas as condições de degradação das termoclinas, e para garantir a minimização de ocorrência de células de escoamento circulatório, os tanques serão construídos para esta pesquisa com a relação L/D maior de 2,5. Nesses tanques será aplicado um modelo bidimensional usando a equação da energia para o interior do fluido, e a equação da condução de calor para a parede.

As equações governantes são:

- Para a região $0 < r \leq R$ e $0 \leq x \leq L$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{\rho C_p} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] \quad \text{II.3.9}$$

- Para a região $r = 0$ e $0 \leq x \leq L$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{\rho C_p} \left[2 \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] \quad \text{II.3.10}$$

- Condições iniciais e de contorno

. Condição inicial

$$T = T(x) \quad 0 \leq r \leq R \quad 0 \leq x \leq L \quad t = 0$$

(Perfil inicial de temperatura)

II.3.11



. Condição de contorno

As condições de contorno serão consideradas exatamente uniformes em todo o domínio do problema e iguais ao perfil inicial de temperatura ao longo do raio r . A partir do segundo instante de cálculo, isto é, $t_0 + \Delta t$, todo o campo será atualizado pelas equações que serão adaptadas para cada região, o que será apresentado no capítulo III.

As condições na parede são baseadas na troca de calor do fluido para o sólido e do sólido para o isolante, mas, além do fluxo radial, existe o fluxo axial de calor, efeito de grande interesse para se conhecer a degradação da estratificação, que está diretamente ligada ao coeficiente de condutividade térmica do material do qual foi construído o tanque.

Na Figura II.2 estão esquematizados os fluxos de calor na parede.

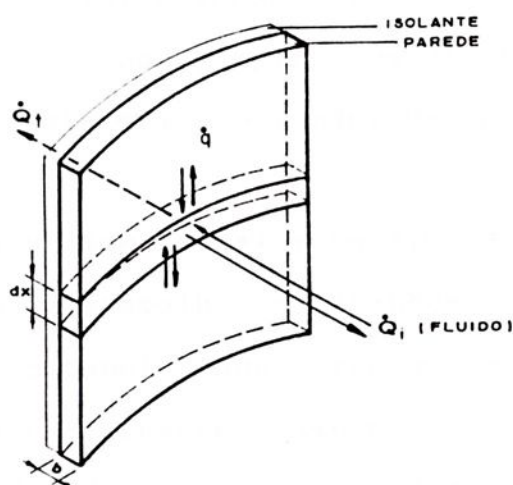


Figura II.2. Fluxos de calor na parede.

Para a atualização da temperatura na parede, foi utilizada a equação da condução unidimensional,

$$\rho C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = k \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \dot{Q}'_{in}(x,t) - \dot{Q}'_t(x,t) \quad \text{II.3.12}$$

alterada pelas taxas de calor por unidade de volume, do fluido para a parede, e da parede para o meio ambiente.

II.4) CONSIDERAÇÕES SOBRE O MODELO

Na confecção do modelo foram feitas algumas considerações para se obter as simplificações desejadas, de modo a manter uma boa representação do fenômeno e razoável facilidade na resolução.

A relação L/D foi colocada dentro de um valor capaz de eliminar praticamente por completo os efeitos das células dos escoamentos circulatorios oriundos da convecção natural.

O modelo é bidimensional e considera todos as propriedades do fluido de trabalho constantes, dentro dos níveis de temperatura estabelecidos, exceto a massa específica ρ , que garante a estratificação. Também o modelo não leva em consideração as perdas de calor pelas placas metálicas do fundo e do topo do tanque, por isso é possível encontrar algumas distorções nesses pontos.



Os mecanismos de troca de calor foram colocados sobre um plano meridional passando exatamente pelo eixo do tanque, Figura II.3, onde se tornará somente um semiplano para resolução do problema, pela razão de que tudo acontece da mesma forma no outro semiplano, isto é, axiometria.

II.5) PERDAS DE CALOR

Como o isolante nunca trabalha como elemento de obstrução completo no fluxo de calor do fluido para o ambiente, é preciso que se calculem essas perdas. De acordo com a Figura II.2, pode-se entender melhor a troca de calor em questão.

O fluxo de calor total que atravessa a parede e é perdido para o ambiente, pode ser calculado pela fórmula abaixo, lembrando-se de que a temperatura da parede depende de x e t ; logo, o fluxo de calor $\dot{Q}$ total é do tipo transiente.

$$\dot{Q}_t(x,t) = \frac{T_p(x,t) - T_a}{\frac{r}{2kf \cdot Ar} + \frac{\ln(ri/re)}{2\pi kt \cdot L} + \frac{\ln(re/ris)}{2\pi k_{is} \cdot L} + \frac{1}{2\pi ris \cdot \overline{hex} \cdot L}}$$

II.5.1

onde $Ar = 2\pi r \cdot L$

$$hex = 0,41 \frac{k}{x} (Gr_x P_r)^{1/4}$$

$$\overline{hex} = 0,555 \frac{k}{L} (Gr_L P_r)^{1/4}$$

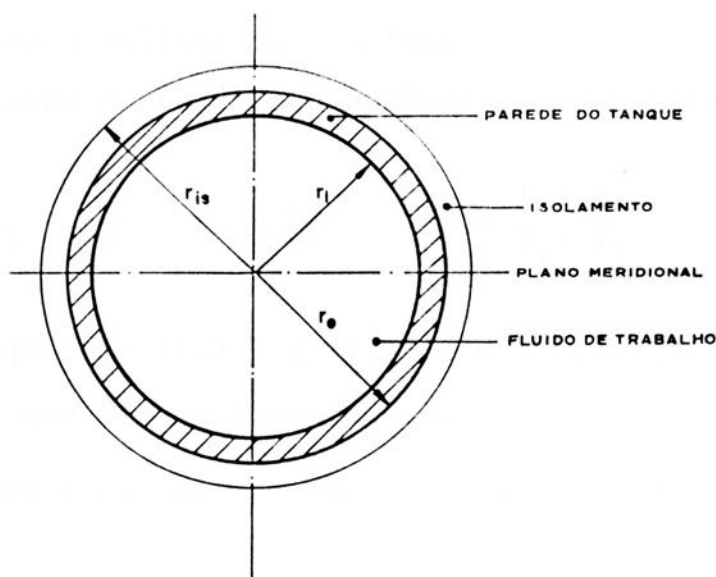


Figura II.3. Corte transversal do tanque

Mas existe ainda um fluxo de calor maior, que é trocado do fluido para a parede, e que também é do tipo transiente, mesmo quando se considera o fluido praticamente sem movimento.

$$\dot{Q}_{in}(x,t) = \frac{T_{cf}(x,t) - T_p(x,t)}{\frac{r}{2 k_f \cdot Ar}} \quad \text{II.5.2}$$

II.6. ADIMENSIONALIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES

As equações de II.3.9 e II.3.10, juntamente com a condição inicial, serão adimensionalizadas por meio de parâ -

metros preestabelecidos , para reduzir o número de variáveis que influenciam a análise do problema.

Adotando os seguintes parâmetros adimensionais

$$X = \frac{x}{L} \quad R_1 = \frac{r}{R} \quad \tau = \frac{v t}{R^2} \quad \theta = \frac{T - T_1}{T_2 - T_1}$$

as equações II.3.9 e II.3.10 e a condição inicial II.3.11 podem ser adimensionalizadas.

- Para a região $0 < R_1 \leq 1$ e $0 \leq X \leq 1$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{1}{Pr} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial R_1^2} + \frac{1}{R_1} \frac{\partial \theta}{\partial R_1} + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \right] \quad \text{II.6.1}$$

- Para a região $R_1 = 0$ e $0 \leq X \leq 1$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{1}{Pr} \left[2 \frac{\partial^2 \theta}{\partial R_1^2} + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \right] \quad \text{II.6.2}$$

- Condições iniciais e de contorno

. Condição inicial

$$\theta = \theta(x) \quad 0 \leq R_1 \leq 1 \quad 0 \leq X \leq 1 \quad \tau = 0$$

II.6.3

. Condição de contorno

As condições de contornos serão representadas, a cada instante, pelas equações diferenciais do modelo já adi mensionalizadas.



CAPÍTULO III - SOLUÇÃO NUMÉRICA



CAPÍTULO III - SOLUÇÃO NUMÉRICA

III.1) DISCRETIZAÇÃO E ESTABELECIMENTO DA MALHA

Imagina-se um plano meridional no cilindro, onde se rá estabelecida a malha e, por simetria, apenas um semiplano de dimensão $L \times R_1$ será considerado como domínio do problema, Figura III.1

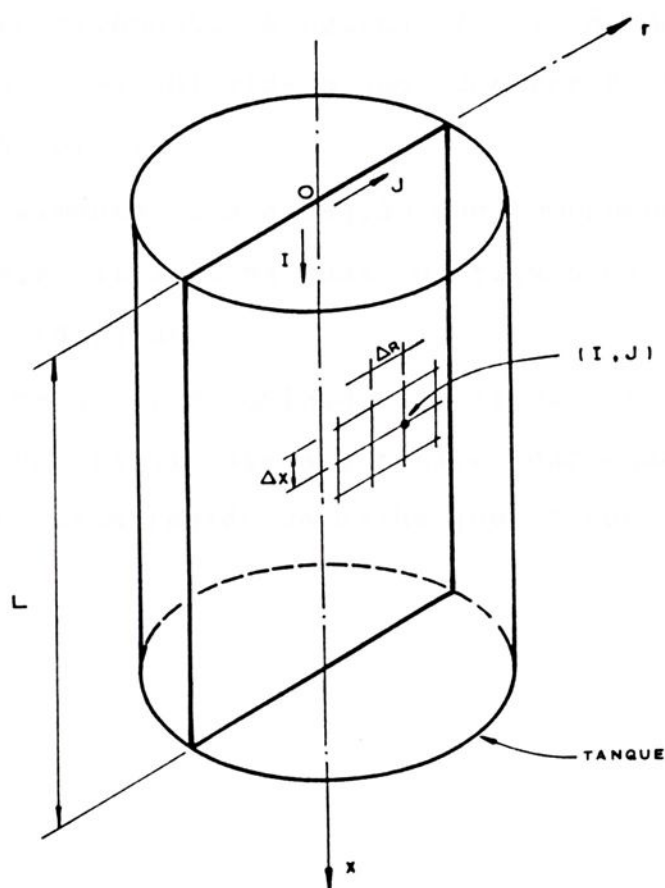


Figura III.1. Domínio do problema e malha utilizada.

Em cada ponto da malha a variável temperatura aparecerá em função da altura x , do raio r do tanque e do tempo t . Os espaçamentos da malha serão $\Delta X = L/(NL-1)$ e $\Delta R = D/2(NR-1)$.

III.2) DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES

As equações II.6.1 e II.6.2 do modelo matemático servem para simular o comportamento térmico da condução no meio do fluido ($0 < R_1 \leq 1$) e para a região exatamente sobre o eixo axial ($R_1 = 0$), ao longo de todo o comprimento do tanque, respectivamente. A equação II.6.2 é também adaptada para eliminar a singularidade que acontece no termo $\frac{1}{R_1} \cdot \frac{\partial T}{\partial R_1}$ da equação anterior.

Finalmente para a região que compreende a parede, é usada a equação II.3.12 na qual os fluxos de calor $\dot{Q}'_{in}$ e $\dot{Q}'_t$ são considerados.

Entretanto, o domínio terá ainda outra subdivisão, que por sua vez facilitará a adaptação das equações já discretizadas em cada região da malha (ver Figura III.2).



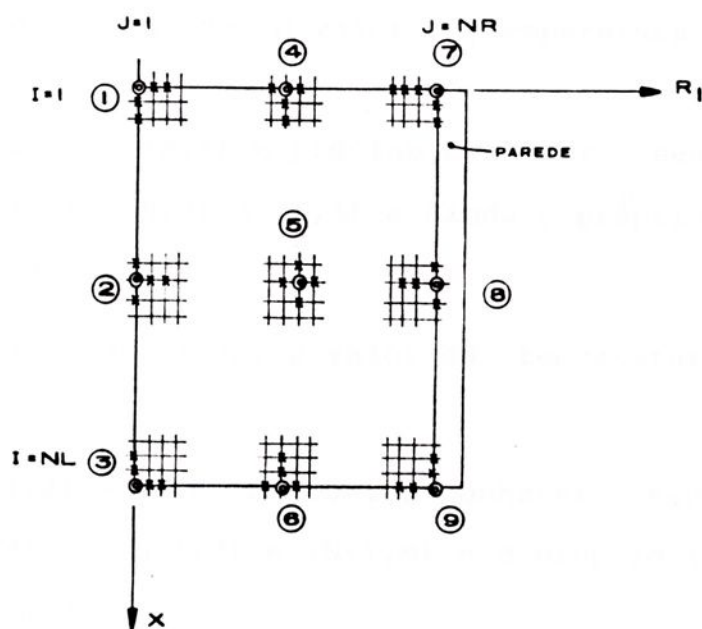


Figura III.2. Atualização dos nós da malha.

Com o domínio subdividido, conforme mostra a Figura III.2, as equações serão discretizadas para que se possam atualizar os valores de temperatura em cada nó. A equação II.6.1 é discretizada para as regiões (4), (5), (6), ponto (7), região (8) e ponto (9), enquanto que a II.6.2 terá uma discretização perfeita para atualizar o ponto (1), região (2) e ponto (3) da Figura III.2.

Ainda, olhando para a Figura III.2, a demonstração do uso dos índices dos termos das equações discretizadas torna-se fácil. Por exemplo:

- Para atualizar o valor da temperatura do ponto (1):

$(I,J) = (1,1)$ é preciso conhecer seus vizinhos $(1,2)$, $(1,3)$, $(2,1)$, $(3,1)$ e ainda o próprio $(1,1)$, todos no tempo passado.

- Para atualizar o valor da temperatura na região (2):

$(I,J) = (N,1)$ é preciso conhecer seus vizinhos $(N-1,1)$, $(N+1,1)$, $(N,2)$ e $(N,3)$ e ainda o próprio $(N,1)$, todos no tempo passado.

- Para atualizar o valor da temperatura na região (5):

$(I,J) = (N,M)$ é preciso conhecer seus vizinhos $(N,M-1)$, $(N,M+1)$, $(N-1,M)$ e $(N+1,M)$ e o próprio (N,M) , todos no tempo passado.

Assim segue a utilização e atualização dos valores de temperatura em cada nó da malha, para cada tempo desejado.

As equações discretizadas estão mostradas no apêndice de forma simplificada, exatamente como foi aplicada para as regiões da Figura III.2.

III.3) CONVERGÊNCIA E ESTABILIDADE

Sabe-se que sempre existem erros contidos em soluções numéricas, impostos pelas características de máquinas ou mesmo pelo truncamento de série, quando se expande uma derivada em série, como é o caso da diferença finita. Portanto, quando se tem um volume de cálculo muito grande, deve-se tomar muito cuidado e verificar se os erros não são acumulativos, a fim de que a solução possa convergir.

O volume de cálculo está diretamente ligado ao número de pontos da malha, e ao intervalo de tempo escolhido para atualizar a temperatura em cada nó.



Como não existe um critério único de convergência, podem-se fazer testes com diferentes números de pontos no comprimento NX e no raio NR , e simultaneamente ajustar os intervalos de tempo $\Delta\tau$ estabelecidos.

Além do cuidado com a convergência, aparece ainda uma outra preocupação, quando se pensa na estabilidade da solução, isto é, a solução converge, mas pode apresentar valores completamente alienados e estranhos.

Este tipo de comportamento é muito comum para a solução numérica de equações diferenciais parciais.

A instabilidade pode acontecer diretamente relacionada com o tempo $\Delta\tau$. É o fenômeno conhecido por instabilidade dinâmica, e que é fácil de ser sanada, variando apenas o intervalo de tempo. Porém pode acontecer um segundo tipo de instabilidade, que vem depender do tipo de equação diferencial e da forma da diferença finita (avançada, centrada ou retardada).

Portanto as equações discretizadas adequadamente podem resultar na redução de erros, e, às vezes, até mesmo chegar-se a uma tendência nula de erro.

É preciso muita atenção para se evitarem as instabilidades, e para isso podem-se conseguir termos que relacionam grandezas especiais de maior importância com a variação de tempo. Özişik [25] afirma que, para usar o método explícito em modelos bidimensionais de condução, é preciso garantir que o coeficiente das equações discretizadas que multiplica $\theta^n(I,J)$ seja positivo, para existir a estabilidade da solução.

Analisando tais coeficientes deste equacionamento , chega-se à conclusão de que $\Delta\tau$ deve ser menor ou igual a 0,03. Portanto no programa o valor real usado foi $\Delta\tau = 0,01$.

Após o estudo sobre a estabilidade, foi estudada a convergência, ponto crítico em métodos numéricos, isto é, é preciso saber se os resultados obtidos têm significados físicos, ou não. Como não existe um critério padrão teórico para uma análise, optou-se pelo método prático, que consiste em ensaiar no computador várias malhas de tamanhos diferentes, analisando o tempo de CPU e as aproximações entre os resultados teóricos e experimentais.

Depois de algumas tentativas verificou-se que as malhas $NL \times NR = 6 \times 4$ e $NL \times NR = 12 \times 10$ eram as mais indicadas, desde que $\Delta\tau$ estivesse dentro do critério de estabilidade. Também, outro fator importante é que a solução não deve exigir um tempo muito longo de processamento.

Como este programa foi rodado num micro ITAUTEC IS286plus sem grandes recursos, decidiu-se por tempos próximos daqueles exigidos pelas experiências dos tanques, mostrando que, para as condições acima, a melhor malha era de 6×4 com $\Delta\tau = 0,01$.



CAPÍTULO IV - ANÁLISE EXPERIMENTAL



CAPÍTULO IV - ANÁLISE EXPERIMENTAL

IV.1) APARATOS EXPERIMENTAIS

Para a verificação dos resultados numéricos e controle do fenômeno, foi construído e instrumentado no laboratório de áreas térmicas da FEG-UNESP, um sistema equipado com dois tanques que trabalham estratificados. Esses tanques foram construídos a partir de materiais diferentes, PVC e Ferro Fundido, com parede grossa, com espessura de aproximadamente 5,0% do diâmetro.

Os ensaios foram realizados numa instalação como mostra a Figura IV.1.

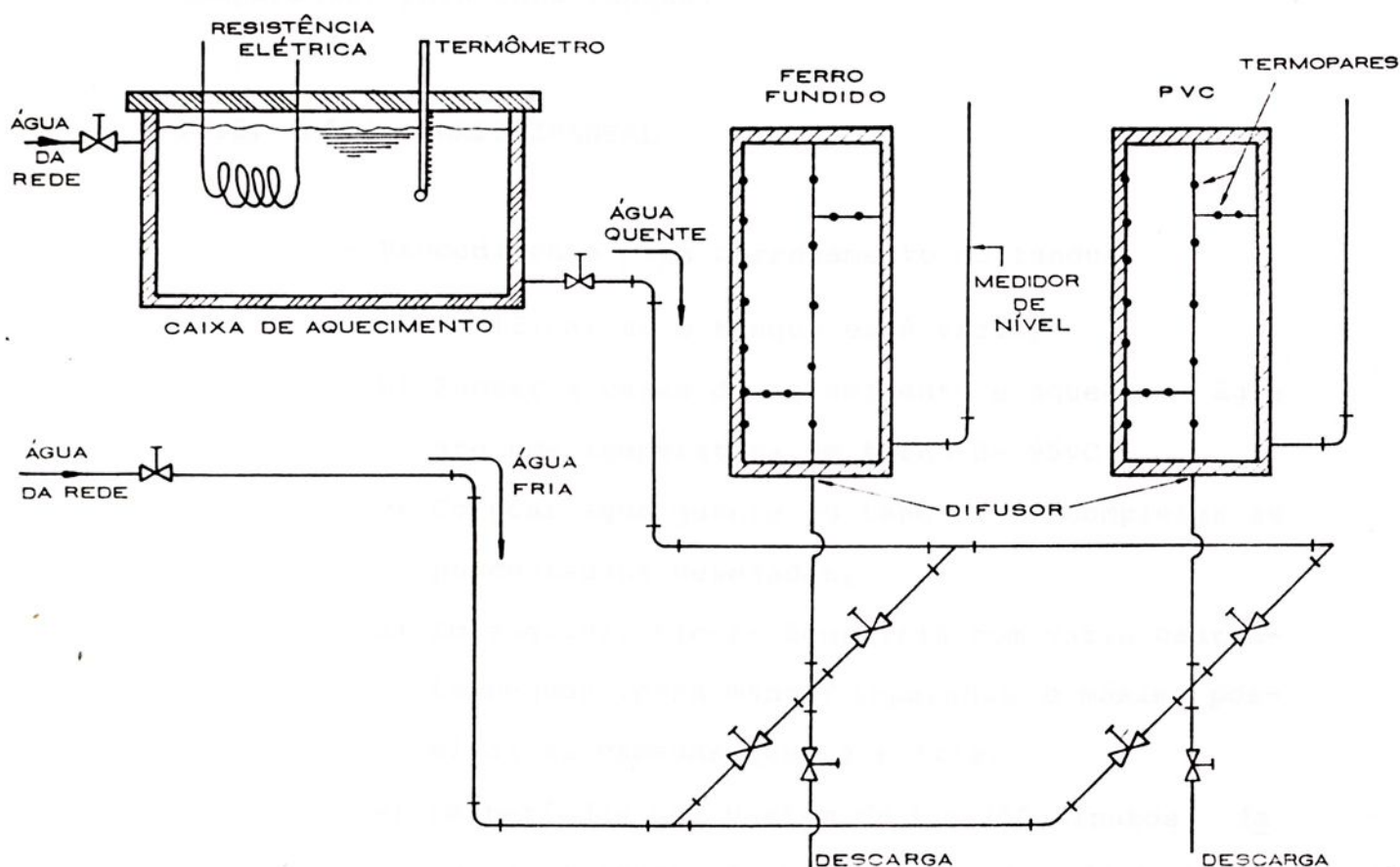


Figura IV.1. Diagrama esquemático da montagem.

IV.2) MEDIDAS DE TEMPERATURA

Os termopares foram confeccionados e calibrados no laboratório de áreas térmicas. Depois de montados foram ligados a um termômetro digital MDT 2000 para termopares Cobre-Constantan (Tipo T), marca ECB-Equipamentos Científicos do Brasil.

O termômetro digital era precedido por uma chave seletora feita no laboratório, para efetuar a leitura de cada termopar, individualmente.

Foi feito um grande número de leituras em condições diferentes de carregamento, 25%, 50% e 75% de água quente, totalizando aproximadamente 400 pontos de temperatura, lidos e comparados, para cada tanque.

IV.3) MÉTODO EXPERIMENTAL

- Procedimento para carregamento do tanque:
 - a) Verificar se o tanque está vazio;
 - b) Encher a caixa de aquecimento e aquecer a água até uma temperatura em torno de 95°C;
 - c) Colocar água quente no tanque até completar as porcentagens desejadas;
 - d) Em seguida, colocar água fria com vazão bastante pequena, para manter separadas o máximo possível as camadas quente e fria;
 - e) Em períodos que variam de 3 a 200 minutos, fazer as leituras de todos os pontos de tempera-



tura, para verificar os mecanismos de troca de calor, no fluido e na parede.

Conforme o tempo passa, os intervalos de tempo das leituras vão se distanciando, porque as temperaturas das duas porções de fluido se aproximam, e portanto as trocas de calor vão ficando mais lentas.



CAPÍTULO V - RESULTADOS E DISCUSSÕES



CAPÍTULO V - RESULTADOS E DISCUSSÕES

Todos os resultados serão apresentados para dois tanques em regime de estagnação, isto é, os tanques foram carregados com as porcentagens de água quente e fria preestabelecidas e em seguida foram deixados por um tempo razoável, até que as temperaturas se tornassem homogêneas.

As operações de carregamento e descarregamento considerando a condução da parede, não foram analisadas, por ser desprezível diante dos efeitos criados pela velocidade interna da interface das camadas.

Os resultados numéricos extraídos através das soluções do modelo matemático serão comparados com resultados experimentais, para somente, então, ser possível calibrar e avaliar a viabilidade das equações.

As Figuras V.1, V.2, V.3 e V.4 mostram as variações da temperatura no sentido radial nas camadas de fluido quente e frio. Essas figuras revelam que o modelo bidimensional usado neste trabalho produz resultados teóricos muito próximos dos resultados experimentais.

Para os tempos de 10 min, Figuras V.1 e V.2, as curvas possuem tendências bem definidas, por exemplo, somente decrescente ou somente crescente. Isto mostra que, para tempos pequenos, o efeito da convecção natural não existe e, por isso, também não existirá o escoamento circulatório dentro do tanque.



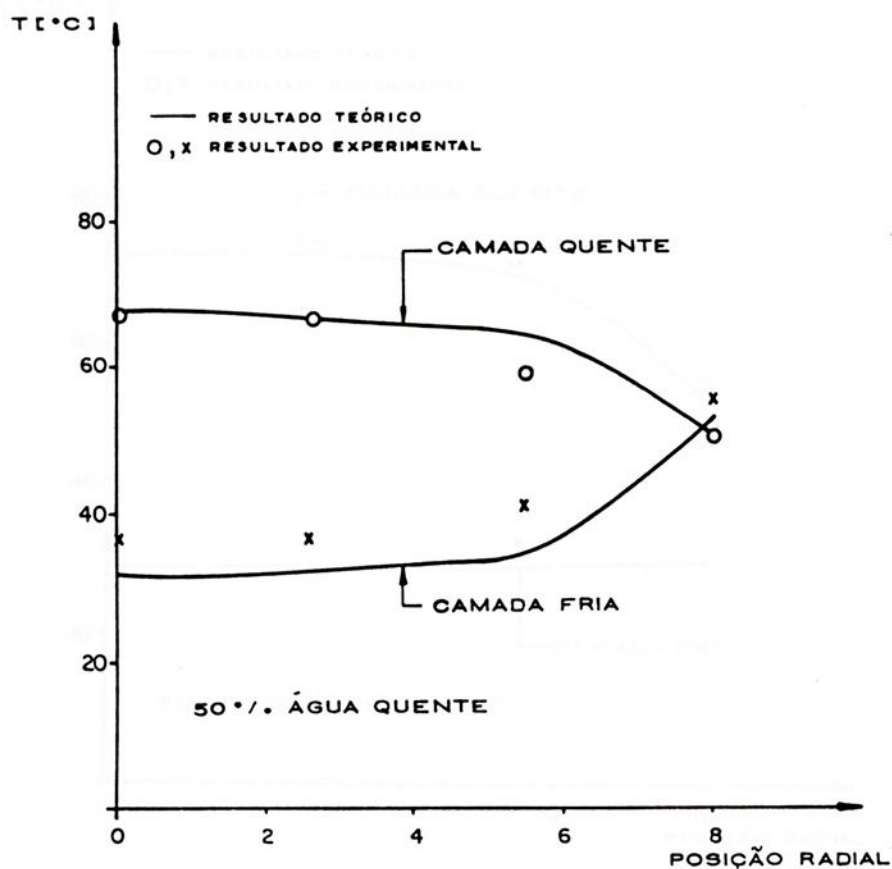


Figura V.1. Perfil de temperatura ao longo do raio para o tanque de Ferro Fundido (tempo = 10 min).

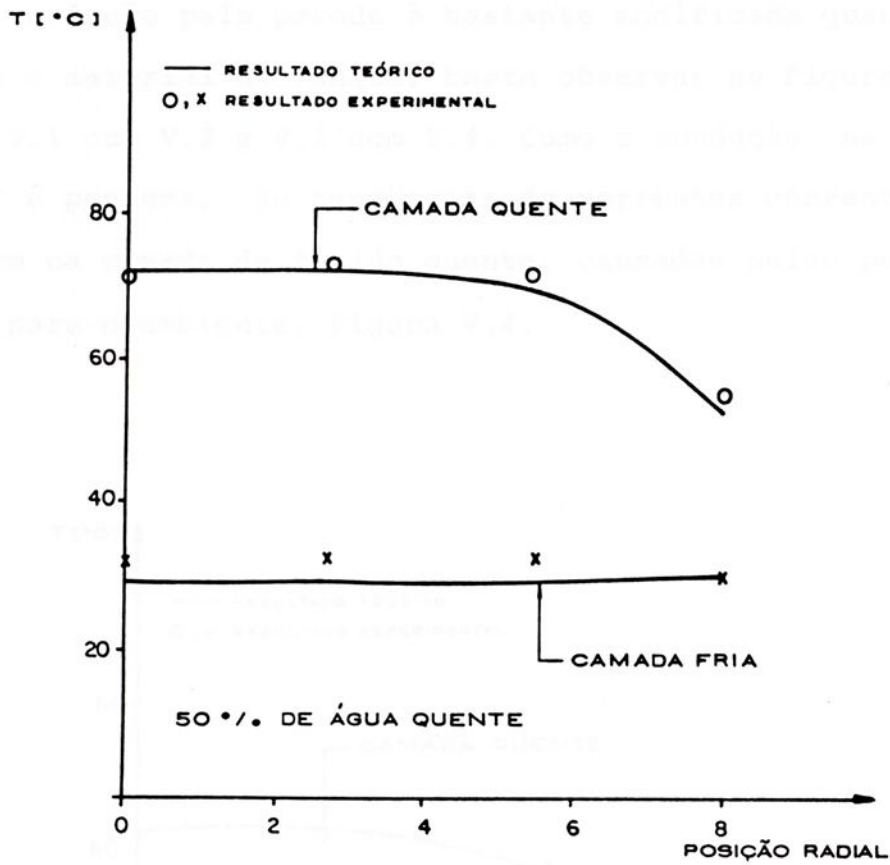


Figura V.2. Perfil de temperatura ao longo do raio para o tanque de PVC (tempo = 10 min).

De maneira contrária, na Figura V.3, a tendência de aumentar e em seguida de diminuir os valores de temperatura com a variação do raio para camada quente, e com a tendência inversa na camada fria, deixa claro que para um tanque cons-

truído com material que conduz calor (Ferro Fundido), o efeito das correntes convectivas facilmente começa a aparecer.

Além disso, pode-se constatar como efeito paralelo que a condução pela parede é bastante modificada quando se altera o material do tanque; basta observar as Figuras aos pares V.1 com V.2 e V.3 com V.4. Como a condução na parede de PVC é pequena, as tendências de correntes convectivas só existem na camada de fluido quente, causadas pelas perdas de calor para o ambiente, Figura V.4.

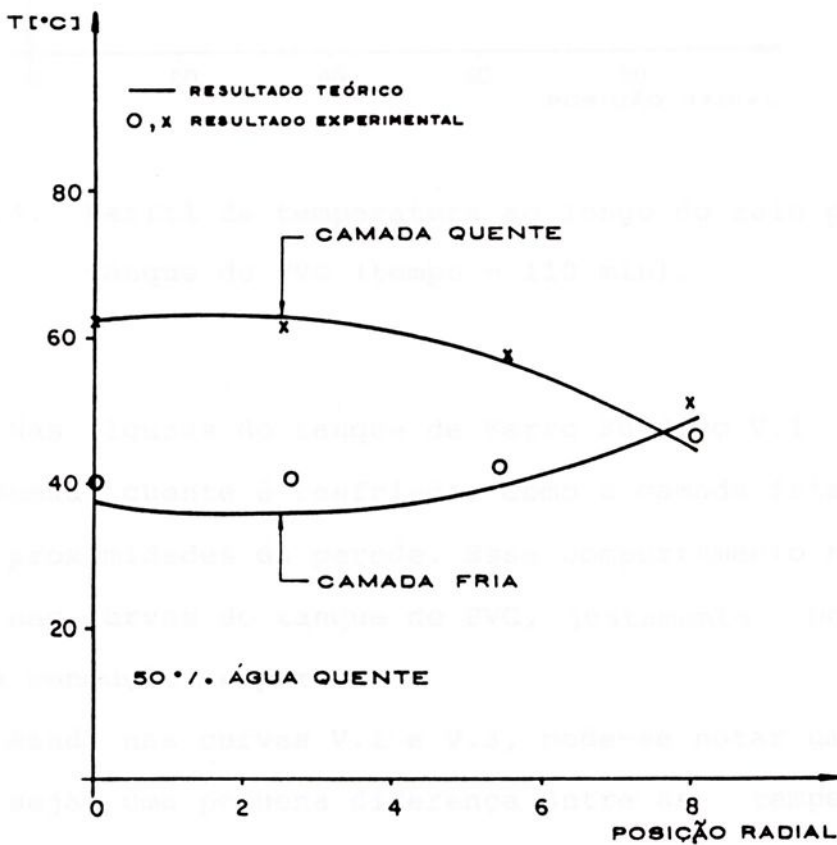


Figura V.3. Perfil de temperatura ao longo do raio para o tanque de Ferro Fundido (tempo = 90 min).

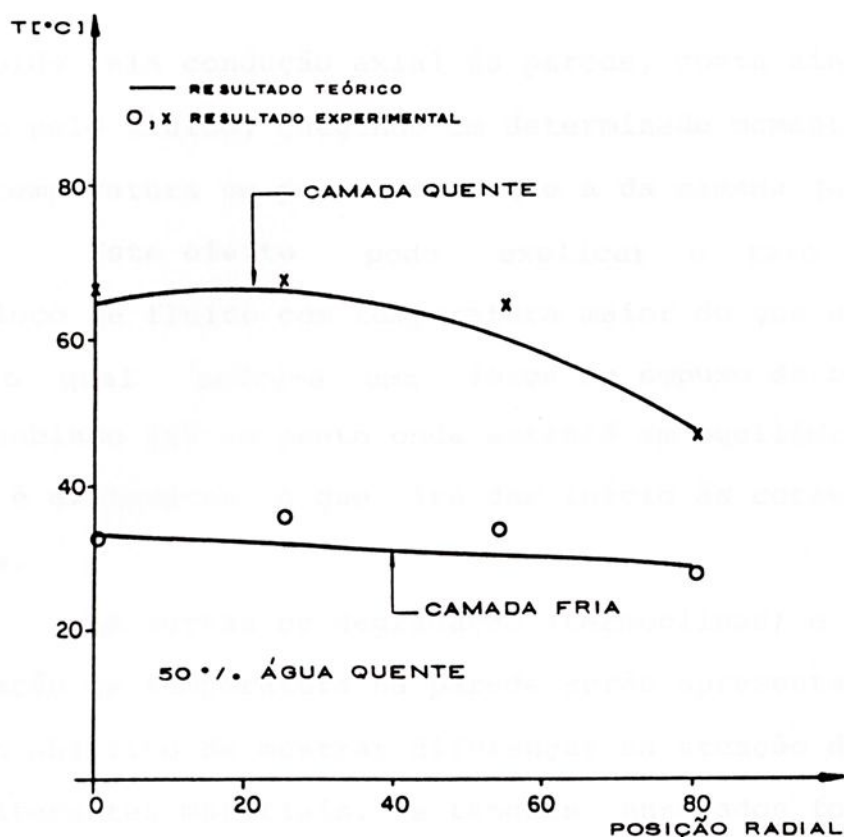


Figura V.4. Perfil de temperatura ao longo do raio para o tanque de PVC (tempo = 110 min).

Nas figuras do tanque de Ferro Fundido V.1 e V.3, tanto a camada quente é resfriada, como a camada fria é aquecida nas proximidades da parede. Esse comportamento não é verificado nas curvas do tanque de PVC, justamente por não existir a condução na parede.

Ainda nas curvas V.1 e V.3, pode-se notar um cruzamento, ou seja, uma pequena diferença entre as temperaturas finais das duas camadas. Isto acontece pelo trabalho simultâneo da condução axial e radial na parede, que juntos retiraram uma quantidade considerável de calor da camada quente de fluido. Entretanto a parte fria, além de contar com o calor

recebido pela condução axial da parede, conta ainda com a condução pelo fluido, chegando em determinado momento a apresentar temperatura um pouco maior que a da camada quente.

Este efeito pode explicar o fato de se ter um bloco de fluido com temperatura maior do que sua vizinhança, o qual sofrerá uma força de empuxo de baixo para cima, subindo até um ponto onde entrará em equilíbrio térmico. Isto é exatamente o que irá dar início às correntes convectivas.

As curvas de degradação (termoclinas) e as curvas de variação de temperatura na parede serão apresentadas juntas, com o objetivo de mostrar diferenças na atuação da parede para diferentes materiais. Os tanques ensaiados foram feitos com tubos de parede grossa ($b/D \sim 0,05$), para se ter a condução na parede mais efetiva na degradação das termoclinas.

Na Figura V.5. estão os resultados teóricos e experimentais para o tanque de Ferro Fundido, carregado com 25% de água quente e o restante de água fria. As curvas mostram um acréscimo de temperatura na parte inferior do tanque, causada pelo efetivo desempenho da condução da parede.

A distribuição de temperatura da parede ao longo do comprimento do tanque tende para valores constantes, com uma diminuição ao longo do tempo. Tudo isso pode ser traduzido e explicado pela existência da condução axial e radial (perdas) na parede.



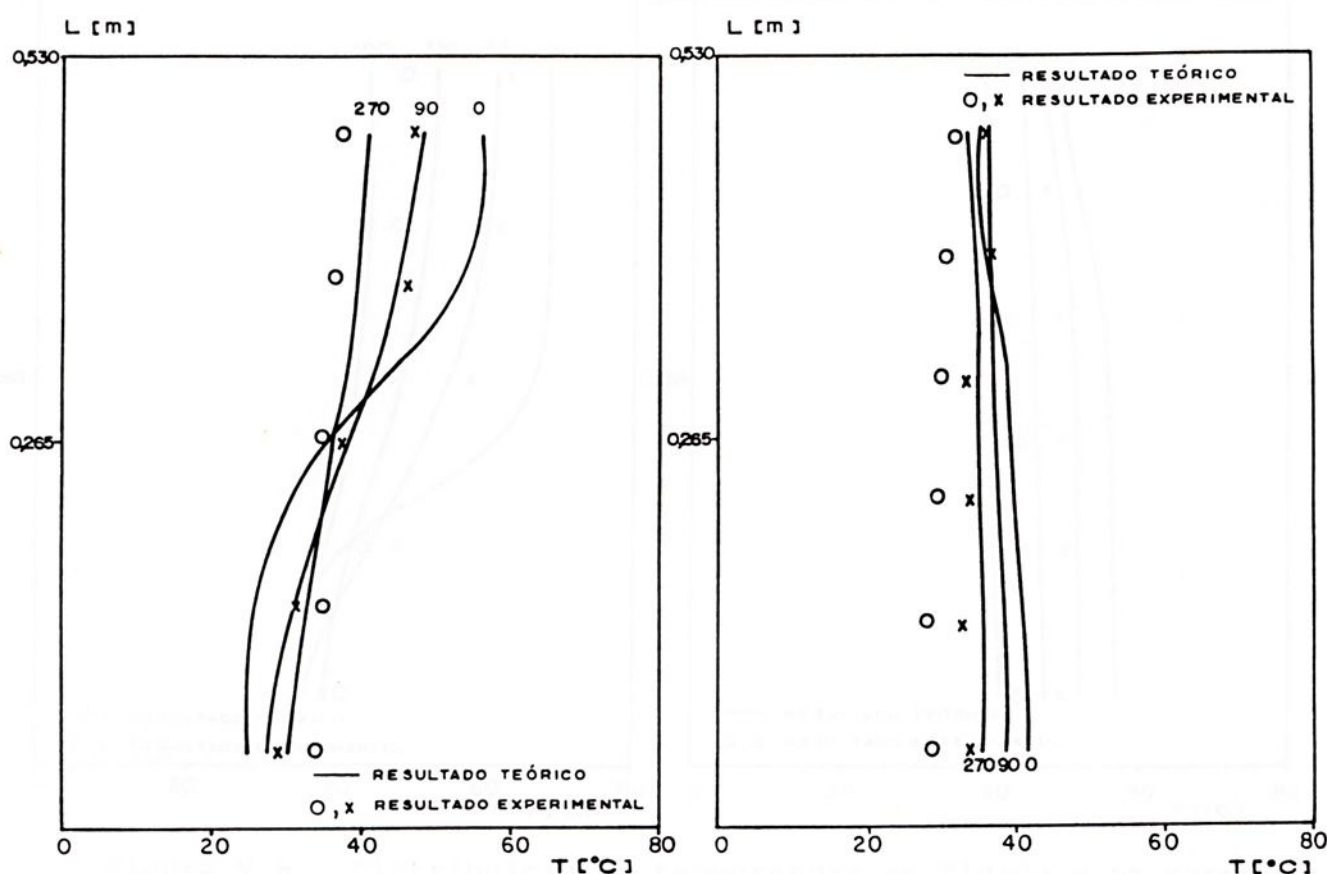


Figura V.5. Distribuição de temperatura no fluido e na parede (Ferro Fundido - 25% de água quente).

Esses efeitos estão de certa forma reforçados na Figura V.6, podendo-se notar um acréscimo maior de temperatura na parte inferior do tanque e na parede. A região da parede próxima do fundo sempre está acima da temperatura da camada fria, tanto para os valores teóricos como para os experimentais.

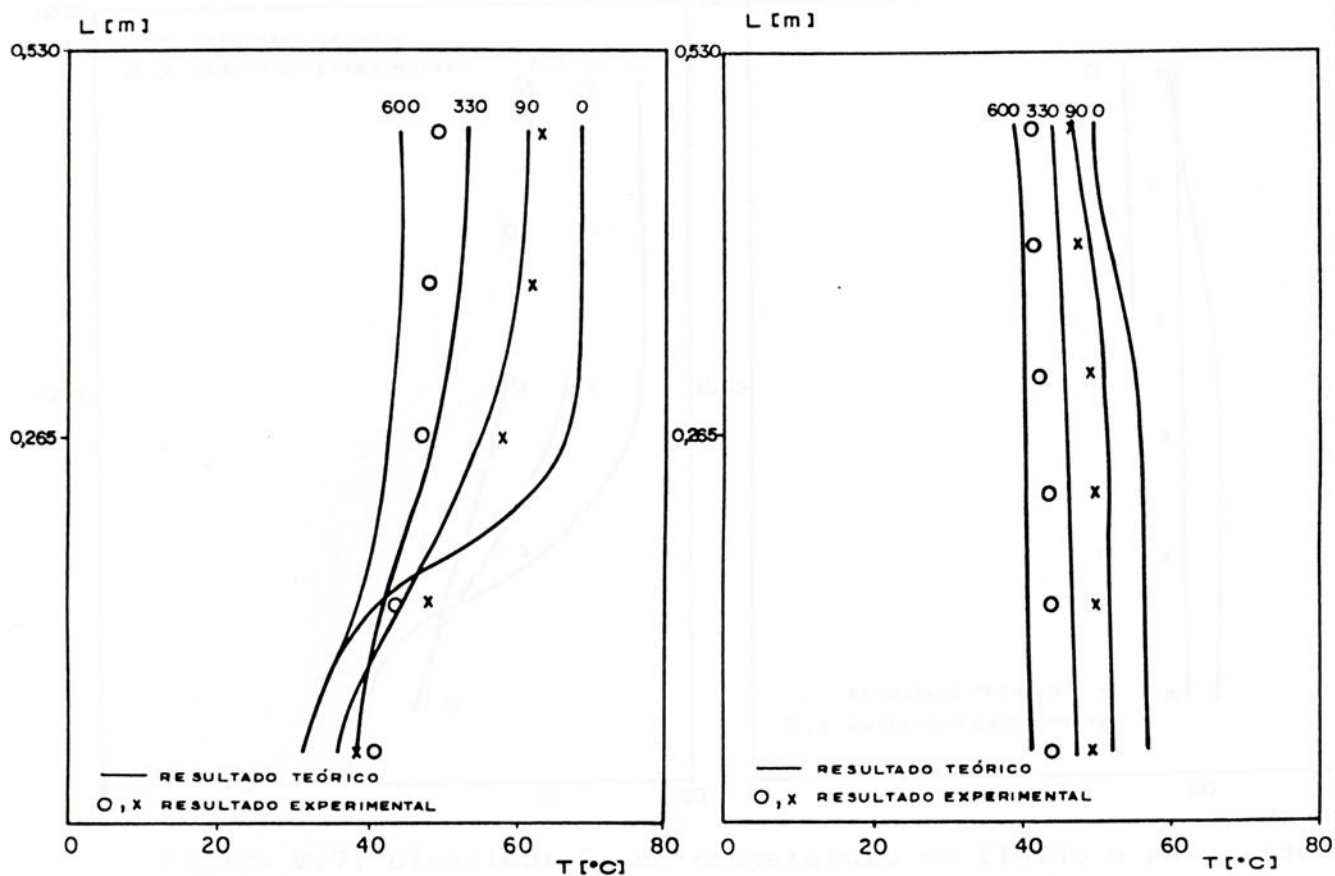


Figura V.6. Distribuição de temperatura no fluido e na parede (Ferro Fundido - 50% de água quente).

Para o caso de 75% do volume do tanque ocupado com água quente, Figura V.7, os efeitos de aquecimento da parte inferior são maiores, porque a parte quente fornece uma quantidade maior de energia.

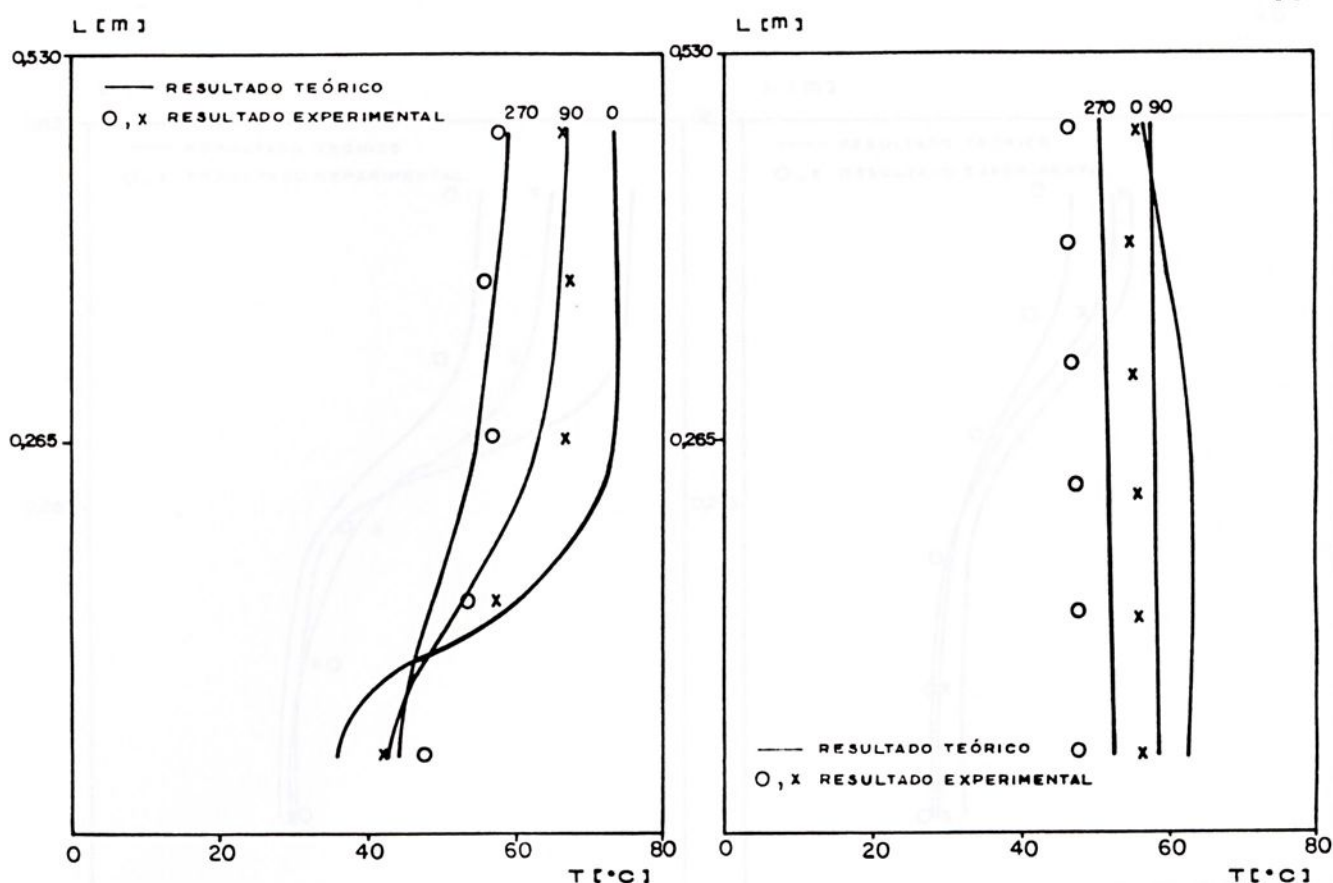


Figura V.7. Distribuição de temperatura no fluido e na parede
(Ferro Fundido - 75% de água quente).

Após os comportamentos apresentados através dos resultados do tanque de Ferro Fundido, pode-se apresentar, seguindo as mesmas linhas de entendimento, os resultados para o tanque de PVC. Em todos os conjuntos de curvas para o PVC, o comportamento da temperatura na parede ao longo do tempo e do comprimento possui uma distribuição muito diferente do Ferro Fundido, mas acompanhando praticamente os mesmos perfis de temperatura do fluido.

Na Figura V.8, o fundo do tanque apresenta um decréscimo sensível de temperatura pelo fato de existir praticamente só a condução do fluido. Esse decréscimo fica mais acentuado pelo efeito das perdas para o ambiente. Outra particularidade da Figura V.8 é que a temperatura da parede fica sempre abaixo da temperatura do fluido na parte quente.

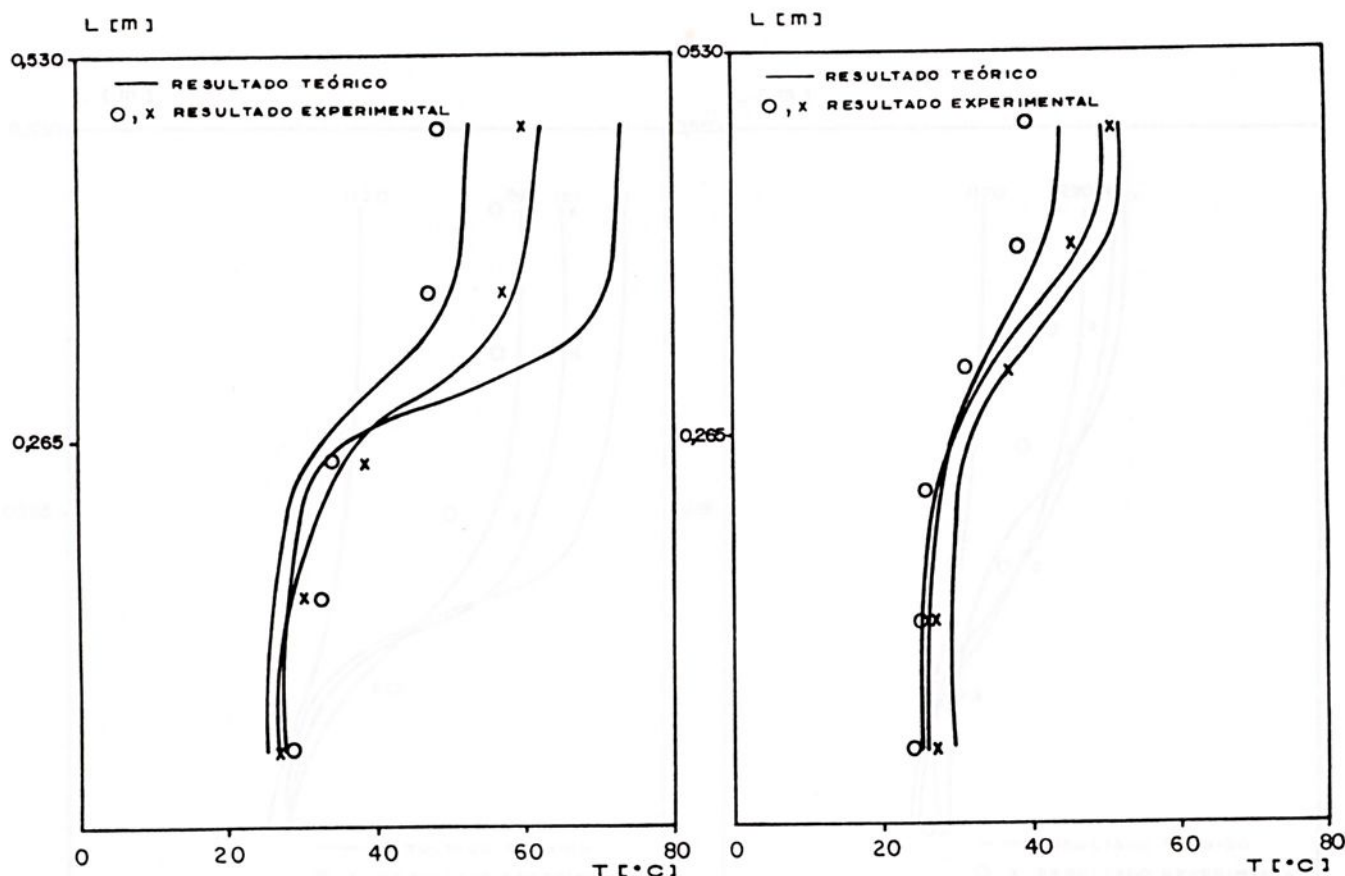


Figura V.8. Distribuição de temperatura no fluido e na parede (PVC - 25% de água quente).

No caso das Figuras V.9 e V.10, que possuem uma carga maior de água quente, 50% e 75% respectivamente, pode-se notar que a temperatura do fundo do tanque não chega a aumentar como acontece no tanque de Ferro Fundido. Entretanto o decréscimo não ocorre, porque existe a condução interna do fluido. Portanto os gráficos do tanque de PVC não registram uma contribuição efetiva da condução da parede.

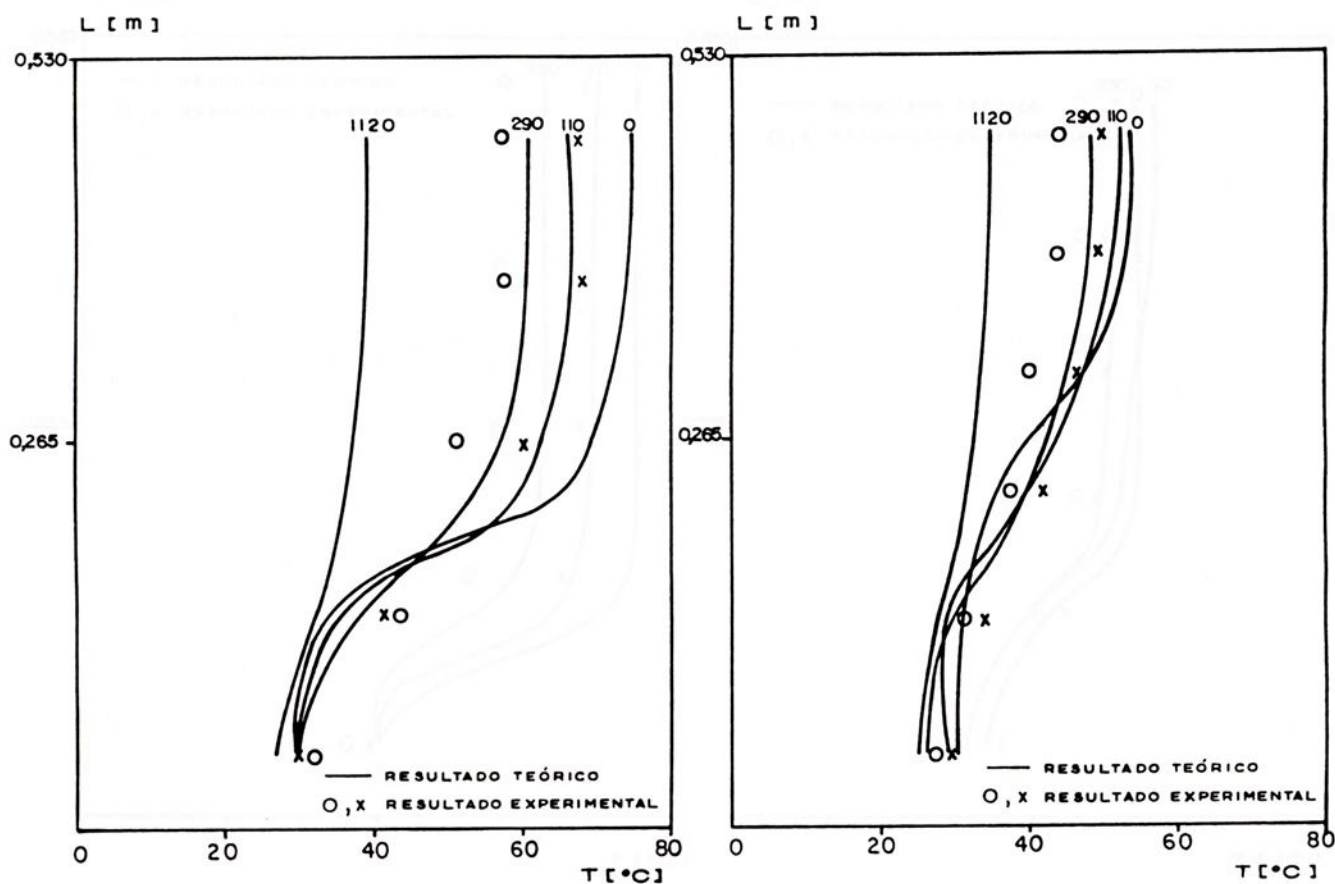


Figura V.9. Distribuição de temperatura no fluido e na parede (PVC - 50% de água quente).

Entretanto na Figura V.10, com a porção de água quente apresentando uma área maior de troca de calor com a parede e possuindo uma quantidade maior de energia, o aspecto de homogeneizar o tanque numa temperatura intermediária entre T_F e T_Q não acontece. Prevalece, neste caso, a perda de calor para o exterior, sobre outros tipos de trocas internas de calor. Portanto a homogeneização se dará em uma temperatura abaixo da média $(T_F + T_Q)/2$.

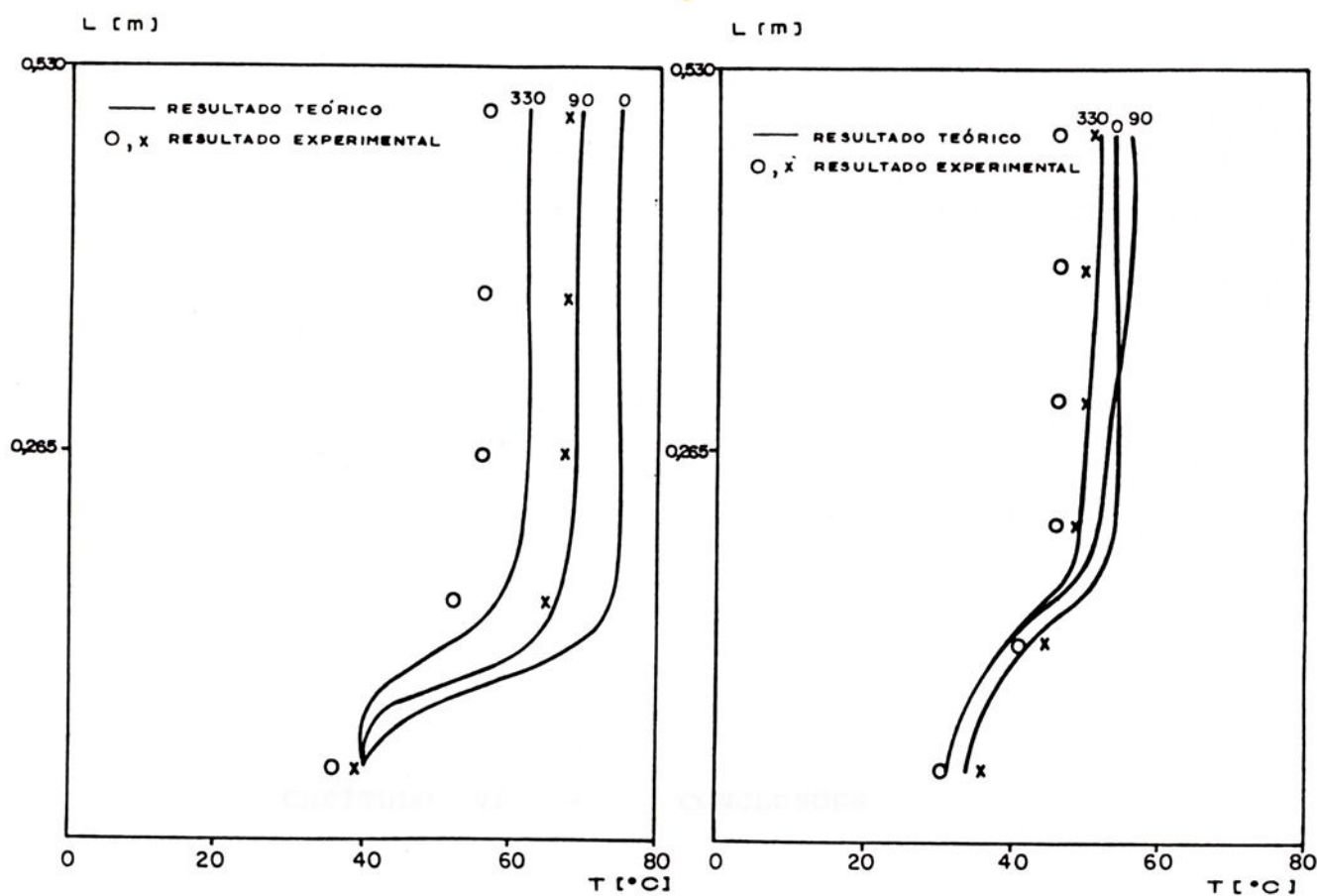


Figura V.10. Distribuição de temperatura no fluido e na parede (PVC - 75% de água quente).

Como discussão geral dos resultados, pode-se dizer que os resultados teóricos sempre acompanharam bem os resultados experimentais.

Foi mostrado de maneira clara que, conforme o tempo passa, esses resultados se distanciam, ficando caracterizado que, após o período inicial, a convecção natural começa a agir.

CAPÍTULO VI - CONCLUSÕES

CAPÍTULO VI - CONCLUSÕES

Este estudo foi realizado como se fosse uma investigação ampla da participação da parede como um elemento que promove o curto-circuito térmico entre as camadas quente e fria de um tanque de armazenamento. Portanto as conclusões desta pesquisa seguem abaixo:

- O modelo realmente revela a participação da parede na troca de calor, o que prevalece sobre os demais efeitos, quanto mais condutiva for a parede.

- Após o período em que prevalece a condução da parede, os resultados teóricos se distanciam dos experimentais justamente porque a própria condução da parede excita as correntes convectivas.

- Em casos, como no armazenamento de energia, quando a manutenção da estratificação é o principal alvo, é preciso eliminar todos os efeitos que poderiam neutralizá-la. Entretanto, em outros casos, é preciso salientar tais efeitos, como no caso em que a condução ajuda a homogeneizar a temperatura de fundição de um lingote, ou, em lagos vizinhos de usinas térmicas geradoras de potência, que seria importantes provocar as correntes convectivas.

- Este modelo não apresentará bons resultados para uma etapa da degradação da estratificação caracterizada por convecção natural. Para maior fidelidade, o modelo deverá simular as correntes convectivas e a condução na parede, simultaneamente, para um tempo considerado distante do início da estratificação.

- De maneira geral, os gráficos V.5 e V.10 mostram que, para os valores maiores de tempo, os resultados teóricos apresentaram valores abaixo dos valores experimentais, mostrando novamente que o mecanismo de troca de calor começa apresentar condições que o presente modelo não considera.

- Para tanques construídos com material de coeficiente de condutividade térmica baixo, é preciso tomar muito cuidado na construção, porque existe um gradiente de temperatura muito grande entre o topo e o fundo do tanque, que pode provocar tensões térmicas enormes.

- Para os casos em que existe o curto-circuito térmico, isto é, fluxo de calor pela parede, maior que as perdas para o exterior, garante que o tanque possui a mesma quantidade de energia armazenada. A disponibilidade, entretanto, não é a mesma, porque a energia interna foi diluída por todo o tanque, tornando-o semelhante a um tanque homogêneo. Como $\eta_h \leq \eta_{est}$, deve-se evitar a condução na parede.

- Um problema completo desse tipo, focalizando a troca de calor em cavidades fechadas, e que trabalhe com dois níveis de temperatura com escoamento circulatório, deverá ser resolvido em duas etapas. Numa primeira etapa estudando o efeito da parede e, a seguir, os efeitos das células de circulação.

- Os erros ou desvios entre os resultados podem ser atribuídos a erros de leituras, erros de aproximação nos truncamentos das derivadas quando expandidas em série e acumulação de erros no grande volume de cálculos no método numérico. Além desses erros que seriam praticamente dos métodos

de solução, ainda podem existir outros que têm origem na confecção do modelo. Por exemplo:

- a) existe uma zona de mistura entre as camadas onde a difusão de calor é diferente do resto do tanque;
- b) uso de correlações empíricas ou aproximadas; e
- c) a variação da temperatura quando se coloca água fria no tanque, onde o difusor funciona como trocador de calor.

Todos esses possíveis problemas que causam erros, não foram considerados na confecção do modelo.

- Finalmente, um tanque construído com material de baixo coeficiente de condutividade térmica, ajuda a conservar a estratificação.



APÊNDICE A

Contribuição

Assim como o estudo de escoamento circulatório e troca de calor em cavidades, este trabalho oferece uma contribuição efetiva para complementar a pesquisa sobre tanque de armazenamento térmico. Os estudos anteriores consideravam as células de escoamento circulatório, mas não atentavam para a participação da parede.

Para o futuro, já é possível prever a possibilidade de confeccionar um modelo completo considerando os dois efeitos. Porém o domínio do problema terá que ser dividido em três regiões: parede, camada limite e meio livre do fluido. Além disso, a solução terá que ser em duas etapas, onde primeiramente prevaleça a condução e, em seguida, a convecção.



APÊNDICE B

Discretização das equações

$$R_1 = 0 \quad e \quad X = 0$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = f[\theta^n(I, J+2), \theta^n(I, J+1), \theta^n(I+2, J), \theta^n(I+1, J), \\ \theta^n(I, J)]$$

$$R_1 = 0 \quad e \quad 0 < X < 1$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = f[\theta^n(I, J+2), \theta^n(I, J+1), \theta^n(I+1, J), \theta^n(I-1, J), \\ \theta^n(I, J)]$$

$$R_1 = 0 \quad e \quad X = 1$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = f[\theta^n(I, J+2), \theta^n(I, J+1), \theta^n(I-2, J), \theta^n(I-1, J), \\ \theta^n(I, J)]$$



$$0 < R_1 < 1 \quad e \quad X = 0$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = f [\theta^n(I, J+1), \theta^n(I, J-1), \theta^n(I+2, J), \theta^n(I+1, J), \\ \theta^n(I, J)]$$

$$0 < R_1 < 1 \quad e \quad 0 < X < 1$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = f [\theta^n(I+1, J), \theta^n(I-1, J), \theta^n(I, J+1), \theta^n(I, J-1), \\ \theta^n(I, J)]$$

$$0 < R_1 < 1 \quad e \quad X = 1$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = f [\theta^n(I, J+1), \theta^n(I, J-1), \theta^n(I-2, J), \theta^n(I-1, J), \\ \theta^n(I, J)]$$

$$R_1 = 1 \quad e \quad X = 0$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = f [\theta^n(I, J-1), \theta^n(I, J-2), \theta^n(I+2, J), \theta^n(I+1, J), \\ \theta^n(I, J)]$$

$$R_1 = 1 \quad e \quad 0 < X < 1$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = f [\theta^n(I, J-1), \theta^n(I, J-2), \theta^n(I+1, J), \theta^n(I-1, J), \\ \theta^n(I, J)]$$

$$R_1 = 1 \quad e \quad X = 1$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = f [\theta^n(I, J-1), \theta^n(I, J-2), \theta^n(I-2, J), \theta^n(I-1, J), \\ \theta^n(I, J)]$$

Para a parede

$$X = 0$$

$$T_p^{n+1}(I) = f [T_p^n(I+2), T_p^n(I+1), T_p^n(I), Q_{in}'^n(I), Q_t'^n(I)]$$

$$0 < X < 1$$

$$T_p^{n+1}(I) = f [T_p^n(I+1), T_p^n(I-1), T_p^n(I), Q_{in}'^n(I), Q_t'^n(I)]$$

$$x = 1$$

$$T_p^{n+1}(I) = f [T_p^n(I-1), T_p^n(I-2), T_p^n(I), Q_{in}^n(I), Q_t^n(I)]$$



APÊNDICE C

Coeficientes das equações discretizadas que multiplicam
 $\theta^n(I, J)$

$$R_1 = 0 \quad e \quad X = 0$$

$$1 + \frac{\Delta\tau}{Pr} \left(\frac{2}{\Delta R_1^2} + \frac{1}{\Delta X^2} \right)$$

$$R_1 = 0 \quad e \quad 0 < X < 1$$

$$1 + \frac{2 \Delta\tau}{Pr} \left(\frac{1}{\Delta R_1^2} - \frac{1}{\Delta X^2} \right)$$

$$R_1 = 0 \quad e \quad X = 1$$

$$1 + \frac{\Delta\tau}{Pr} \left(\frac{2}{\Delta R_1^2} + \frac{1}{\Delta X^2} \right)$$

$$0 < R_1 < 1 \quad e \quad X = 0$$

$$1 - \frac{\Delta\tau}{Pr} \left(\frac{2}{\Delta R_1^2} - \frac{1}{\Delta X^2} \right)$$

$$0 < R_1 < 1 \quad e \quad 0 < X < 1$$

$$1 - \frac{2 \Delta\tau}{Pr} \left(\frac{1}{\Delta R_1^2} + \frac{1}{\Delta X^2} \right)$$

$$0 < R_1 < 1 \quad \text{e} \quad X = 1$$

$$1 - \frac{\Delta\tau}{Pr} \left(\frac{2}{\Delta R_1^2} - \frac{1}{\Delta X^2} \right)$$

$$R_1 = 1 \quad \text{e} \quad X = 0$$

$$1 + \frac{\Delta\tau}{Pr} \left(\frac{1}{\Delta R_1^2} + \frac{1}{\Delta X^2} \right)$$

$$R_1 = 1 \quad \text{e} \quad 0 < X < 1$$

$$1 + \frac{\Delta\tau}{Pr} \left(\frac{1}{\Delta R_1^2} - \frac{2}{\Delta X^2} \right)$$

$$R_1 = 1 \quad \text{e} \quad X = 1$$

$$1 + \frac{\Delta\tau}{Pr} \left(\frac{1}{\Delta R_1^2} + \frac{1}{\Delta X^2} \right)$$

Portanto o coeficiente que oferece o menor $\Delta\tau$, (mais crítico) é aquele usado na região $0 < R_1 < 1$ e $0 < X < 1$, isto é, no centro do fluido, onde podem ocorrer as maiores dificuldades para estabilizar a solução.

Neste caso, usando a malha $NL \times NR = 12 \times 10$, é preciso usar $\Delta\tau < 0,007$, o que causaria um tempo muito grande de CPU para nosso microcomputador. Entretanto, com uma malha $NL \times NR = 6 \times 4$, o $\Delta\tau$ é da ordem de 0,03 e o tempo de CPU pôde ser considerado bom.

Para rodar todos os casos, após esses levantamentos foi escolhida a malha $NL \times NR = 6 \times 4$ com um $\Delta\tau = 0,01$, condições que apresentaram uma convergência muito boa.

APÊNDICE D

Estratificação para fluido compressível

Um fluido está estavelmente estratificado quando a porção mais leve estiver sobre a mais densa. Quando a camada mais leve fica sob a mais pesada, a situação é instável, por exemplo, a atmosfera.

Para um fluido estacionário a pressão é:

$$P = P_0 - g \int_0^x \rho \, dx$$

onde P_0 é a pressão $x = 0$

Para existir uma estratificação estável a densidade deve decrescer verticalmente

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} < 0$$

e a temperatura deve aumentar verticalmente

$$\frac{\partial T}{\partial x} > 0$$

Baseando-se nessa idéia, Eckert sugeriu: "o aumento da densidade devido à queda de temperatura é balanceado pela queda devido à redução de pressão com a altura. Portanto



$$\frac{\partial \rho}{\partial x} = 0$$

O que, em termos de entropia, tem-se

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} = \left(\frac{\partial \rho}{\partial s} \right)_p \frac{ds}{dx} = 0$$

Para um processo à pressão constante

$$\begin{aligned} T ds &= dh - v dp \\ \partial h &= C_p \partial T \end{aligned} \quad \} \rightarrow T \partial s = C_p \partial T + \left(\frac{\partial T}{\partial s} \right)_p = \frac{T}{C_p}$$

Então:

$$\frac{\partial \rho}{\partial s} = \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \left(\frac{\partial T}{\partial s} \right)_p = \frac{T}{C_p} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

Portanto:

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} = \frac{T}{C_p} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \cdot \frac{ds}{dx} = 0$$

Daí vem que:

a) Para equilíbrio neutro

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad + \quad \frac{ds}{dx} = 0$$

b) Para estratificação estável

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} < 0$$

Mas $\frac{\partial \rho}{\partial T}$ é geralmente menor que zero (exceto água de 0 - 4°C) e C_p e T sempre positivos.

Portanto, pela equação de $\frac{\partial \rho}{\partial x}$, é possível ter que $\frac{\partial s}{\partial x}$ será positiva

$$\frac{\partial s}{\partial x} > 0$$

Esta análise pode ser aplicada para calcular a queda máxima de temperatura ao longo da altura para se ter equilíbrio neutro ou estratificação estável.

Exemplo: Para um fluido compressível que o ρ depende de T e P , isto é, $\rho(T, P)$, a estratificação estável pode ser garantida por

$$\frac{\partial s}{\partial x} > 0 \quad + \quad \frac{\partial s}{\partial x} = \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_P \frac{dT}{dx} + \left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_T \frac{dP}{dx} > 0$$

$$\text{Mas} \quad \frac{dP}{dx} = - \rho g$$

Da Termodinâmica

$$dh = Tds + \frac{1}{\rho} dp \rightarrow \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T = -\frac{1}{\rho T}$$

Portanto

$$\frac{dT}{dx} > \frac{-\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T \frac{dp}{dx}}{\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p} = \frac{-\left[-\frac{1}{\rho T}\right] \cdot (-\rho g)}{\frac{C_p}{T}} = -\frac{\frac{g}{T}}{\frac{C_p}{T}}$$

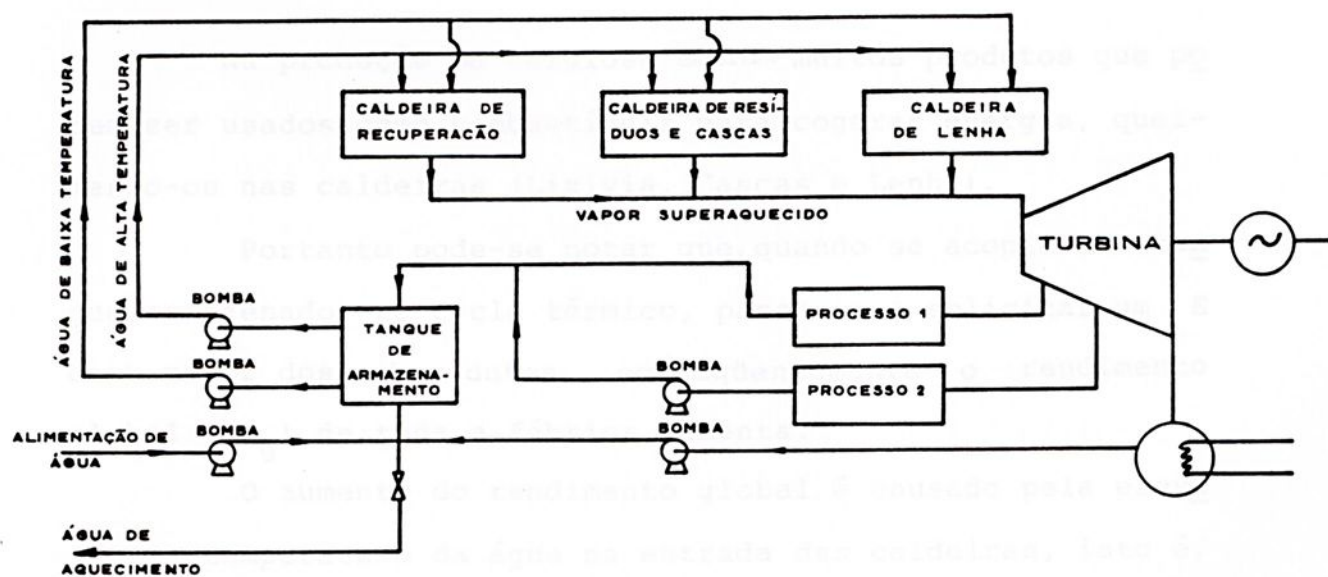
$$\frac{dT}{dx} > -g/C_p$$

Conclusão: para um gás perfeito se manter numa estratificação estável é preciso que as variações de temperatura ao longo do comprimento sejam menores que g/C_p com a unidade coerente de $[^\circ\text{C}/\text{m}]$.

APÊNDICE E

- APLICAÇÃO DE UM TANQUE DE ARMAZENAMENTO

Apresentação do benefício na eficiência global de uma fábrica de celulose de papel trabalhando com cogeração de energia.



Ciclo térmico de cogeração com tanque de armazenamento.

Produção (Ton/Dia)	Ecomb (Kcal)	η_g (%)	Ecomb (Kcal)	η_g (%)
900	32,9	53,2	30,3	57,8
950	32,3	56,1	29,7	61,0
1000	38,4	61,7	28,9	64,8
1050	30,2	63,7	27,8	69,2
1100	29,1	67,9	26,8	73,7
1150	30,4	67,1	27,9	73,2
1200	31,7	66,2	29,2	71,9
		Ciclo térmico simples	Ciclo térmico com tanque de armazenamento	

Na produção de celulose sobram muitos produtos que podem ser usados como combustíveis para cogear energia, queimando-os nas caldeiras (Lixívia, Cascas e Lenha).

Portanto pode-se notar que, quando se acopla um tanque armazenador no ciclo térmico, passa-se a solicitar um Ecomb menor dos subprodutos, conseqüentemente o rendimento global (η_g) de toda a fábrica aumenta.

O aumento do rendimento global é causado pela elevação da temperatura da água na entrada das caldeiras, isto é, com o tanque de armazenamento as caldeiras passarão a ser alimentadas com água, aproximadamente 50% mais quente. Isto, portanto, faz com que as caldeiras solicitem uma quantidade menor de energia dos combustíveis, para a mesma quantidade de vapor, como mostra a tabela.

REFERÊNCIAS

- [1] Beckman, G. and Gilli, P.V. "Thermal Energy Storage". Springer-Verlag Wien N.Y. - 1980.
- [2] Haywood, R.D. "Large-scale combined heat and power" Proc. Inst. Mechanical Eng., 204, 67-75, 1990
- [3] Carrocci, L.R. Lin, C.Y. and Ismail, K.A.R. " A two dimensional model for liquid stratified storage tanks" World Congress III of Chemical Engineering Tokio - Japan - 1986
- [4] Thorpe, S.A. "Experiments on the instability of stratified shear flows: inmiscible fluids" Journal of Fluid Mechanical. 39, 25-48 - 1969.
- [5] Moore, F. K. and Jaluria, Y. "Thermal Effects of Power Plants on Lakes" Journal of Heat Transfer 163-168 - May - 1972
- [6] Carrocci, L.R. and Ismail, K.A:R. "Performance and economical analysis of stratified tanks" Jigastock 88 - Versailles - France - 1988
- [7] Thompson, M.E. and Szekely, J. "Density stratification due to counterbuoyant flow along a vertical crystallization front" Int. J. Heat Mass Transfer, 32, 1021-1036, 1989
- [8] Carrocci, L.R. "Análise Teórica e Experimental de um Armazenador de calor sensível estratificado". Tese de Doutorado, FEC-UNICAMP - 1987



- [9] Gutierrez, G., Hincapie, F., Duffies, J.A. and Beckman, W.A: "Simulation of forced circulation water heaters; Effects of auxiliary energy supply, load type and storage capacity" *Solar Energy*, 15, 287-288, 1974.
- [10] Pian, J.M., "Influence des variations des proprietes physiques et de la stratification en convection naturelle". *Int. J. Heat Transfer*, 17, 465-476 -1974
- [11] Jaluria, Y. "Decay of thermal stratification in a water body for solar energy storage". *Solar Energy*, 28, 137-143, 1982.
- [12] Jesch, L.F: and Braun, J.E. " Variable volume storage and stratified storage for improved water heater performance". *Solar Energy*, 33, 83-87, 1984.
- [13] Hess, C.F. and Miller, C.W. "An experimental and numerical study on the effect of the wall in a thermocline-type cylindrical enclosure- I". *Solar Enrgy*, 28, 145-152, 1982.
- [14] Nakara, N., Sagara, K., Tsujimoto, M. and Okumiya, M. "Study on the performance of water thermal storage" *Memoirs of the Faculty of Engineering, Nogoya University*, 40-I, 67-120, 1988.
- [15] Hollands, K.G. and Lightstone, M.F. " A Review of Low-Flow, stratified-tank solar water heating systems". *Solar Energy*, 43, 97-105, 1989.
- [16] Jaluria, Y. and O'Mara, B.T. " Thermal field in a water body for solar energy storage and extraction due to

- a buoyant two-dimensional surface water jet". Solar Energy, 43, 129-138, 1989
- [17] Clewer, G.E., Davidson, B.J. and Spurr, A. "Thermal Energy storage using hot liquids". Future Energy IEE - Concepts - Conference Publication, 171, 211-215, 1979.
- [18] Hess, C.F. and Miller, G.W. "Natural convection in a vertical cylinder subject to constant heat flux" Int. J. Heat Mass Transfer, 22, 421-430, 1979.
- [19] Goldstern, W. "Thermal energy storage in industry and power stations". Journal of the Intitute of Energy, L II, 185-192, 1979.
- [20] Bergman, T.L., Incropera, F.P. and Viskanta, R. "A differential model for salt - stratified, double-diffusive systems heated from below". Int. J. Heat Mass Transfer, 28, 779-788, 1985.
- [21] Carrocci, L.R. and Silveira, J.L. "A optimization of generator power cicle using storage tank to heat supply water of the boiler". ECO - 92 - Espanha e J. H. Transfer - 1991 (to appear).
- [22] Zurigat, Y.H., Liche, P.R. and Chajar, A.J. "Turbulent mixing correlations for a thermocline thermal storage tank", Symposium Series - Heat Transfer, 84, 160-168, Houston, 1988.
- [23] Hyun, J.M. and Moon, K. " Stratifying process of a fluid in an enclosure with a time-varying vertical through-flow". Int. J. Heat Mass Transfer, 32,

2081-2086, 1989.

- [24] Hess, C.F. and Miller, C.W. "An experimental and numerical study on the effect of the wall in a thermodyne-type cylindrical inclosure-II. Solar Energy, 28, 153-161, 1982.
- [25] Özişik, M.N. "Transferência de Calor", Guanabara, RJ, 1990.
- [26] Schlichting, H. H. "Boundary Layer Theory", McGraw-Hill, N.Y., 1968
- [27] Carnahan, B. et alii, "Applied Numerical Methods" , John Wiley, N.Y., 1969.
- [28] O'Neill, M.E., "Viscous and Compressible Fluid Dynamics" Ellis Horwood, Birmingham, 1989.
- [29] El- Warkil, M.M. "Nuclear Heat Transport", International Texbook Company, 1971.



