

ROGÉRIO RIBEIRO

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E COMPUTACIONAL DA CAMADA DE ÁGUA QUENTE
PARA PROTEÇÃO RADIOLÓGICA EM REATOR DE PISCINA**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para a obtenção do título de
Mestre em Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Jurandir Itizo Yanagihara

São Paulo
1995

À minha esposa, Maria do Socorro
e ao meu filho, Rafael.

AGRADECIMENTOS

Ao amigo e orientador Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara pelo acompanhamento minucioso e constante de todo o trabalho.

À minha esposa Maria do Socorro, pelo estímulo e incansável compreensão.

Aos professores Jayme Pinto Ortiz e Marcos de Mattos Pimenta.

Aos engenheiros Carlos Alexandre Orosco Coelho Lobo, Júlio César Passos, Sérgio de Queiroz Bogado Leite, Reynaldo Cavalcante Serra e equipe, Lucas Patury Machado Dias, Rogério Rodrigues Jr., Kléber de Araújo, Antonio Luiz Pacífico, Renato Teixeira Vargas, Reinaldo Brito Garcia, Ernani Vitillo Volpe.

Ao Sr. João Tavares Fusco e equipe.

A todos que direta ou indiretamente colaboraram na execução deste trabalho.

ERRATA

pg. xiii, a equação do número de Reynolds está incorreta. O correto é:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

pg. 8, na figura 1-2 as dimensões estão em milímetros.

pg. 13, linha 11, onde está "1,06x10⁵" leia-se "1,06x10⁴".

pg. 24, linha 5, onde está "Cabelka, 1981" leia-se "Novak e Cabelka, 1981".

pg. 24, linha 6, onde está "...em relaxar o critério de manter o número de Reynolds" leia-se "...em relaxar o critério de manter a identidade do número de Reynolds, no modelo e no protótipo".

pg. 26, linha 3, onde está "Cabelka e Novak, 1981" leia-se "Novak e Cabelka, 1981".

pg. 30, a letra A na equação (2.18) não representa uma área, mas é apenas uma constante.

pg. 30, a equação (2.20) está incorreta. A equação correta está a seguir:

$$\frac{T - T_0}{T_s - T_0} = f\left(\frac{x}{H}, \frac{R}{H}, \frac{t^{5/7} \cdot \nu}{H^{4/7}} \cdot \left[\frac{g \cdot \beta \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_s - T_0)}{k \cdot \nu^2} \right]^{2/7}, \right. \\ \left. \frac{q^{1/5/7}}{H^{1/7} \cdot \nu \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_s - T_0)} \cdot \left[\frac{k \cdot \nu^2}{g \cdot \beta} \right]^{2/7} \right)$$

pg. 32, e seguintes, onde se lê "equação de conservação de momento" leia-se "equação de conservação da quantidade de movimento".

pg. xiii e pg. 38, a equação correta para o número de Peclet está a seguir:

$$Re \cdot Pr = \frac{c_p \cdot \mu \cdot v \cdot d}{k \cdot \nu}$$

pg. 67, linha 4, onde está "resistividade" leia-se "resistência".

pg. 77 e seguintes, onde está "desvios padrão" leia-se "desvios padrões".

pg. 105, linha 24, onde está "estendeu-se" leia-se "estendeu-se".

pg. 112, linha 17, onde está "figuras 6.2 e 8.A" leia-se "figuras 5-3 e 5-4".

pg. 114, linha 14, onde está "figuras 5.18 e 6.2" leia-se "figuras 5-1 e 5-3".

pg. 119, linha 29, onde está "Nuclear research:" leia-se "Nuclear research reactors:".

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	iv
LISTA DE TABELAS	vi
DEFINIÇÕES E ABREVIATURAS	vii
RESUMO	xvi
"ABSTRACT"	xvii
1. INTRODUÇÃO.	1
1.1 Objetivos.	1
1.2 A Proteção Radiológica no Reator de Piscina.	1
1.3 Descrição do Protótipo do Reator de Piscina.	6
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA - MODELAGEM HIDRÁULICA DO ESCOAMENTO NO REATOR DE PISCINA.	9
2.1 Introdução	9
a) Estabilidade	9
b) Revisão bibliográfica preliminar	9
c) escoamento no interior da piscina	10
d) Diretrizes para a revisão bibliográfica	14
2.2 Modelagem Hidráulica	14
2.3 Análise Dimensional.	16
a) Condições para semelhança mecânica	23
b) Lei de modelagem de Froude	24
c) escoamento na interface entre a região de transição e a região de água fria	24
d) Critérios de semelhança obtidos a partir dos resultados da análise dimensional	25
e) Simulação da perda de calor para o ambiente	27
2.4 Critério Alternativo para o Estudo da Região Estratificada	28
2.5 Parâmetros Adimensionais Obtidos da Adimen- sionalização das Equações de Navier-Stokes.	31
2.6 Critérios de Semelhança Obtidos.	39
2.7 Observações Complementares.	41

3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL.	42
3.1 Geometria do Modelo.	42
3.2 Variáveis Independentes e Dependentes no Modelo.	42
3.3 Cálculo dos Parâmetros do Modelo a Partir dos Critérios de Semelhança.	44
a) Condição 1: Cálculo dos parâmetros de entrada da água quente utilizando o critério A e dos parâmetros de entrada da água pelo piso utili- zando o critério B	44
a.1) Vazão de entrada da água quente (Q_{vem})	44
a.2) Vazão de entrada de água pelo piso (Q_{wepm})	45
b) Condição 2: Cálculo dos parâmetros de entrada da água quente e dos parâmetros de entrada da água pelo piso utilizando o critério B	45
b.1) Vazão de entrada da água quente (Q_{vem})	47
b.2) Vazão de entrada de água pelo piso (Q_{wepm})	48
c) Condição 3: Cálculo dos parâmetros de entrada da água quente utilizando o critério C e dos parâmetros de entrada da água pelo piso utili- zando o critério B	49
d) Parâmetros obtidos a partir dos critérios de semelhança	50
e) Condição de operação adotada para a experiência.	51
f) Natureza do escoamento no protótipo e no modelo.	51
3.4 Aparato Experimental.	53
a) Construção do modelo bidimensional.	53
b) Sistema hidráulico e controle de vazão.	56
c) Medição de temperatura.	64
d) Sistema de aquecimento.	67
e) Fornecimento e coleta de água.	68
3.5 Operando o Modelo.	69
3.6 Medição do Campo de Temperaturas e	

Tratamento dos Dados.	70
3.7 Casos Estudados.	73
4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS.	77
4.1 Resultados Obtidos.	77
4.2 Comparação dos Resultados	90
a) Casos 1, 2, 3, e 4	93
b) Casos 1, 2 e 4	94
c) Casos 1 e 5	95
d) Conclusões gerais	95
4.3 Análise de Incertezas	96
5. SIMULAÇÃO NUMÉRICA.	99
5.1 Equações Básicas	100
a) Equação da continuidade	101
b) Equação da conservação de momento	101
c) Equação da energia	102
5.2 Resultados da Análise Numérica.	103
a) Condições de contorno para a simulação	103
b) Geometria do modelo	105
c) Simulação	107
d) Resultados	107
e) Nova simulação numérica	108
f) Simulação com a malha refinada	110
g) Conclusões das simulações	112
6. CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS.	115
6.1 Resultados Experimentais.	115
6.2 Resultados das Simulações Numéricas.	115
6.3 Considerações Finais.	117
7. BIBLIOGRAFIA.	119
APÊNDICE A - ANÁLISE DE INCERTEZAS.	A-1
APÊNDICE B - EQUAÇÕES UTILIZADAS NO PROGRAMA COMPUTA- CIONAL PARA A SIMULAÇÃO NUMÉRICA	B-1

LISTA DE FIGURAS.

Figura 1-1	- Protótipo da piscina do reator	4
Figura 1-2	- Modelo Bidimensional	8
Figura 2-1	- Reator Siloé	11
Figura 2-2	- Situação esperada para o escoamento na piscina	12
Figura 3-1	- Aparato experimental	53
Figura 3-2	- Corte do modelo 2D em acrílico	54
Figura 3-3	- Modelo em acrílico instalado	55
Figura 3-4	- Vista isométrica do sistema hidráulico . . .	57
Figura 3-5	- Esquema do sistema hidráulico para a experiência	58
Figura 3-6	- Válvula e rotâmetro da entrada de água quente (Q_{vem})	59
Figura 3-7	- Válvula e rotâmetro da entrada de água pelo piso (Q_{wepm})	60
Figura 3-8	- Válvula e rotâmetro da saída lateral superior (Q_{vsm})	61
Figura 3-9	- Sistema de controle de nível	62
Figura 3-10	- Vista do sistema de controle de nível	63
Figura 3-11	- Posição do termopar na tubulação	64
Figura 3-12	- Sistema de posicionamento	65
Figura 3-13	- Posições de medição na piscina	66
Figura 3-14	- Sistema para medir DDP nos termopares	67
Figura 3-15	- Variador de tensão	68
Figura 3-16	- Aquecedor e voltímetro	69
Figura 4-1	- Caso 1 - Isotermas obtidas a partir dos resultados medidos	79
Figura 4-2	- Caso 2 - Isotermas obtidas a partir dos resultados medidos	83
Figura 4-3	- Caso 3 - Isotermas obtidas a partir dos resultados medidos	86
Figura 4-4	- Caso 4 - Isotermas obtidas a partir dos resultados medidos	88
Figura 4-5	- Caso 5 - Isotermas obtidas a partir dos resultados medidos	91

Figura 5-1	- Simulação numérica 1	104
Figura 5-2	- Entradas e saídas de água no modelo 2D . .	106
Figura 5-3	- Simulação numérica 2	109
Figura 5-4	- Simulação numérica 3	111

LISTA DE TABELAS.

Tabela 3-1	- Variáveis para a simulação de acordo com as condições de semelhança obtidas	46
Tabela 3-2	- Propriedades da água para as condições de operação	47
Tabela 3-3	- Valores das variáveis para os ensaios experimentais	71
Tabela 4-1	- Tabela com os resultados medidos para o caso 1	77
Tabela 4-2	- Desvio padrão das medições para o caso 1	78
Tabela 4-3	- Tabela com os resultados medidos para o caso 2	82
Tabela 4-4	- Tabela com os resultados medidos para o caso 3	85
Tabela 4-5	- Tabela com os resultados medidos para o caso 4	87
Tabela 4-6	- Tabela com os resultados medidos para o caso 5	90
Tabela 4-7	- Comparação dos resultados das experiências	92
Tabela 4-8	- Tabela das incertezas para cada ponto de medição no modelo bidimensional considerando o desvio padrão das medições para o caso 1	97
Tabela 5-1	- Comparação dos resultados da simulação numérica	113

DEFINIÇÕES E ABREVIATURAS

a	Variável da equação discretizada pelo MVF;
A	Área característica (m^2);
A_t	Área estimada para o troca de calor pelas paredes frontal e traseira do modelo bidimensional (m^2);
b	Variável da equação discretizada pelo MVF; largura característica;
B_i	Erros fixos na análise de incertezas;
C	Coefficiente para expressão de cálculo do número de Nusselt;
$C_d, C_{d_s},$	
C_{d_i}	Coefficientes de atrito;
C_1	Variável auxiliar na equação de condução de calor pelo fio termopar ($1/m^2$);
c	Variável da equação discretizada pelo MVF;
c_p	Calor específico a pressão constante ($J/kg.^{\circ}C$);
D	Taxa de vazão na camada limite (m^2/s);
D_h	Diâmetro hidráulico (m^2);
d	Dimensão característica (m); variável da equação discretizada pelo MVF;
$E_1, E_2,$	
E_3, E_4, E_5	Indicam posições no modelo em acrílico;
g	Aceleração da gravidade ($9,81 m/s^2$);
H	Altura característica (m);
h	Coefficiente de troca de calor por convecção ($W/m^2.^{\circ}C$); profundidade característica (m);

I1, I2,	
I3, I4, O1	Indicam posições das entradas e saídas de água no modelo bidimensional e nos modelos numéricos;
I1', I2',	
I3', I4',	
O1'	Indicam posições das entradas e saídas de água que foram modificadas nos modelos numéricos;
K	Módulo de elasticidade (N/m^2);
k	Condutividade térmica ($W/m.^{\circ}C$); razão de semelhança entre o protótipo e o modelo;
L, l	Comprimento característico (m);
LI	Isoterma que define o limite inferior da região de transição ($^{\circ}C$);
LS	Isoterma que define o limite superior da região de transição ($^{\circ}C$);
L1, L2	Dimensões da seção do fio termopar (m);
m	Coeficiente para expressão de cálculo do número de Nusselt;
MVF	Método dos Volumes Finitos;
P	Perímetro (m); variável auxiliar utilizada no MVF; força associada ao escoamento (N);
p	Pressão (N/m^2)
q	Taxa de troca de calor (W);
q _t	Taxa de troca de calor pela superfície livre da água no modelo bidimensional (W);
q _{ts}	Taxa de troca de calor pelas paredes frontal e traseira do modelo bidimensional (W);
q"	Taxa de troca de calor por unidade de área (W/m^2);

Q_{vem}	Vazão de entrada de água quente (L/H);
Q_{vsm}	Vazão de água pela saída lateral superior (L/H);
Q_{wepm}	Vazão de entrada de água pelo piso (L/H);
Q_{wspm}	Vazão de saída de água pelo piso (L/H);
Q_{wscm}	Vazão de saída de água pela chaminé (L/H);
Q	Variável auxiliar utilizada no MVF;
r	Raio característico (m);
R	Resistência térmica ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$); raio característico (m);
$RS1, RS2$	Nomenclatura para indicar os reservatórios laterais no modelo em acrílico;
$R1, R2,$	
$R3$	Nomenclatura para designar os rotômetros;
SC	Indica a posição da saída de controle no modelo em acrílico;
SM	Indica o suporte móvel do sistema de posicionamento do termopar no modelo em acrílico;
S_i	Erros variáveis na análise de incertezas;
S_h	Taxa volumétrica de geração de calor (W/m^3);
$S1, S2$	Indicam a localização dos sistemas de controle de nível;
t	Coeficiente t de Student (estatística); tempo (s);
T	Temperatura (geralmente $^{\circ}\text{C}$);
T_s	Temperatura da superfície do líquido no tanque ($^{\circ}\text{C}$); Temperatura da superfície do fio em contato com o meio externo ($^{\circ}\text{C}$);
T_w	Temperatura da entrada de água quente ($^{\circ}\text{C}$);

T_0	Temperatura de entrada de água pelo piso da piscina ($^{\circ}\text{C}$);
T_1	Termopar na entrada de água quente; Temperatura neste termopar;
T_2	Termopar na entrada de água pelo piso; Temperatura neste termopar;
T_3	Termopar na saída de água pelo piso e pela chaminé; Temperatura neste termopar;
T_4	Termopar na saída de água lateral superior; Temperatura neste termopar;
T_5	Termopar móvel; Temperatura neste termopar;
$u, u_1,$	
u_2	Velocidades do escoamento (m/s);
u_f	Velocidade estimada da água quente dentro da piscina (m/s);
V, v	Velocidades do escoamento (m/s);
$V_1, V_2,$	
V_3, V_4	Nomenclatura para as válvulas;
w	Velocidade do escoamento (m/s);
x, y, z	Eixos de coordenadas espaciais no sistema cartesiano;
z_s	Espessura no eixo z da camada de água quente (m);
z_{ti}	Cota no eixo z do limite inferior da região de transição (m);
z_{ts}	Cota no eixo z do limite superior da região de transição (m);
β	Coefficiente de expansão volumétrica (1/K);
$\delta x_i, \delta x_{i-}$	

δx_{i+}	Dimensões das células de cálculo para o MVF;
ΔT	Diferença de temperatura ($^{\circ}\text{C}$);
Δz	Espessura no eixo z da região de transição (m);
Δz_i	Variação de posição no eixo z da isoterma inferior da camada de transição (m);
$\Delta \rho$	Gradiente de densidade (kg/m^3);
δ	Espessura da camada limite (m);
ϵ	Emissividade;
λ	Segundo coeficiente de viscosidade ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$);
μ	Viscosidade dinâmica ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$);
ρ	Densidade (kg/m^3);
σ	Coefficiente de tensão superficial (N/m); constante de Stefan-Boltzmann ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}^4$);
τ	Tensão de cisalhamento (N/m^2); tensor das tensões;
ν	Viscosidade cinemática (m^2/s);
Φ	Função dissipação ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}^3$);
ϕ	Função genérica da análise dimensional;
∇	Operador gradiente;
$\nabla\cdot$	Operador divergente.

Números adimensionais.

$$Ec = \frac{V_0^2}{c_{p0}(T_w - T_0)}$$

Número de Eckert

$$Eu = \sqrt{\frac{v^2}{2 \cdot \Delta p / \rho}}$$

Número de Euler

$$Fr = \frac{v^2}{g \cdot l}$$

Número de Froude

$$Fr_d = \frac{v^2}{g \cdot l \cdot \frac{\Delta \rho}{\rho}}$$

Número de Froude
densimétrico

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_{amb}) \cdot d^3}{\nu^2}$$

Número de Grashof

$$Gr^* = \frac{g \cdot \beta \cdot q'' \cdot x^4}{k \cdot \nu^2}$$

Número de Grashof
modificado

$$Ma = \sqrt{\frac{\rho \cdot v^2}{K}}$$

Número de Mach

$$Ne = \frac{P}{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}$$

Número de Newton

$$Nu = \frac{h \cdot d}{k}$$

Número de Nusselt

$$Re.Pr = \frac{c_p \cdot \mu \cdot v \cdot d}{k \cdot v^2}$$

Número de Peclet

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k}$$

Número de Prandtl

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu^2}$$

Número de Reynolds

$$Ri = \frac{g}{\rho} \cdot \frac{(\partial \rho / \partial z)}{(\partial u / \partial z)^2}$$

Número de Richardson

$$We = \frac{\rho \cdot v^2 \cdot l}{\sigma}$$

Número de Weber

Subscritos.

- a Refere-se ao meio externo;
- água Refere-se à água;
- ar Refere-se ao ar;
- amb Refere-se ao ar ambiente;
- e Refere-se à parte externa;
- f Nos números adimensionais indica que eles devem ser calculados utilizando a temperatura de filme; quando utilizado na temperatura, indica a temperatura do fluido ou a temperatura de filme;
- fio Refere-se ao fio termopar (sem considerar os isolamentos);
- h Indica comprimento horizontal característico;
- i Indica uma propriedade genérica;
- i Refere-se à parte interna; Refere-se aos nós da malha de cálculo do MVF;
- i, j, k Indicam tensores;
- i1 Refere-se ao isolamento de fibra de vidro do termopar;
- i2 Refere-se à proteção de plástico ABS do fio termopar;
- m Indica característica referente ao modelo;
- p Indica característica relativa ao protótipo;
- p1 Refere-se à parte interna da parede de acrílico;

p2	Refere-se à parte externa da parede de acrílico;
rad	Refere-se à radiação de calor;
S	Refere-se à temperatura superficial do líquido;
s	Indica propriedade referente a corpos sólidos;
s	Refere-se à proteção de silicone ou à proteção de plástico ABS do fio termopar;
t	Refere-se ao tubo de PVC;
v	Indica comprimento vertical característico;
w	Refere-se à parede do tubo;
w1	Refere-se à parede interna do tubo;
w2	Refere-se à parede externa do tubo;
0	Refere-se à temperatura inicial do líquido; Indica propriedade característica do fluido no escoamento;

Sobrescritos.

- A barra sobrescrita a uma variável indica que se trata de uma propriedade média;
- * Indica parâmetro adimensional;

RESUMO

Reatores nucleares do tipo piscina são reatores de pesquisa que apresentam facilidade de acesso ao núcleo e simplicidade de operação. Para reatores deste tipo operando a potências superiores a um megawatt é necessária uma camada de água quente protetora na superfície da piscina para manter níveis de radiação adequados ao trabalho humano.

Construiu-se um aparato experimental para estudar a estabilidade desta camada de água quente. A medição do campo de temperaturas foi feita com termopares. Paralelamente realizou-se uma análise numérica do problema.

Com os resultados experimentais determinou-se a posição das isotermas que indicavam a formação da camada de água quente.

Na análise numérica obteve-se o campo de temperaturas no escoamento, o que permitiu determinar a posição das isotermas equivalentes àquelas obtidas na análise experimental.

Para as condições de operação ensaiadas, a camada quente manteve-se estável na análise experimental e na análise numérica. A concordância obtida entre os resultados das duas análises com relação à posição e à espessura da camada de água quente foi muito boa.

"ABSTRACT"

Pool reactors are research reactors, which allow easy access to the core and are simple to operate. Reactors of this kind operating at power levels higher than about one megawatt need a hot water layer at the surface of the pool, in order to keep surface activity below acceptable levels and enable free access to the upper part of the reactor.

An experimental apparatus was constructed to study the hot water layer stability. Thermocouples were used to measure the temperature field. A numerical analysis was conducted simultaneously.

Regarding experimental results, representative temperature contour lines of the hot water layer were plotted.

The temperature field was determined in the numerical analysis and temperature contour lines corresponding to those of the experimental results were plotted.

The hot water layer kept stable for experimental and for numerical results. The agreement between the results for the hot water layer position and thickness was very good.

Análise Experimental e Computacional da Camada de Água Quente para Proteção Radiológica em Reator de Piscina

1. INTRODUÇÃO

1.1 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo estudar a estabilidade de uma camada de água quente para proteção radiológica em um reator de pesquisa do tipo piscina. O estudo divide-se em duas partes: análise experimental através da modelagem física do escoamento no protótipo do reator e análise numérica deste escoamento utilizando um programa computacional baseado no método dos volumes finitos. Os resultados da análise experimental e numérica serão comparados.

1.2 A Proteção Radiológica no Reator de Piscina

O reator nuclear do tipo piscina é um tipo de reator de pesquisa que tem se difundido muito rapidamente devido à flexibilidade de operação e níveis de performance obtidos. Os reatores nucleares de pesquisa são potentes fontes de feixes de nêutrons que não podem ser obtidos na mesma intensidade por outras ferramentas de pesquisa na área de física nuclear (geradores de raio-X, lasers e microscópios eletrônicos). Segundo o *Nuclear Research Reactors: Status and Trends* (edição 1986), "os reatores de pesquisa experimentais continuarão a ser úteis nas próximas décadas até que surjam outras tecnologias para

produzir de maneira econômica fontes de nêutrons e radioisótopos". Os reatores de pesquisa têm várias aplicações específicas em diversas áreas, mas podem ser classificados de uma maneira geral nas seguintes categorias (Desandre e Porte, 1992):

- treinamento e pesquisa acadêmica;
- pesquisa tecnológica;
- pesquisa fundamental;
- produção de rádio-elementos.

Treinamento e pesquisa acadêmica

Geralmente são reatores de baixa potência (até alguns megawatts no máximo). Encontram-se em universidades e centros de pesquisa e são utilizados para treinamento técnico e científico.

Pesquisa tecnológica

O trabalho nesta área está direcionado para o desenvolvimento de materiais e combustível para instalações nucleares. Os reatores SILOÉ (35 MW) e OSIRIS (70 MW) são exemplos de reatores do tipo piscina existentes na França que se enquadram nesta categoria.

Pesquisa fundamental

Esta área engloba os estudos da estrutura de componentes supercondutores magnéticos em elevadas temperaturas, níveis de energia atômicos em cristais, estrutura de polímeros, defeitos e tensões em ligas metálicas e pesquisa biológica e molecular. Para este tipo de pesquisa são necessários reatores com elevados fluxos de feixes de nêutrons.

Produção de rádio-elementos

A produção de rádio-elementos para utilização na medicina ou para indústrias representa uma parcela considerável no uso dos reatores de pesquisa. Os principais elementos produzidos são: molibdênio 99, xenônio 133, iodo 131, irídio 192 e cobalto 60.

Pelas referências de Desandre e Porte (1992) e do *Nuclear Research Reactors: Status and Trends* (1986) estima-se que existem ao redor de 100 reatores de pesquisa operando no mundo.

Na figura 1-1 está um esquema do reator de piscina que foi utilizado neste estudo. A altura da piscina é de 9,46 metros, a largura mede 6,50 metros e a profundidade 7,50 metros. A estrutura localizada na região central da piscina é designada por chaminé e é onde se encontra o núcleo do reator. A chaminé tem altura de 4,30 metros. Na área hachurada que está indicada na vista superior, são posicionados os elementos a serem irradiados. Nesta área, a água do circuito principal da piscina, que entra pelo piso, é succionada. O piso é formado por uma tela sob a qual a água fria entra na piscina. Esta tela tem por função uniformizar o fluxo de água em toda a piscina.

Duas grandes vantagens dos reatores do tipo piscina são a facilidade de acesso ao núcleo e a simplicidade de operação. A blindagem das laterais e do piso do reator é feita com paredes de concreto e na parte superior o isolamento é garantido pela camada de água acima do núcleo. Esta blindagem superior deve ser suficiente para manter o nível de atividade nas salas acima da piscina abaixo de 5 Rem/ano ou 2,5 mRem/h em um regime de trabalho de 40 horas semanais (Pasqualetto e Souza, 1975). Para

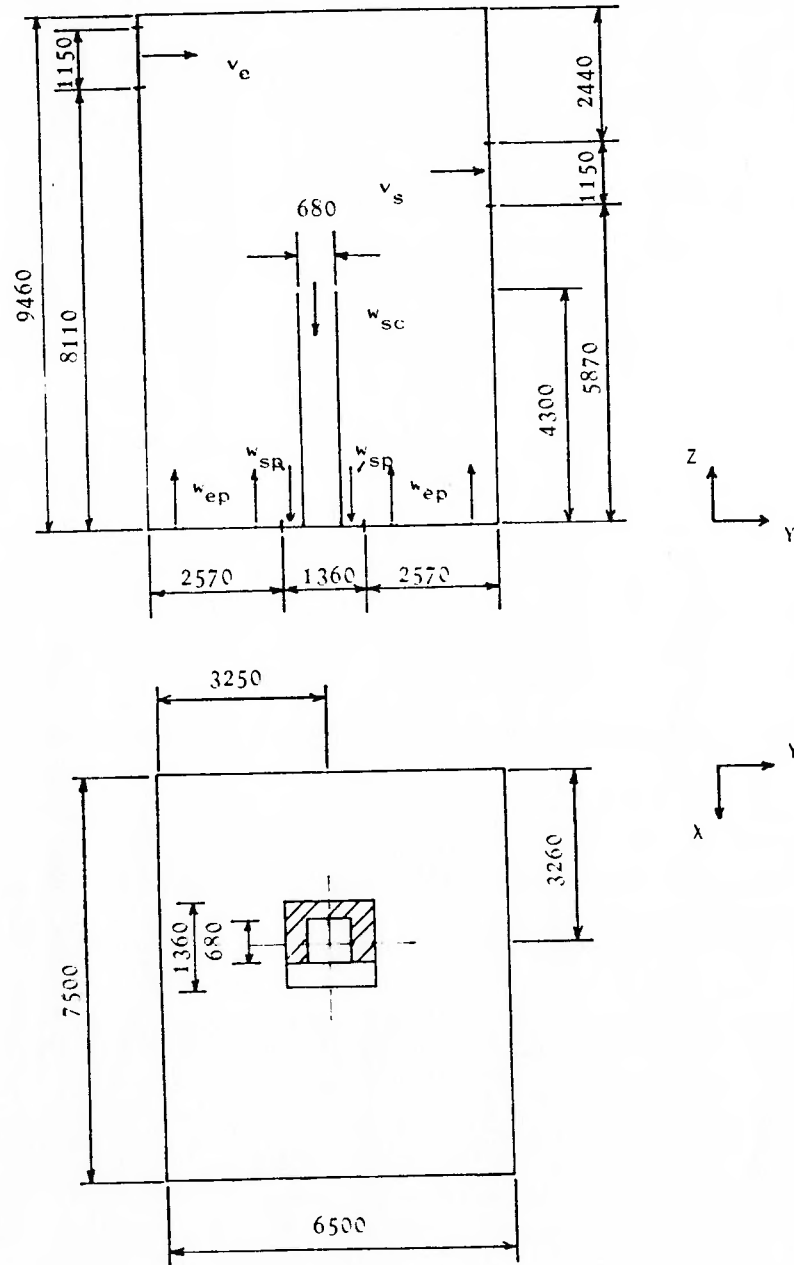


Figura 1-1 - Protótipo da piscina do Reator

reatores de piscina operando a potências superiores a 1 MW o nível de atividade na área superior da piscina impede um acesso irrestrito durante a operação do reator (Garay, 1958). Ou seja, as vantagens mencionadas acima para os reatores de piscina ficariam seriamente prejudicadas e inviabilizariam a utilização deste tipo de reator para potências superiores a 1 MW. Para contornar o problema, o próprio Garay (1958) fornece uma alternativa sugerindo a utilização de uma camada de líquido que ficasse acima da água da piscina e não se misturasse com ela. Esta camada, sendo estável e mantendo uma espessura mínima de proteção, garantiria o livre acesso à superfície da piscina. Um líquido muito adequado para formar esta proteção é a própria água (Denilou, 1964). Uma camada de proteção formada por água não-radioativa e com temperatura superior à da água utilizada para o resfriamento do reator é mantida pelas forças de empuxo. Mesmo quando se manipulam elementos através desta camada, ela mantém-se estável (Denilou, 1964). Pasqualetto e Souza (1975) indicam que uma camada superficial de água de 1,5 a 2 metros de espessura, aquecida de 4°C a 6°C acima da temperatura normal da água dentro da piscina, reduz os níveis de radiação na superfície entre 4 e 8 vezes.

No presente trabalho foi feito um estudo experimental e numérico para se analisar a estabilidade de uma camada de água quente em um reator experimental de piscina. A partir dos dados geométricos e dos parâmetros de operação, utilizou-se a análise dimensional para construir um modelo bidimensional característico do protótipo da piscina. Os resultados experimentais foram utilizados como dados para a análise numérica do problema através

de um código computacional, que emprega o método dos volumes finitos, descrito por Patankar (1980).

1.3 Descrição do Protótipo do Reator de Piscina

Na figura 1-1 está um esquema simplificado do protótipo da piscina do reator que foi estudado.

Na vista frontal estão indicadas as velocidades de entrada e de saída de água na piscina. A nomenclatura que será utilizada neste trabalho para designar as velocidades no protótipo e no modelo é dada a seguir:

Entradas e saídas na piscina	Velocidade
Entrada de água fria pelo piso da piscina	w_{ep}
Entrada de água quente lateral superior	v_e
Saída de água pelo piso da piscina	w_{sp}
Saída de água pela chaminé	w_{sc}
Saída de água lateral superior	v_s

Quando se trata da velocidade no protótipo utiliza-se o subscrito p e quando se trata do modelo, utiliza-se o subscrito m (Exemplo: w_{epm} é w_{ep} no modelo e w_{epp} é w_{ep} no protótipo). As vazões correspondentes são indicadas pela letra Q com o subscrito indicando a velocidade correspondente (Exemplo: Q_{wepm} é a vazão correspondente à velocidade w_{epm}).

As dimensões do protótipo representadas na figura 1-1 e as velocidades associadas foram obtidas de dados de projeto.

Dentro da chaminé está localizado o reator e todo o seu aparato de controle. Na área ao redor da chaminé existe um sistema de sucção de água onde podem ser colocados os materiais que serão irradiados para estudo. A água de resfriamento entra pelo piso da piscina passando por grades que auxiliam o processo de uniformização do escoamento em toda a área do piso. A água quente que vai formar a camada de proteção radiológica é fornecida através da entrada superior indicada na figura 1-1. No lado oposto a esta entrada existe um sistema de coleta de água.

Água fria a 32°C entra pelo piso da piscina com velocidade $w_{epp} = 4,1 \times 10^{-3}$ m/s (vazão de $700 \text{ m}^3/\text{hr}$) e água quente a 40°C entra pela parede lateral na parte superior com $v_{ep} = 9,7 \times 10^{-4}$ m/s (vazão de $30 \text{ m}^3/\text{hr}$). Água sai pela parede lateral na parte superior com $v_{sp} = 9,7 \times 10^{-4}$ m/s (vazão de $30 \text{ m}^3/\text{hr}$), pela chaminé com $w_{scp} = 0,120$ m/s (vazão de $200 \text{ m}^3/\text{hr}$) e pelo piso com $w_{spp} = 0,150$ m/s (vazão de $500 \text{ m}^3/\text{hr}$). As áreas correspondentes a entrada e saída foram obtidas a partir das dimensões que estão na figura 1-1.

Para construir o modelo para o estudo bidimensional considerou-se o plano y-z que passa pela cota $x = 3,26$ m. Este

plano passa pelo eixo de simetria da chaminé. Admite-se que para o estudo bidimensional este seja o plano mais significativo.

Para a redução de escala adota-se o fator 10:1, que define um modelo de construção simples, com baixo custo e de fácil manuseio.

As dimensões geométricas do modelo obtido estão na figura 1-2. A profundidade do modelo é de 0,1 m.

Este reator de pesquisa do tipo piscina é um equipamento que foi proposto para a utilização na área de pesquisa tecnológica.

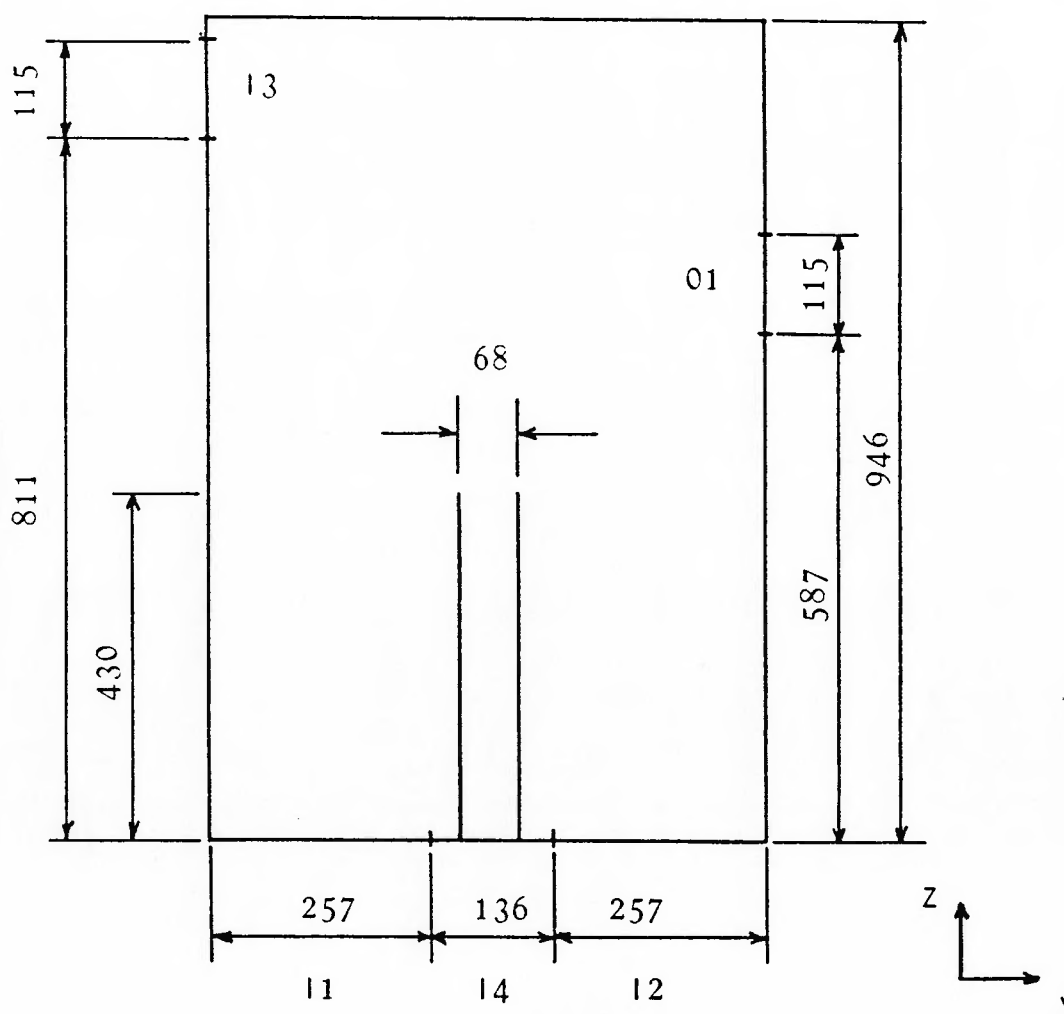


Figura 1-2 - Modelo Bidimensional

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA - MODELAGEM HIDRÁULICA DO ESCOAMENTO NO REATOR DE PISCINA

2.1 Introdução

a) Estabilidade

Uma camada de água quente estável significa que é mantida uma espessura mínima de água não-radioativa aquecida na parte superior da piscina. A camada é estável quando não é destruída pelo fluxo de água de resfriamento que circula no circuito principal da piscina.

b) Revisão bibliográfica preliminar

Inicialmente foi feito um levantamento bibliográfico dos trabalhos existentes sobre reatores do tipo piscina aberta e, mais especificamente, sobre sistemas de proteção contra a radiação neste tipo de reatores. Consultou-se o CD da base *DIALOG-COMPENDEX PLUS (Engineering Index)* (1989-1993), *INIS-Atomindex* (1958-1993) e *Water Resources Abstract* (1969-1993). Não se encontrou informações detalhadas sobre estudos de estabilidade de camada de água quente para proteção radiológica neste tipo de reator. Denilou (1964) apresenta resumidamente alguns resultados que indicam que uma camada de água quente para proteção radiológica no reator de piscina SILOÉ, localizado na França, não é destruída e permanece estável quando a velocidade da água a dois metros abaixo da superfície da piscina mantém-se abaixo de 1 cm/s. Pasqualetto e Souza (1975) apresentam alguns resultados qualitativos de estudos feitos para impedir que o

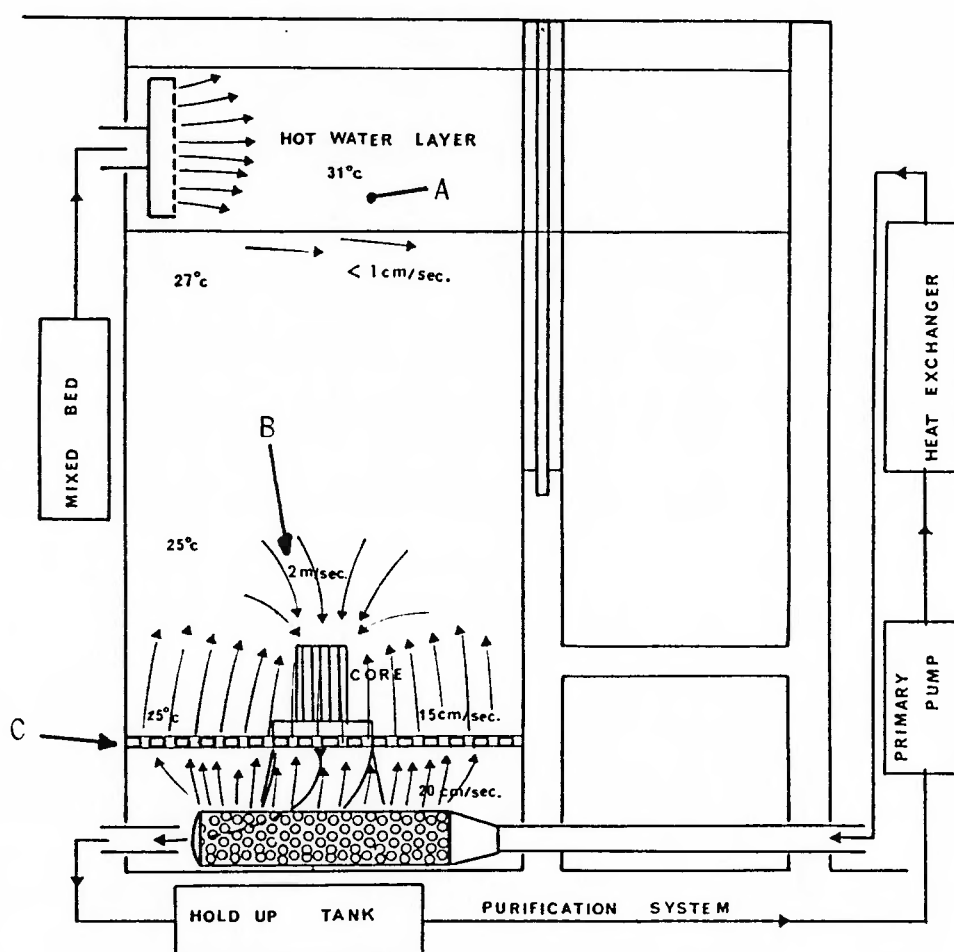
fluxo de água principal destruísse a camada de água quente para proteção radiológica no reator IEA-R1. Porém, não foram encontradas referências que fizessem um estudo dos parâmetros adimensionais importantes para um estudo em um modelo em escala reduzida da estabilidade da camada de água quente.

c) Escoamento no interior da piscina

A figura 2-1 representa de maneira simplificada o escoamento no interior do reator SILOÉ (Denilou, 1964). A água fria vinda do sistema primário de resfriamento entra na piscina através de tubos perfurados que estão sob uma tela perfurada que cobre todo o piso da piscina. Esta tela vai auxiliar a uniformizar a velocidade de entrada da água fria. De observações feitas no reator SILOÉ, a maior velocidade ocorre na entrada da chaminé onde está o núcleo, porém ela decresce rapidamente à medida que se afasta da entrada da chaminé, porque o fluxo de água fria que entra está distribuído por todo o piso da piscina. A velocidade da água próxima à interface com a camada de água quente mantém-se ao redor de 1 cm/s, o que garante a sua estabilidade (Denilou, 1964).

A velocidade de entrada de água quente para estratificar a piscina deve ser baixa o suficiente para não perturbar a estratificação. Depois de estratificada, interrompe-se o fornecimento de água quente. A espessura da camada estratificada vai diminuindo com o tempo, porém mantém-se adequada como elemento de proteção por cerca de 30 horas (Denilou, 1964).

Das observações feitas, conclui-se que o escoamento deve ser laminar na região da camada de água quente e na região adjacente

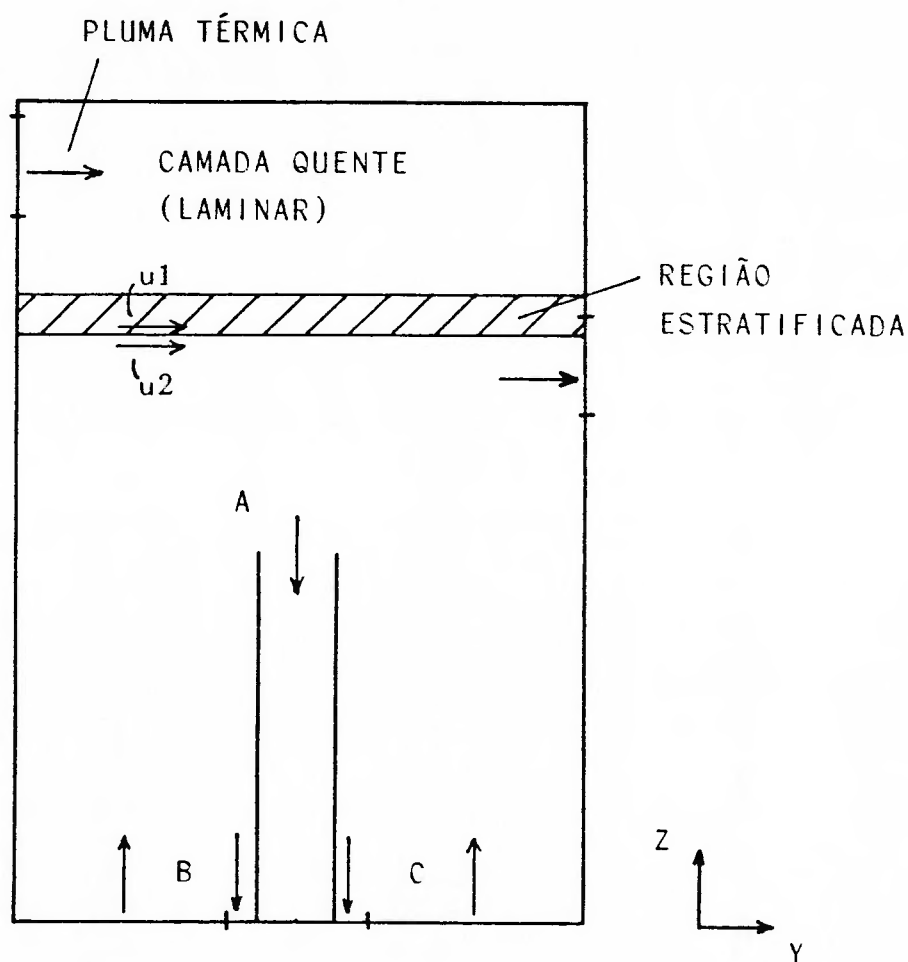


- A - Camada de água quente.
 B - Núcleo do Reator.
 C - Tela para uniformizar velocidade de entrada da água fria pelo piso.

Figura 2-1 - Reator Siloé

à interface com a água fria da piscina.

Considerando agora o protótipo do reator de piscina em estudo, para uma situação de regime permanente com a camada quente estável, espera-se que a configuração do escoamento seja semelhante ao que está indicado na figura 2-2. Esta estimativa está baseada nos resultados apresentados acima para o reator



A, B, C - Locais onde ocorre escoamento turbulento

Figura 2-2 - Situação esperada para o escoamento na piscina

SILOË, pois o protótipo em estudo é muito semelhante a este reator.

Supõe-se que o escoamento seja laminar na camada quente e na região adjacente à interface entre a camada quente e a água fria da piscina. No protótipo, considerando a temperatura de

entrada da água quente ($40\text{ }^{\circ}\text{C}$), a sua velocidade de entrada ($9,7 \times 10^{-4}\text{ m/s}$) e o diâmetro hidráulico da entrada da água quente ($1,994\text{ m}$), o número de Reynolds com estes parâmetros é $2,93 \times 10^3$. Considerando o escoamento em canais, com Reynolds de transição ao redor de 3000 (Kobus e Grimm-Strele, 1980), pode-se dizer que na camada quente o escoamento é predominantemente laminar. A região na entrada da chaminé apresenta as velocidades mais elevadas. Nesta região, supõe-se que a temperatura da água esteja ao redor de $32\text{ }^{\circ}\text{C}$, a velocidade é de $1,2 \times 10^{-2}\text{ m/s}$ e o diâmetro hidráulico é de $0,68\text{ m}$, logo, o número de Reynolds com estes parâmetros é $1,06 \times 10^5$. Considerando o número de Reynolds de transição para escoamentos em condutos ao redor de 3000 (Holman, 1986), pode-se dizer que o escoamento é claramente turbulento. Na entrada de água pelo piso, a temperatura é de $32\text{ }^{\circ}\text{C}$, a velocidade é $4,1 \times 10^{-3}\text{ m/s}$ e o diâmetro hidráulico é $5,61\text{ m}$. Logo, o número de Reynolds é $2,99 \times 10^4$. Considerando o número de Reynolds de transição para jatos e plumas térmicas ao redor de 2000 (Kobus e Grimm-Strele, 1980), pode-se dizer que o escoamento é predominantemente turbulento.

Considerando o que foi apresentado acima, pode-se traçar um perfil para o escoamento esperado no protótipo. Uma representação esquemática esperada para o escoamento no protótipo está apresentada na figura 2-2. A entrada de água quente dentro da piscina deve configurar-se como uma pluma térmica entrando em um reservatório estratificado, devido à sua reduzida velocidade ($9,7 \times 10^{-4}\text{ m/s}$). Entre a camada de água quente e a água fria da piscina existe uma região de transição, onde o gradiente térmico é mais elevado. A priori não se conhece o tamanho desta região,

porém, considerando uma camada quente estável, espera-se que esta região de transição apresente uma configuração semelhante ao que está representado na figura 2-2, onde ela mantém uma mesma cota z ao longo do eixo y da piscina. As velocidades u_1 e u_2 indicadas na figura 2-2 representam as velocidades das camadas com diferentes densidades.

d) Diretrizes para a revisão bibliográfica

Considerando o que foi comentado sobre a revisão bibliográfica preliminar, e a partir das regiões de escoamento identificadas na figura 2-2, procedeu-se a uma revisão bibliográfica sobre a aplicação da teoria da semelhança para modelagem hidráulica de escoamentos onde a estratificação térmica fosse importante. Encontrou-se referências importantes sobre descargas térmicas em lagos e grandes reservatórios, escoamentos entre camadas estratificadas termicamente e estabilidade de região estratificada em reservatório.

Estudando os critérios de semelhança encontrados, adotou-se uma combinação que se julgou adequada para estudar a estabilidade da camada de água quente no reator de piscina.

2.2 Modelagem Hidráulica

Segundo Kobus (1980), a modelagem hidráulica pode ser definida como "qualquer modelo físico para a simulação de processos de escoamento, estados do escoamento e eventos aos quais estão associados problemas de engenharia hidráulica".

A modelagem hidráulica é utilizada para a realização de

pesquisas com modelos de escala baseados na teoria da semelhança entre o modelo e o protótipo. A teoria da semelhança mostra (Novak, Cabelka - 1981):

- (a) como a experiência com o modelo deve ser fundamentada teoricamente;
- (b) quais requisitos o modelo em escala reduzida deve atender para representar a realidade com a maior fidelidade possível;
- (c) quais parâmetros devem ser medidos durante a experiência;
- (d) como os resultados experimentais devem ser tratados;
- (e) para qual fenômeno os resultados obtidos podem ser aplicados e qual é o seu campo de validade.

A teoria da semelhança geralmente é elaborada seguindo duas direções. Pode-se determinar os critérios de semelhança adimensionalizando um sistema de equações diferenciais homogêneas básicas, que representam matematicamente o fenômeno físico investigado. Entretanto, os números adimensionais obtidos desta maneira somente serão o critério de semelhança das equações iniciais se elas fornecerem uma solução única. Esta condição é obtida através das condições de contorno fornecidas juntamente com as equações diferenciais.

No entanto, em grande parte dos casos, não se conhece a priori o conjunto completo das equações diferenciais básicas que representam o fenômeno, suas condições de contorno, modelagem de turbulência, trocas de calor e outros. Neste caso, a análise dimensional deve ser utilizada para determinar as condições de semelhança do fenômeno. O seu uso requer um estudo preliminar detalhado dos fundamentos físicos de cada fenômeno e a determinação dos parâmetros que o influenciam. A utilização

combinada da análise física com as equações diferenciais e da análise dimensional tem se mostrado muito eficaz no estudo de muitos problemas hidráulicos (Novak, Cabelka - 1981).

No presente trabalho, os parâmetros adimensionais importantes para estudar o escoamento em questão foram obtidos através da análise dimensional e também adimensionalizando as equações de Navier-Stokes na sua forma completa e utilizando a aproximação de Boussinesq para representar as forças de empuxo presentes no escoamento.

2.3 Análise Dimensional

O problema do escoamento no reator de piscina apresenta-se como um fenômeno bastante complexo onde vários regimes de escoamento estão presentes, como foi descrito anteriormente. Na entrada de água quente pode-se ter uma pluma térmica (ver figura 2-2), onde as forças viscosas e as forças de empuxo seriam representativas do escoamento; um jato térmico, onde as forças de inércia, forças viscosas e forças de empuxo seriam importantes; ou mesmo uma situação intermediária entre jato e pluma térmica. Na região termicamente estratificada, onde se quer estudar a sua estabilidade frente às forças de inércia provenientes do escoamento em outras regiões da piscina, as forças viscosas e forças de empuxo são importantes. Na entrada da chaminé, onde existe a sucção de água para dentro do reator, e nas entradas e saídas pelo piso, como já foi comentado e está representado na figura 2-2, o escoamento é predominantemente turbulento.

Com relação aos estudos dimensionais de escoamentos estratificados, existe grande quantidade de trabalhos que estudam o assunto para o caso de descargas térmicas em lagos e grandes reservatórios de água. O trabalho de Pinheiro (1993) faz uma coletânea de vários estudos publicados. Este tipo de escoamento assemelha-se ao que ocorre na entrada de água quente na piscina e também na interface entre a região estratificada e a região de água fria da piscina nas proximidades da entrada pela chaminé, onde o escoamento é predominantemente turbulento.

A primeira etapa para realizar a análise dimensional é identificar as variáveis independentes e as dependentes do fenômeno. Estas variáveis devem ser tratadas de maneira a identificar os números adimensionais envolvidos. Em hidráulica há dois métodos que são muito utilizados para isto: o método de Rayleigh e o método de Buckingham (teorema π).

Para que estes métodos apresentem os adimensionais importantes para o escoamento em questão é necessário avaliar através de uma análise física os parâmetros importantes que devem ser considerados na análise dimensional.

Os parâmetros físicos que influenciam um caso geral de escoamento hidráulico estratificado com a presença de corpos sólidos são:

(a) para o corpo:

- um comprimento característico d ;
- sua massa específica ρ_s .

(b) para o fluido:

- sua massa específica ρ ;
- o gradiente de densidade devido à estratificação $\Delta\rho$;

- o coeficiente de viscosidade μ ;
- o coeficiente de tensão superficial σ ;
- o módulo de elasticidade do fluido K ;
- a velocidade média do escoamento v ;

(c) meio onde ocorrem os fenômenos:

- aceleração da gravidade g ;
- dimensões características do meio: comprimento l , largura

b e profundidade h .

A força (P) que atua no corpo que está no escoamento pode ser descrita através da equação:

$$P = c' \cdot \mu^a \cdot \rho^c \cdot K^e \cdot \sigma^f \cdot v^i \cdot b^k \cdot l^n \cdot h^p \cdot d^x \cdot \rho_s^v \cdot \Delta\rho^w \cdot g^z \quad (2.1)$$

onde c' é uma constante.

Aplicando-se um dos métodos citados anteriormente, obtém-se a equação geral acima em função de números adimensionais:

$$P = \rho \cdot l^2 \cdot v^2 \cdot \Phi \left(\frac{v^2}{g \cdot l}, \frac{\rho \cdot l \cdot v}{\mu}, \frac{\rho \cdot v^2 \cdot l}{\sigma}, \frac{\rho \cdot v^2}{K}, \frac{h}{l}, \frac{b}{l}, \frac{d}{l}, \frac{\rho_s}{\rho}, \frac{\Delta\rho}{\rho} \right) \quad (2.2)$$

A equação acima pode ser escrita utilizando a nomenclatura de números adimensionais definidos na literatura:

$$Ne = \Phi \left(Fr, Re, We, Ma, \frac{h}{l}, \frac{b}{l}, \frac{d}{l}, \frac{\rho_s}{\rho}, \frac{\Delta\rho}{\rho} \right) \quad (2.3)$$

onde

$$Ne = \frac{P}{\rho \cdot l^2 \cdot v^2} \quad \text{número de Newton} \quad (2.4)$$

$$Fr = \frac{v^2}{g \cdot l} \quad \text{número de Froude} \quad (2.5)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot l \cdot v}{\mu} \quad \text{número de Reynolds} \quad (2.6)$$

$$We = \frac{\rho \cdot v^2 \cdot l}{\sigma} \quad \text{número de Weber} \quad (2.7)$$

$$Ma = \sqrt{\frac{\rho \cdot v^2}{K}} \quad \text{número de Mach} \quad (2.8)$$

Os outros números adimensionais não têm nomes específicos e representam os parâmetros geométricos do protótipo ou do modelo (h/l , b/l , d/l). ρ_s/ρ é a relação entre as massas específicas dos sólidos e do fluido, e $\Delta\rho/\rho$ é a razão entre o gradiente de densidade e a densidade do fluido.

O número de Newton também pode ser rearranjado e escrito em termos de uma diferença de pressão, recebendo o nome de número de Euler:

$$Eu = \sqrt{\frac{v^2}{2 \cdot \Delta p / \rho}} \quad \text{número de Euler} \quad (2.9)$$

O número de Euler caracteriza a relação entre as forças inerciais e as forças de pressão atuantes no escoamento. O número de Froude representa a relação entre as forças inerciais e as forças gravitacionais. O número de Reynolds é a relação entre as forças inerciais e as forças viscosas. O número de Weber é a relação entre as forças inerciais e as forças devido à tensão superficial do fluido. O número de Mach é a relação entre as forças inerciais e o módulo de elasticidade do fluido.

O número de Euler descreve diretamente a relação entre o campo de pressão do escoamento e o campo de velocidades associado. Em fluidos incompressíveis e na ausência de outras forças (viscosas, gravitacionais, etc), o número de Euler é exclusivamente uma função da geometria e das fronteiras do escoamento que determinam as velocidades e as variações de pressão.

O número de Reynolds é muito importante na área hidráulica. Valores pequenos para este número caracterizam escoamentos onde as forças viscosas são predominantes. Elevados números de Reynolds caracterizam escoamentos onde as forças viscosas são desprezíveis, por exemplo, em escoamentos turbulentos em dutos ou canais.

O número de Froude tem um papel fundamental na modelagem hidráulica. Ele é sempre relevante quando a influência das forças

gravitacionais é importante, como é o caso de todos os escoamentos com uma superfície livre.

O número de Weber fornece informações sobre a importância das forças de tensão superficial no escoamento. Estas forças podem ser desprezadas na grande maioria dos fenômenos hidráulicos da natureza (onde o número de Weber é sempre grande). Este parâmetro adimensional pode ser importante nos modelos onde deve ser realizada uma grande redução de escala, por exemplo, na modelagem de escoamentos em rios, lagos e grandes reservatórios. Neste trabalho, com uma redução de escala de 10:1, e considerando que a configuração do escoamento na superfície da piscina não é de importância fundamental para este estudo de estabilidade, o número de Weber não será considerado.

O número de Mach caracteriza a razão entre a velocidade do escoamento e a velocidade de propagação de uma onda sonora neste escoamento. Para escoamentos com velocidade abaixo de 30% da velocidade do som no meio, como é o caso no reator de piscina, este parâmetro pode ser desconsiderado (White, 1974).

É interessante observar que a informação sobre a estratificação térmica obtida da análise dimensional está contida no número adimensional $\Delta\rho/\rho$. Porém, em escoamentos estratificados, um parâmetro adimensional mais adequado para a modelagem hidráulica é o número de Froude densimétrico (Kobus e Grimm-Strele, 1980 ; Abraham e Eysink, 1971; Cabelka e Novak, 1981; McClimans e Saegrov, 1982; Averkiev et al., 1969; Lerouge et al., 1968):

$$Fr_d = \frac{v^2}{g.l. \frac{\Delta\rho}{\rho}} \quad \begin{array}{l} \text{número de Froude} \\ \text{densimétrico} \end{array} \quad (2.10)$$

Através da adimensionalização das equações de Navier-Stokes, que será analisado posteriormente, este parâmetro adimensional é indicado como sendo essencial para a modelagem de escoamentos estratificados.

Este adimensional representa a razão entre as forças de inércia e as forças de empuxo do escoamento. Ele é importante no estudo de escoamentos onde as forças de empuxo são importantes, como é o caso do escoamento no reator de piscina estudado, onde a estratificação térmica provoca movimentação de água devido às forças de empuxo.

Um outro número adimensional utilizado alternativamente para estudar escoamentos estratificados onde as forças de empuxo são importantes é o número de Richardson (Kobus, 1980), que é definido como sendo a razão entre o gradiente local de densidade pelo gradiente local de velocidade:

$$Ri = \frac{g}{\rho} \cdot \frac{(\partial\rho/\partial z)}{(\partial u/\partial z)^2} \quad \begin{array}{l} \text{número de} \\ \text{Richardson} \end{array} \quad (2.11)$$

O número de Richardson indica a estabilidade de um escoamento estratificado: valores elevados deste adimensional correspondem a uma estratificação estável.

a) Condições para a semelhança mecânica

A condição necessária e suficiente para que exista a semelhança mecânica entre o protótipo e o modelo consiste na igualdade de todos os parâmetros adimensionais indicados anteriormente para ambos. Utilizando a seguinte nomenclatura:

$$k_i = \frac{\text{parâmetro } i \text{ do protótipo}}{\text{parâmetro } i \text{ do modelo}} \quad (2.12)$$

, a condição de semelhança mecânica fica:

$$k_{Ne} = k_{Fr} = k_{Fr_d} = k_{Re} = k_{We} = k_{Ma} = \frac{k_h}{k_l} = \frac{k_b}{k_l} = \frac{k_d}{k_l} = \frac{k_{\rho_s}}{k_\rho} = \frac{k_{\Delta p}}{k_\rho} = 1 \quad (2.13)$$

A condição apresentada na equação (2.13) é dificilmente obtida nos estudos com modelos. Se for utilizado o mesmo fluido do protótipo no modelo, fica impossível obter a semelhança mecânica completa, pois, como $k_g = 1$ (mesma aceleração da gravidade no protótipo e no modelo), obtém-se de $k_{Fr} = 1$ que $k_v = k_l^{1/2}$ e como $k_v = 1$ (mesmo fluido no modelo e no protótipo) da condição $k_{Re} = 1$, obtém-se $k_v = 1/k_l$. As equações para k_v só podem ser satisfeitas se $k_l = 1$, ou seja, um modelo do mesmo tamanho do protótipo.

Logo, a análise dimensional indica a necessidade de se relaxar alguns critérios de semelhança para tornar possível o estudo no modelo.

b) Lei de modelagem de Froude

Para escoamentos com superfície livre, que é o que ocorre no reator de piscina, uma condição de semelhança fundamental é manter o número de Froude igual no protótipo e no modelo ($k_{Fr} = 1$) (Cabelka, 1981; Kobus, 1980). Esta condição é denominada Lei de Modelagem de Froude. Ela implica em relaxar o critério de manter o número de Reynolds. Manter $k_{Fr} = 1$ implica que $k_v = k_l^{1/2}$, logo, quando se utiliza o mesmo fluido no protótipo e no modelo, $k_{Re} = k_l^{3/2}$. Esta condição mostra que as forças viscosas podem ter uma influência maior no escoamento em um modelo reduzido que segue a lei de modelagem de Froude que no escoamento do protótipo.

Quando a lei de modelagem de Froude for utilizada e, devido à relaxação sobre o critério do número de Reynolds, um escoamento que era turbulento no protótipo fica laminar no modelo, é importante tentar avaliar a distorção que esta relaxação introduz nos resultados experimentais com o modelo (Kobus, 1980).

c) Escoamento na interface entre a região de transição e a região de água fria

O trabalho de Abraham e Eysink (1971) estabelece que o número de Froude densimétrico em uma interface situada entre duas camadas a diferentes densidades deve ser mantido para simular corretamente o fenômeno do escoamento.

Com relação à figura 2-2, que representa uma situação esperada para a configuração do escoamento perto da entrada da chaminé, a condição comentada acima traduz-se na igualdade do número de Froude densimétrico, definido logo a seguir, para o protótipo e para o modelo:

$$Fr_d = \frac{(u_2 - u_1)^2}{g.l. \frac{\Delta\rho}{\rho}} \quad (2.14)$$

onde u_1 e u_2 \Rightarrow velocidades médias das camadas em contato no escoamento;
 $\Delta\rho$ \Rightarrow gradiente de densidade entre as camadas térmicas;
 ρ \Rightarrow densidade média das camadas térmicas no escoamento.

Desta análise considerou-se que para relacionar o escoamento na entrada da chaminé no protótipo e no modelo, é necessário utilizar o número de Froude densimétrico para calcular a escala de velocidade e assim obter a velocidade de saída de água pela chaminé no modelo. Como esta velocidade está diretamente relacionada com a entrada de água pelo piso e com a saída de água pelo piso, estas duas velocidades também devem ser determinadas utilizando o número de Froude densimétrico.

d) Critérios de semelhança obtidos a partir dos resultados da análise dimensional

Considerando a configuração esperada para o escoamento na piscina, discutida anteriormente e apresentada na figura 2-2, e os critérios de semelhança apresentados, decidiu-se que para o escoamento na piscina do reator a lei de modelagem de Froude deve ser obedecida, porque a superfície livre assim o exige. O número de Froude densimétrico também deve ser mantido, pois se deseja

estudar o escoamento na camada quente e na interface entre a região estratificada termicamente e a região de água fria (Kobus e Grimm-Strele, 1980 ; Abraham e Eysink, 1971; Cabelka e Novak, 1981; McClimans e Saegrov, 1982; Averkiev et al., 1969; Lerouge et al., 1968).

Para que número de Froude e número de Froude densimétrico sejam atendidos simultaneamente, é necessário que:

$$\left(\frac{\Delta\rho}{\rho}\right)_{\text{protótipo}} = \left(\frac{\Delta\rho}{\rho}\right)_{\text{modelo}} \quad (2.15)$$

Ou seja, variação da densidade igual no protótipo e no modelo. Assim, um dos critérios de semelhança que podem ser utilizados é obter todas as velocidades no modelo a partir das velocidades correspondentes do protótipo utilizando a igualdade do número de Froude e do número de Froude densimétrico, com o mesmo gradiente de temperaturas entre a água quente e a água fria.

Para escoamentos onde a camada estratificada tem velocidade muito baixa ($Fr \approx 0$), a escala de velocidade pode ser determinada diretamente pelo número de Froude densimétrico (Kobus e Grimm-Strele, 1980). Esta situação ocorre no reator de piscina em estudo. Para o protótipo, com velocidade de entrada da água quente de $9,7 \times 10^{-4}$ m/s e considerando que o diâmetro hidráulico na saída de água quente é 1,994 m, o número de Froude é $4,81 \times 10^{-8}$. Podendo utilizar diretamente o número de Froude densimétrico, a condição de igual gradiente térmico no protótipo e no modelo não é mais necessária. Desta forma, obtém-se um novo critério de semelhança. Pode-se alterar o gradiente térmico no modelo para

um valor que seja mais conveniente para ser obtido e controlado no processo experimental.

e) Simulação da perda de calor para o ambiente

Para simular a perda de calor para o ar ambiente, é necessário que a escala de tempo para o escoamento e para o processo de transferência de calor sejam iguais (Kobus e Grimm-Strele, 1980). Esta condição implica que o número adimensional definido a seguir deve ser igual no protótipo e no modelo:

$$\frac{h.L}{\rho \cdot c_p \cdot L_v \cdot v} \quad (2.16)$$

onde h = coeficiente de convecção entre a superfície livre e o ambiente. Este coeficiente é basicamente função da temperatura da superfície livre da água e do ar ambiente, e da velocidade relativa entre eles.

L_v = comprimento vertical característico.

O comprimento vertical característico L_v foi introduzido porque a condição acima geralmente só pode ser atendida com uma distorção da escala geométrica do modelo (Kobus e Grimm-Strele, 1980). Mas esta distorção não é adequada para o estudo dos processos de estratificação térmica comentados anteriormente.

Estas considerações mostram que a reprodução simultânea de vários efeitos no protótipo e no modelo dificilmente é possível. Modelos diferentes são necessários para estudar diferentes fenômenos. O escoamento na piscina do reator envolve o fenômeno

da estratificação térmica, escoamentos entre camadas estratificadas e também as trocas de calor entre as camadas da região estratificada e as perdas de calor para o ambiente. O ideal seria realizar estudos em vários modelos, onde cada um estaria voltado a um determinado aspecto do problema. Depois, através da própria análise dimensional, os resultados seriam combinados. Razões de ordem econômica e de tempo disponível determinaram a construção de apenas um modelo bidimensional para o estudo do reator de piscina.

2.4 Critério Alternativo para o Estudo da Região Estratificada

Os modelos de semelhança apresentados anteriormente concentraram-se no estudo dos processos de transporte de calor e massa na região de interface entre duas camadas de água a diferentes densidades e que têm uma velocidade relativa entre si. Esta interface está localizada na região onde ocorre o maior gradiente de densidade entre as camadas (Majewski, 1971). No estudo do escoamento no reator de piscina, existe outro aspecto importante além dos fenômenos que ocorrem nesta interface. Deseja-se saber como fica estruturada a própria região de gradiente térmico, qual o seu tamanho e a sua posição.

O trabalho de Bourgarel et al.(1967) sobre o estudo do fenômeno de estratificação em tanques de hidrogênio utilizando modelos em escala reduzida, concentra-se justamente neste ponto e apresenta novos critérios de semelhança para o problema.

Neste trabalho, desenvolveu-se um estudo de semelhança

considerando os parâmetros abaixo para a análise dimensional:

$$H, R, x, t, T - T_0, T_S - T_0, q, \rho, C_p, D.$$

onde

- H → altura do tanque (m);
- R → raio do tanque (m);
- x → coordenada de posicionamento na direção vertical (m);
- t → tempo (s);
- T → temperatura do líquido em x (°C);
- T₀ → temperatura inicial do líquido (°C);
- T_S → temperatura da superfície do líquido (°C);
- q" → densidade do fluxo de calor (W/m²);
- C_p → calor específico do líquido (kJ/kg.°C);
- D → taxa de vazão na camada limite (m²/s).

A análise dimensional fornece os seguintes grupos adimensionais:

$$\frac{T - T_0}{T_S - T_0} = f \left(\frac{x}{H}, \frac{R}{H}, \frac{t \cdot D}{H^2}, \frac{q'' \cdot H}{D \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_S - T_0)} \right) \quad (2.17)$$

Esta análise adimensional é interessante ao presente trabalho, pois o problema apresenta muito em comum com o estudo da região de estratificação térmica no reator de piscina. Os tanques de hidrogênio do estudo não apresentavam escoamentos forçados importantes, mas a região de estratificação e o fluxo lateral de calor pelas paredes do tanque podem ser relacionados diretamente com a região estratificada e com a entrada de água quente no reator de piscina em estudo.

A taxa de vazão na camada limite em uma região não

estratificada é descrita por:

$$D = \bar{U} \cdot \delta = A \cdot v \cdot Gr^{*2/7} \quad (2.18)$$

onde

$$Gr^* = \frac{g \cdot \beta \cdot q'' \cdot x^4}{k \cdot v^2} \quad \begin{array}{l} \text{número de Grashof} \\ \text{modificado} \end{array} \quad (2.19)$$

onde k = condutibilidade térmica do líquido (W/m.°C);

Assim, os grupos adimensionais ficam:

$$\frac{T - T_0}{T_s - T_0} = f\left(\frac{x}{H}, \frac{R}{H}, \frac{t \cdot v}{H^{4/5}} \cdot \left[\frac{g \cdot \beta \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_s - T_0)}{k \cdot v}\right]^{2/5}, \frac{q'' \cdot H^{-1/5}}{v \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_s - T_0)} \cdot \left[\frac{g \cdot \beta \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_s - T_0)}{k \cdot v}\right]^{-2/5}\right) \quad (2.20)$$

Considerando que o fluido no protótipo e no modelo é o mesmo e mantendo a mesma diferença de temperatura em ambos, obtém-se as seguintes escalas para o fluxo de calor e o tempo:

$$k_{q''} = (k_H)^{1/5} \quad (2.21)$$

$$k_t = (k_H)^{4/5} \quad (2.22)$$

É interessante observar que neste modelo apresentado, o número de Grashof, que representa a relação entre as forças de empuxo e as forças viscosas, não aparece diretamente como o parâmetro adimensional importante para o estudo. Ele certamente

é importante na região onde a água quente está entrando no reator de piscina, pois ali se desenvolve uma pluma térmica onde as forças de empuxo e forças viscosas têm papel fundamental. Porém, esta pluma térmica não influi diretamente na formação da região estratificada.

Este critério de semelhança será aplicado no modelo da piscina do reator e comparado com os outros critérios comentados anteriormente.

2.5 Parâmetros Adimensionais Obtidos da Adimensionalização das Equações de Navier-Stokes

Dentro da teoria da semelhança, uma outra maneira de obter os parâmetros adimensionais importantes para um dado fenômeno é através do processo de adimensionalização das equações de Navier-Stokes.

A adimensionalização das equações de conservação define os parâmetros adimensionais relevantes ao escoamento em questão. Para que os números adimensionais obtidos desta maneira representem o escoamento, é necessário introduzir as condições de contorno que particularizam o escoamento para cada região estudada, como já foi comentado anteriormente.

No trabalho de McClimans e Saegrov (1982) são adimensionalizadas as equações de conservação com todas as condições de contorno para caracterizar o escoamento de plumas térmicas em rios. Os parâmetros adimensionais obtidos foram o número de Froude, o número de Froude densimétrico, o coeficiente de atrito na área frontal da pluma térmica (Cd_g) e um parâmetro

adimensional que envolve o coeficiente de atrito lateral da pluma e a relação entre a escala geométrica horizontal e vertical para o modelo ($Cd_i \cdot L_h/L_v$), onde o coeficiente de atrito é calculado através da expressão abaixo:

$$Cd = \frac{\tau}{\rho \cdot u^2} \quad (2.23)$$

onde τ = tensão de cisalhamento;
 ρ = densidade média entre as camadas
 estratificadas;
 u = velocidade horizontal da pluma térmica.

No reator de piscina, como já foi comentado, várias regiões com características diferentes devem ser consideradas. Nesta adimensionalização será considerada a região de gradiente térmico onde supõem-se que as velocidades sejam baixas e as forças de empuxo exercem papel fundamental. Para considerar estas forças de empuxo utiliza-se a hipótese de Boussinesq que será introduzida nas equações de conservação de momento.

Considerando primeiro a equação da continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.24)$$

Considerando as variáveis adimensionalizadas:

$$\rho^* = \frac{\rho}{\rho_0} \quad (2.25)$$

$$t^* = \frac{tV_0}{L} \quad (2.26)$$

$$\nabla^* = L\nabla \quad (2.27)$$

$$V^* = \frac{V}{V_0} \quad (2.28)$$

Onde o subscrito 0 indica um valor de referência da variável.

A equação adimensionalizada fica:

$$\frac{\partial \rho^*}{\partial t^*} + \nabla^* \cdot (\rho^* \vec{V}^*) = 0 \quad (2.29)$$

Nesta equação não surgem parâmetros adimensionais.

Considerando agora a equação da quantidade de movimento (equações de Navier-Stokes):

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla p + \rho \vec{g} + \nabla \cdot \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2.30)$$

Nesta equação, o termo

$$\lambda \frac{\partial u_k}{\partial x_k} = \lambda \nabla \cdot (\vec{V}) \quad (2.31)$$

não está presente porque ele é nulo para este escoamento incompressível. Aqui é importante comentar que as diferenças de densidade que geram as forças de empuxo são introduzidas nas

equações através da hipótese de Boussinesq, que está descrita a seguir. O termo λ é o segundo coeficiente de viscosidade.

Na região onde se quer estudar a estratificação térmica, as forças de gravidade são tão importantes quanto as forças de inércia e forças viscosas, e não podem ser desprezadas. Como no escoamento haverá variações de densidade com a temperatura de maneira significativa, provocando efeitos de convecção natural que devem ser considerados, utiliza-se a seguinte expressão para ρ :

$$\rho = \rho_0 + \Delta\rho \approx \rho_0 (1 - \beta\Delta T) \quad (2.32)$$

onde

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.33)$$

β é o coeficiente de expansão volumétrica.

Considera-se o sistema de coordenadas indicado na figura 1-1.

A equação de Navier-Stokes pode ser escrita de maneira simplificada (White, 1974):

$$\rho_0 \frac{D\vec{V}}{Dt} \approx -\nabla p - \rho_0 g (1 - \beta(T-T_0)) \vec{k} + \nabla \cdot \tau_{ij} \quad (2.34)$$

onde

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.35)$$

No termo convectivo a parcela $\Delta\rho \cdot DV/Dt$ é desprezada.

O termo

$$\nabla p + \rho_0 g \vec{k} \quad (2.36)$$

que pode ser escrito

$$\nabla(p + \rho_0 g z) \quad (2.37)$$

sugere a seguinte definição de pressão adimensional:

$$p^* = \frac{p + \rho_0 g z - p_0}{\rho_0 V_0^2} \quad (2.38)$$

e considerando que β varia com a temperatura, define-se:

$$\beta^* = \frac{\beta}{\beta_0} \quad (2.39)$$

e as outras variáveis adimensionais:

$$x_i^* = \frac{x_i}{L} \quad (2.40)$$

$$T^* = \frac{T - T_0}{T_w - T_0} \quad (2.41)$$

onde

$$T_w - T_0 = \Delta T \quad (2.42)$$

que é a diferença entre a temperatura de entrada da água quente (T_w) e a temperatura de entrada da água fria (T_0) na piscina. A outra variável adimensional é

$$\mu^* = \frac{\mu}{\mu_0} \quad (2.43)$$

Introduzindo as variáveis adimensionais na equação de Navier-Stokes simplificada que foi apresentada acima, obtém-se a equação adimensionalizada para o escoamento em estudo:

$$\frac{DV^*}{Dt^*} = -\nabla^* p^* - \frac{L\beta_0 g}{V_0^2} (T_w - T_0) \beta^* T^* \vec{k} + \frac{v_0}{V_0 L} \nabla^* \tau_{ij}^* \quad (2.44)$$

Nesta equação aparecem os adimensionais:

$$\frac{1}{Fr_d} = \frac{L\beta_0 g (T_w - T_0)}{V_0^2} \quad (2.45)$$

onde Fr_d = número de Froude densimétrico, e

$$\frac{1}{Re} = \frac{v_0}{V_0 L} \quad (2.46)$$

onde Re = número de Reynolds.

Considerando agora a equação da energia:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \nabla \cdot (k \cdot \nabla T) + \Phi \quad (2.47)$$

onde

$$\Phi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2 \right] + \lambda \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right)^2 \quad (2.48)$$

Substituindo as variáveis adimensionais que já foram definidas e mais:

$$c_p^* = \frac{c_p}{c_{p0}} \quad (2.49)$$

onde c_p = calor específico a pressão constante (J/kg.K), e:

$$k^* = \frac{k}{k_0} \quad (2.50)$$

onde k = coeficiente de condutibilidade térmica (W/m.°C), e para a pressão, diferente do que foi feito para as equações de Navier-Stokes:

$$p^* = \frac{p - p_0}{\rho_0 V_0^2} \quad (2.51)$$

Substituindo estes adimensionais na equação da energia, desenvolvendo-a e reagrupando os termos, obtém-se:

$$\rho^* c_p^* \frac{DT^*}{Dt^*} = Ec \frac{Dp^*}{Dt^*} + \frac{1}{RePr} \nabla^* \cdot (k^* \nabla^* T^*) + \frac{Ec}{Re} \Phi^* \quad (2.52)$$

onde

$$EC = \frac{V_0^2}{C_{p0}(T_w - T_0)} \quad \text{número de Eckert} \quad (2.53)$$

$$Pr = \frac{\mu_0 C_{p0}}{k_0} \quad \text{número de Prandtl} \quad (2.54)$$

Para escoamentos de baixa velocidade (menos do que 30% da velocidade do som no meio), que é o caso do escoamento na piscina do reator protótipo, o termo da pressão (Dp^*/Dt^*) e o termo da dissipação (Φ^*) podem ser desprezados (White, 1974), logo, o parâmetro importante desta equação é o número de Peclet:

$$Re.Pr = \frac{c_p \cdot \mu \cdot v \cdot d}{k \cdot v^2} \quad (2.55)$$

Da análise da equação da quantidade de movimento, considerando que o fluido a ser utilizado no modelo é o mesmo do protótipo, os números de Prandtl e de Reynolds já estão definidos. É interessante observar que os critérios de semelhança obtidos através das equações de Navier-Stokes para o escoamento estratificado muito provavelmente não vão atender à semelhança dos processos de troca de calor entre as camadas na região estratificada, como se pode deduzir da impossibilidade de alterar o número de Peclet, que influencia diretamente o termo de troca de calor por condução na equação da energia. As trocas de calor entre as camadas a diferentes temperaturas são complexas e envolvem também o transporte convectivo. Por outro lado, de

acordo com os resultados apresentados no trabalho de Bourgarel et al. (1967), apesar destas trocas de calor não serem simuladas corretamente, o perfil geométrico da região estratificada é simulado corretamente.

O número de Froude densimétrico na adimensionalização

É interessante observar que os resultados da adimensionalização das equações de Navier-Stokes para a região estratificada utilizando como condição de contorno a hipótese de Boussinesq, vieram ao encontro dos resultados da análise dimensional, reforçando a importância do número de Froude densimétrico para o estudo de escoamentos em regiões estratificadas.

Os resultados da adimensionalização vieram confirmar os critérios escolhidos anteriormente para o estudo do reator de piscina.

2.6 Critérios de Semelhança Obtidos

Das considerações feitas nos tópicos sobre análise dimensional e sobre adimensionalização das equações de Navier-Stokes, pode-se relacionar três maneiras distintas de se obter os parâmetros de operação do modelo para a região onde se deseja estudar a estratificação. Considerando que a escala geométrica já está definida, os critérios para determinar a vazão de entrada da água quente (Q_{vem}) e a saída de água lateral superior (Q_{vsm}) são:

A. considerando o número de Froude igual no protótipo e no

modelo, determina-se a escala de velocidade. Considerando o número de Froude densimétrico igual no protótipo e no modelo chega-se à conclusão de que a razão de variação da densidade ($\Delta\rho/\rho$) deve ser igual no protótipo e no modelo, ou seja, igual gradiente de temperaturas;

B. considerando diretamente a igualdade do número de Froude densimétrico, o que foi justificado na análise dimensional e também na adimensionalização das equações de Navier-Stokes, não é necessário, a priori, manter o mesmo gradiente de temperaturas no protótipo e no modelo. Pode-se variar a escala de velocidade e o gradiente de temperatura para atender a este critério;

C. considerando o critério apresentado por Bourgarel et al. (1967), fixa-se o mesmo gradiente de temperaturas no protótipo e no modelo e determina-se o fluxo de calor fornecido para estratificar a piscina através de $k_q'' = k_L^{1/5}$.

Os procedimentos descritos acima estão relacionados com a região de estratificação térmica onde o escoamento é predominantemente laminar. Nas regiões da piscina onde entra a água de resfriamento e onde sai a água succionada pela chaminé e pelo piso, os escoamentos são turbulentos no protótipo. Para a velocidade de entrada de água pelo piso (w_{epm}), utilizou-se a escala de velocidade obtida a partir do critério B em todos os casos. Adotou-se este critério a partir dos resultados do trabalho de Abraham e Eysink (1971), que foi comentado anteriormente. Devido à forma construtiva do modelo bidimensional, que será descrita posteriormente, as vazões Q_{wspm} e Q_{wscm} são controladas através de uma única válvula e a vazão resultante ($Q_{wspm} + Q_{wscm}$) é estabelecida de forma a obter o

balanço de massa na piscina. Não se aplica diretamente os critérios de semelhança nestas vazões, porque na mudança dos parâmetros do protótipo, que é tridimensional, para o modelo, que é bidimensional, ocorrem distorções geométricas nas áreas das entradas e saídas de água.

2.7 Observações Complementares

Os critérios de semelhança apresentados partem do pressuposto de que a camada estratificada desenvolvida na piscina permanece estável e o escoamento estabelecido é semelhante ao que está apresentado na figura 2-2. Quando a sucção de água pela chaminé, ou mesmo outras correntes de água, desestabilizarem a camada de água quente, os critérios de semelhança desenvolvidos podem não ser os mais adequados para o estudo do novo regime de escoamento. Porém, o que se deseja é justamente verificar os limites de operação seguros até que a camada se desestabilize. Os resultados obtidos a partir das experiências serão comparados com os resultados da análise numérica.

3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

A partir dos dados do protótipo, apresentados no 1º capítulo, decidiu-se realizar a parte experimental do estudo em um modelo bidimensional característico do escoamento no reator real. O modelo bidimensional é de construção mais simples e constitui uma etapa importante anterior a um estudo em escala de um modelo tridimensional. A experiência adquirida em termos construtivos, em sistemas de aquisição e tratamento dos dados, em procedimentos operacionais e em instalação dos equipamentos é fundamental para reduzir o custo e otimizar um estudo mais completo em um modelo tridimensional.

3.1 Geometria do Modelo

O modelo representa o plano y-z que passa pela cota $x=3,26$ metros no protótipo (ver figura 1-1). Admite-se que este seja o plano mais significativo para o estudo bidimensional. Adotou-se uma redução da escala geométrica de 10:1, o que define um modelo de construção simples, com baixo custo e de fácil manuseio. As dimensões geométricas do modelo obtido estão na figura 1-2. A profundidade do modelo é de 0,1 metros.

3.2 Variáveis Independentes e Dependentes no Modelo

As variáveis independentes da experiência e a sua nomenclatura estão relacionadas a seguir:

- vazão de entrada de água quente	Q_{vem}
- temperatura da água quente	T1
- vazão de entrada de água pelo piso	Q_{wepm}
- temperatura da água de entrada pelo piso	T2
- vazão da saída lateral superior	Q_{vsm}

As variáveis dependentes e a sua nomenclatura são:

- vazão de saída da água pelo piso e pela chaminé	Q_{wspm}, Q_{wscm}
- temperatura da água na saída pelo piso e pela chaminé	T3
- temperatura da água na saída lateral superior	T4
- campo de temperatura da água no interior da piscina	T5

Na figura 1-2, por I1 e I2 entra a vazão Q_{wepm} , por I3 entra Q_{vem} , por I4 sai Q_{wspm} e Q_{wscm} , e por O1 sai Q_{vsm} .

As vazões Q_{wspm} e Q_{wscm} são dependentes porque são controladas por uma mesma válvula no modelo, e elas devem ser reguladas de forma a estabelecer o balanço em massa do fluxo de água na piscina. A temperatura da água na saída pelo piso e pela chaminé (T3) e a temperatura da água na saída lateral superior (T4) são temperaturas médias nestes locais, pois os termopares correspondentes estão no centro dos tubos de PVC que coletam a água destas saídas. Ao campo de temperaturas no interior da

piscina foi atribuída uma variável T5, que indica o termopar móvel que será utilizado para determinar este campo de temperaturas.

Não existe um controle direto sobre a temperatura da água que entra pelo piso da piscina (T2). Esta água vem do sistema de fornecimento de água e a sua temperatura é fixa. Para os cálculos dos parâmetros de operação do sistema admitiu-se para T2 o valor fixo de 20°C. Durante as experiências realizadas, este valor ficou próximo dos valores reais obtidos para a temperatura da água de alimentação.

3.3 Cálculo dos Parâmetros do Modelo a Partir dos Critérios de Semelhança

a) **Condição 1: Cálculo dos parâmetros de entrada da água quente utilizando o critério A e dos parâmetros de entrada da água pelo piso utilizando o critério B**

a.1) Vazão de entrada da água quente (Q_{vem})

Da igualdade do número de Froude e do número de Froude densimétrico, obtém-se que a variação de temperatura entre a entrada de água quente e a entrada de água pelo piso da piscina no protótipo e no modelo devem ser iguais, logo:

$$\Delta T_p = \Delta T_m \quad (3.1)$$

No protótipo, $\Delta T_p = 8^\circ\text{C}$, logo, no modelo, $\Delta T_m = (T1-T2) = 8^\circ\text{C}$.

O coeficiente para a escala da velocidade é obtido da

igualdade do número de Froude, considerando que $k_g=1$ e $k_L=10$:

$$k_{Fr} = 1 \quad \Rightarrow \quad k_v = \sqrt{k_L \cdot k_g} = 3,16 \quad (3.2)$$

Aplicando este coeficiente à velocidade v_e do protótipo, obtém-se $v_{em}=3,07 \times 10^{-4}$ m/s e a vazão $Q_{vem}=10,0$ L/H, indicada na tabela 3-1. A velocidade v_{sm} é obtida da mesma maneira.

a.2) Vazão de entrada de água pelo piso (Q_{wepm})

Como foi comentado, para esta vazão utiliza-se o critério B, independente do critério utilizado para determinar a vazão de água quente. Da igualdade do Froude densimétrico, obtém-se:

$$k_v = \sqrt{k_g \cdot k_L \cdot k_\beta \cdot k_{\Delta T}} \quad (3.3)$$

Os termos $k_{\Delta T} = 1$ e k_β variam, pois a temperatura de entrada da água pelo piso no protótipo é 32°C e no modelo é 20°C. Da tabela 3-2 obtém-se os valores de β correspondentes, logo $k_\beta=1,59$. Logo, $k_v=3,99$. Obtém-se $w_{epm}=1,03 \times 10^{-3}$ m/s e $Q_{wepm}=183$ L/H.

b) Condição 2: Cálculo dos parâmetros de entrada da água quente e dos parâmetros de entrada da água pelo piso utilizando o critério B

Adotou-se que a temperatura da água quente que entra no modelo é igual à do protótipo (40°C). Na entrada de água fria pelo piso adotou-se para o modelo a temperatura de 20°C (no protótipo ela é de 32°C). Esta variação do ΔT entre protótipo e

TABELA 3-1

Variáveis para a simulação de acordo com as condições de semelhança obtidas.

	Protótipo	Condição 1	Condição 2	Condição 3
Q_{ve}	(L/H)	10,0	16,2	20,1
A_{ve}	(m ²)	0,0092	0,0092	0,0092
V_e	(m/s)	$3,07 \times 10^{-4}$	$4,85 \times 10^{-4}$	$6,07 \times 10^{-4}$ (**)
k_v	-	3,16	2,00	1,60(**)
T1	(°C)	28,0	40,0	28,0
Q_{vs}	(L/H)	10,0	16,2	20,1
A_{vs}	(m ²)	0,0092	0,0092	0,0092
Q_{wep}	(L/H)	183	294	183
A_{wep}	(m ²)	0,0494	0,0494	0,0494
w_{ep}	(m/s)	$1,03 \times 10^{-3}$	$1,64 \times 10^{-3}$	$1,03 \times 10^{-3}$
k_v	-	3,99	2,52	3,99
T2	(°C)	20,0	20,0	20,0
Q_{wsp}	(L/H)	183	294	183
A_{wsp}	(m ²)	0,0048	0,0048	0,0048
w_{sp}	(m/s)	$5,53 \times 10^{-3}$	$7,04 \times 10^{-3}$	$5,53 \times 10^{-3}$
Q_{wsc}	(L/H)	(*)	(*)	(*)
A_{wsc}	(m ²)	0,0068	0,0068	0,0068
w_{sc}	(m/s)	$5,53 \times 10^{-3}$	$7,04 \times 10^{-3}$	$5,53 \times 10^{-3}$
T1-T2	(°C)	8,0	20,0	8,0

(*) No modelo 2D as vazões Q_{wspm} e Q_{wscm} são controladas pela mesma válvula (V4) e pelo sistema de controle de nível.

(**) Valores obtidos indiretamente a partir da vazão Q_{vem} .

TABELA 3-2
PROPRIEDADES DA ÁGUA

TEMPERATURA (°C):	20	32	40
β (°C ⁻¹)	$2,000 \times 10^{-4}$	$3,178 \times 10^{-4}$	$3,880 \times 10^{-4}$
ν (m ² /s)	$9,83 \times 10^{-7}$	$7,69 \times 10^{-7}$	$6,61 \times 10^{-7}$
ρ (kg/m ³)	997,4	994,9	992
μ (kg/m.s)	$9,8 \times 10^{-4}$	$7,65 \times 10^{-4}$	$6,56 \times 10^{-4}$
k (W/m.°C)	0,597	0,623	0,628
Pr	6,78	5,12	4,30

modelo é possível para o critério B. Este procedimento tem por objetivo obter uma variação de temperatura que possa ser obtida e controlada com maior facilidade utilizando o aparato experimental disponível. Aumentando o ΔT no modelo, a relaxação sobre o número de Reynolds fica reduzida.

b.1) Vazão de entrada da água quente (Q_{vem})

Com a variação do ΔT entre o protótipo e o modelo, obtém-se:

$$k_{\beta \Delta T} = \frac{\Delta T_p}{\Delta T_m} = 0,4 \quad (3.4)$$

Da igualdade do Froude densimétrico:

$$k_v = 2 \quad (3.5)$$

e

$$k_{Re} = 20 \quad (3.6)$$

Caso $\Delta T_p = \Delta T_m$:

$$k_v = 3,16 \quad e \quad k_{Re} = 31,6 \quad (3.7)$$

Considerando o aumento proposto para ΔT_m , com relação à situação de $\Delta T_p = \Delta T_m$, houve uma redução de k_{Re} e de k_v . A redução de k_{Re} é interessante porque reduz a relaxação sobre este critério de semelhança. A redução de k_v também é interessante porque quanto menor este parâmetro, maior será a velocidade correspondente no modelo, e como as velocidades envolvidas neste escoamento já são reduzidas, uma redução menor do protótipo para o modelo fornecerá velocidades mais facilmente controláveis para a realização da etapa experimental.

b.2) Vazão de entrada de água pelo piso (Q_{wepm})

Com a variação do ΔT entre o protótipo e o modelo, e considerando que a temperatura da entrada de água pelo piso no protótipo é 32 °C e no modelo é 20 °C, obtém-se:

$$k_{\beta\Delta T} = \frac{\beta_{32} \cdot \Delta T_p}{\beta_{20} \cdot \Delta T_m} = 0,636 \quad (3.8)$$

$$onde \quad \Delta T_p = 40 - 32 = 8^\circ C \quad e \quad \Delta T_m = 40 - 20 = 20^\circ C \quad (3.9)$$

Da igualdade do número de Froude densimétrico:

$$k_v = 2,52 \quad (3.10)$$

Com este coeficiente de velocidade obtém-se

$w_{epm} = 1,64 \times 10^{-3}$ m/s. A vazão correspondente é $Q_{wepm} = 294$ L/H. Como já foi comentado, $T_1 - T_2 = 20,0^\circ\text{C}$.

c) Condição 3: Cálculo dos parâmetros de entrada da água quente utilizando o critério C e dos parâmetros de entrada da água pelo piso utilizando o critério B

O critério C foi obtido a partir de um estudo de semelhança em um tanque de hidrogênio, onde o calor foi fornecido ao tanque através de um aquecimento controlado de suas paredes. Este calor está associado com a energia fornecida para formar a camada de água quente no reator de piscina. Na piscina do reator do protótipo, devem ser fornecidos 276,6 kW de potência para elevar a temperatura de 32°C para 40°C de $30 \text{ m}^3/\text{hr}$ de água. Dividindo este valor pela área de entrada de água quente, obtém-se o fluxo de calor por unidade de área, $q''_p = 32,1 \text{ kW/m}^2$. Este é o parâmetro considerado para a semelhança. Aplicando o critério $k_q = k_L^{1/5}$, obtém-se o fluxo de calor por unidade de área para estratificar o modelo bidimensional $q''_m = 20,2 \text{ kW/m}^2$. Logo, o fluxo total de calor que deve ser fornecido ao modelo é 186 W. Como este critério fixa o mesmo gradiente de temperatura para o protótipo e para o modelo, $T_1 - T_2 = 8^\circ\text{C}$, a vazão em volume de água é calculada pela expressão abaixo:

$$\text{potência fornecida} = Q_{vem} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T_m \quad (3.11)$$

Utilizando este critério, a vazão obtida é $Q_{vem} = 20,1$ L/H.

O cálculo da vazão Q_{wepm} é análogo ao que foi feito para a **Condição 1**, como comentado acima. Utilizou-se o critério B para calcular a velocidade de entrada de água pelo piso (w_{epm}). Como $T_1 - T_2$ para a **Condição 3** é igual a $T_1 - T_2$ para a **Condição 1**, o valor obtido para Q_{wepm} é o mesmo.

d) Parâmetros obtidos a partir dos critérios de semelhança

Na tabela 3-1 são apresentadas as variáveis de vazão e temperatura da água quente e da água fria no protótipo e no modelo para as três condições de operação apresentadas, obtidas a partir dos três critérios de semelhança resumidos no item 2.4. As áreas do modelo foram obtidas a partir das dimensões indicadas na figura 1-2, considerando que a profundidade do modelo (cota Δx) é de 0,1 m.

Neste estudo adotou-se que a velocidade na saída lateral superior (v_{sm}) é igual à velocidade de entrada da água quente (v_{em}), da mesma maneira que ocorre no protótipo.

Como as características do protótipo, que é tridimensional, e do modelo, que é bidimensional, não podem ser representadas de maneira totalmente análoga, as velocidades de saída na parte inferior do modelo (saída pela chaminé, w_{scm} , e saída pelo piso, w_{spm}) foram admitidas como sendo iguais. No protótipo estas velocidades são próximas (ver w_{scp} e w_{spp} na tabela 3-1), logo, esta simplificação é adequada. O valor da vazão $Q_{wscm} + Q_{wspm}$ foi estabelecido como sendo igual a Q_{wepm} , de maneira a fechar o balanço de massa do sistema.

e) Condição de operação adotada para a experiência

Considerando a facilidade de operação e controle, adotou-se a **Condição 2** definida no item 3.3 para se obter os parâmetros de operação para a experiência. Esta condição utilizou o critério **B** para calcular a velocidade de entrada da água quente (v_{em}), proporcionando uma certa liberdade para definir o gradiente térmico no modelo, o que é interessante para poder utilizar de maneira mais eficiente os equipamentos disponíveis para a experiência.

f) Natureza do escoamento no protótipo e no modelo

Considerando o diâmetro hidráulico das entradas e saídas no modelo e no protótipo e as velocidades associadas, alguns números de Reynolds foram calculados e estão indicados a seguir:

Local:	Re	D_h (m)	T (°C)
Protótipo			
v_{ep}	$2,93 \times 10^3$	1,994	40
w_{ep}	$2,99 \times 10^4$	5,610	32
w_{scp}	$1,06 \times 10^5$	0,680	32
Modelo:			
v_{em}	$6,28 \times 10^1$	0,086	40
w_{epm}	$2,38 \times 10^2$	0,142	20
w_{scm}	$5,77 \times 10^2$	0,081	20

onde D_h = diâmetro hidráulico da seção onde está sendo considerada a velocidade. Logo, ($D_h = 4 \times \text{Área} / \text{Perímetro molhado}$).

Para o cálculo do número de Reynolds para a entrada de água pela chaminé, considerou-se que a temperatura de entrada da água é igual à temperatura de entrada de água pelo piso.

Segundo Kobus e Grimm-Strele (1980), o número de Reynolds de transição para jato e plumas térmicas está ao redor de 2000, e para escoamentos em canais, 3000. A transição dentro de condutos está ao redor de 2300 (Holman, 1986).

No protótipo, para o escoamento na camada de água quente, considera-se que o número de Reynolds é igual ao calculado para a velocidade v_{ep} , considerando a área da entrada de água quente. Esta região pode ser comparada ao escoamento em um canal. Assim, o número de Reynolds obtido, $Re = 2,9 \times 10^3$, caracteriza um escoamento ainda laminar. No modelo esta característica é mantida. Para o escoamento na entrada da chaminé, no protótipo obtém-se $Re = 1,06 \times 10^5$, o que, considerando a transição para condutos, representa um regime turbulento. No modelo, $Re = 5,77 \times 10^2$, o que caracteriza um escoamento laminar. Na entrada de água pelo piso, para o protótipo, $Re = 2,99 \times 10^4$, e, considerando a transição para jatos e plumas térmicas, o escoamento é turbulento. Para o modelo, $Re = 2,38 \times 10^2$, e o escoamento é laminar. Aqui observa-se a relaxação dos critério de semelhança sobre o número de Reynolds, marcadamente para o escoamento na entrada da chaminé e na entrada de água pelo piso. Na parte experimental, foram feitas simulações mantendo as variáveis de entrada para a camada de água quente, mas alterando a vazão de saída de água pela chaminé para que o regime do escoamento no modelo se aproxime do regime turbulento, possibilitando a análise dos prováveis efeitos desta relaxação.

3.4 Aparato Experimental

A figura 3-1 mostra o aparato experimental com o modelo bidimensional e o sistema hidráulico.

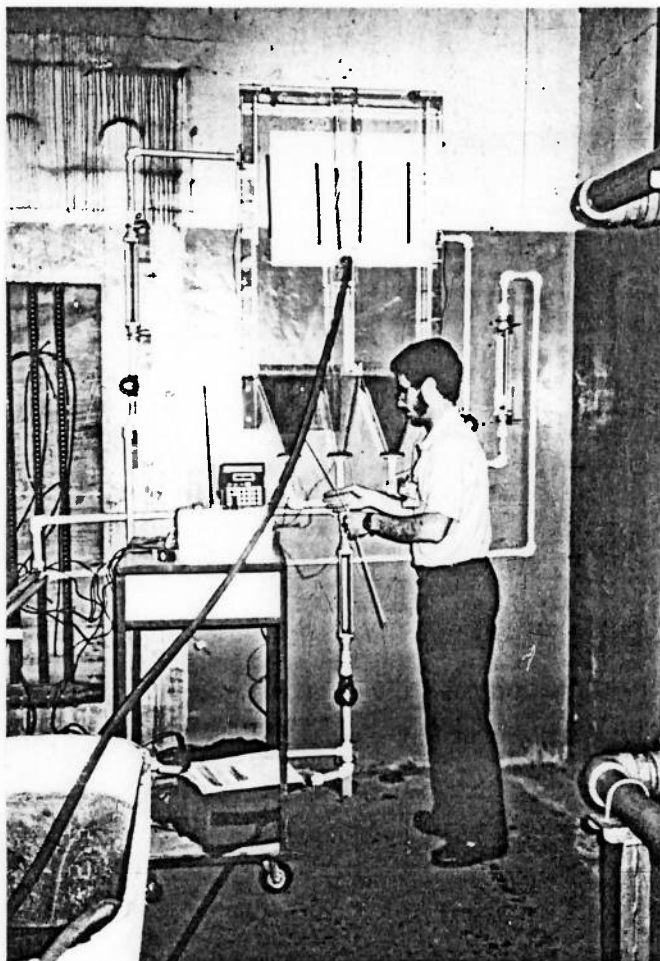
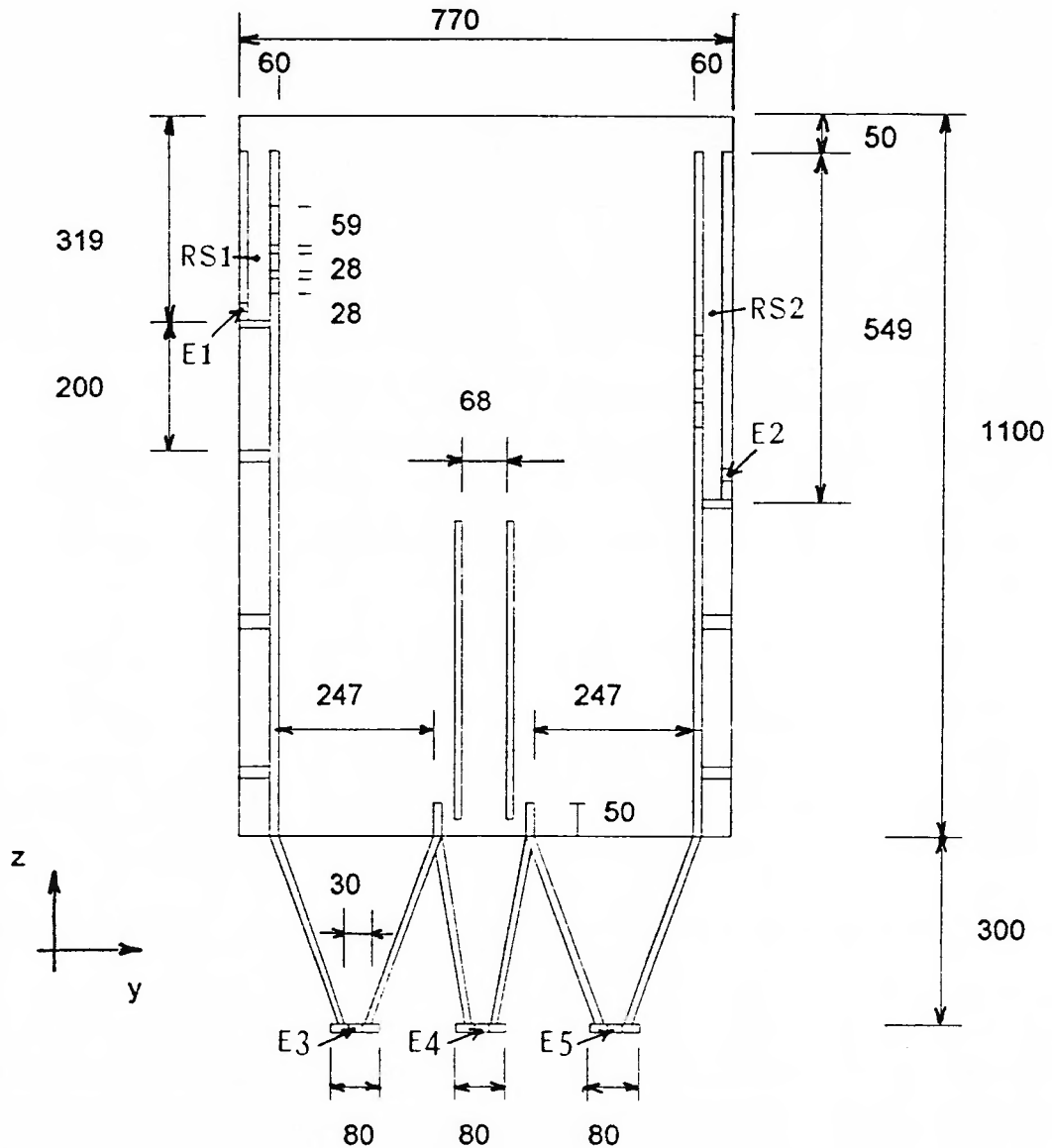


Figura 3-1 - Aparato Experimental

a) Construção do modelo bidimensional

O modelo foi construído com chapas de acrílico de 10 mm de espessura, de maneira a facilitar a visualização do escoamento e permitir a localização dos termopares. A figura 3-2 representa um corte do modelo. A figura 3-3 mostra o modelo bidimensional com os tubos do sistema hidráulico conectados. Adotou-se como



Dimensão em x : 0.1 m

Chapas de 10 mm de espessura

Figura 3-2 - Corte do Modelo 2D em Acrílico

dimensão x (profundidade) o valor de 0,1 m para facilitar a construção do modelo e torná-lo mais compacto.

A entrada de água quente (I3) e a saída lateral superior (O1) não são exatamente como estão representados na figura 1-2.

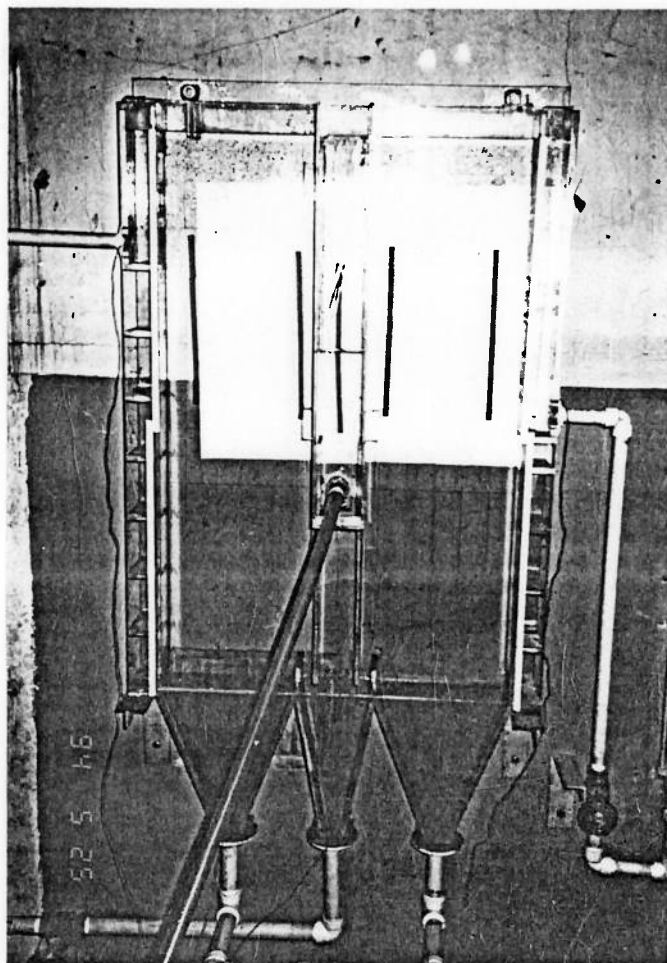


Figura 3-3 - Modelo em Acrílico Instalado

Por razões construtivas, as passagens I3 e O1 foram divididas em três seções, uma com 59 mm e duas com 28 mm (ver figura 3-2) para aumentar a rigidez do sistema, porém a dimensão total permanece igual (115 mm). Nas saídas inferiores foram construídos cones (ver figura 3-2) para uniformizar as velocidades de entrada e saída de água na piscina (w_{epm} , w_{spm} , w_{scm}). A saída pela chaminé e pelo piso estão juntas no mesmo cone central porque $w_{spp} \approx w_{scp}$ no protótipo e isto facilita a construção do modelo e do sistema de controle. Posteriormente, durante a realização da experiência, utilizou-se pó de café para averiguar a velocidade na entrada

pela chaminé para uma das condições de operação e verificou-se que ela estava de acordo com o valor esperado para esta condição. A entrada I3 e a saída O1 são as passagens de pequenos reservatórios (RS1 e RS2 na figura 3-2) que ficam nas laterais do modelo em acrílico. Como as velocidades v_{em} e v_{sm} são baixas, este sistema é adequado para uniformizá-las na entrada e saída do modelo.

Os tubos de PVC do sistema hidráulico estão conectados ao modelo nas posições E1, E2, E3, E4 e E5, indicadas na figura 3-2, através de flanges. Na figura 3-3 observa-se com maior clareza a ligação dos tubos na seção de acrílico.

As áreas que estão calculadas na tabela 3-1 para o modelo estão de acordo com as dimensões do modelo em acrílico.

O modelo de acrílico está fixado na parede através de parafusos e de suportes em forma de "L" ("mão-francesa") presos à parede, como se observa na figura 3-3.

b) Sistema hidráulico e controle de vazão

Na figura 3-4 está uma vista isométrica simplificada do sistema hidráulico que foi instalado para a experiência. Não são utilizadas bombas no circuito, a água de alimentação vem da própria rede de fornecimento. Ela passa por um filtro para evitar sujeiras que possam obstruir a visualização do interior do modelo. Na figura 3-5 está um esquema do sistema hidráulico para a experiência.

Utilizou-se tubos de PVC de 1" e 3/4" de diâmetro nominal. Nas linhas de maior vazão (Q_{wepm} , Q_{wspm} e Q_{wscm}) foram utilizados tubos de 1" e nas outras linhas, tubo de 3/4". Para obter o

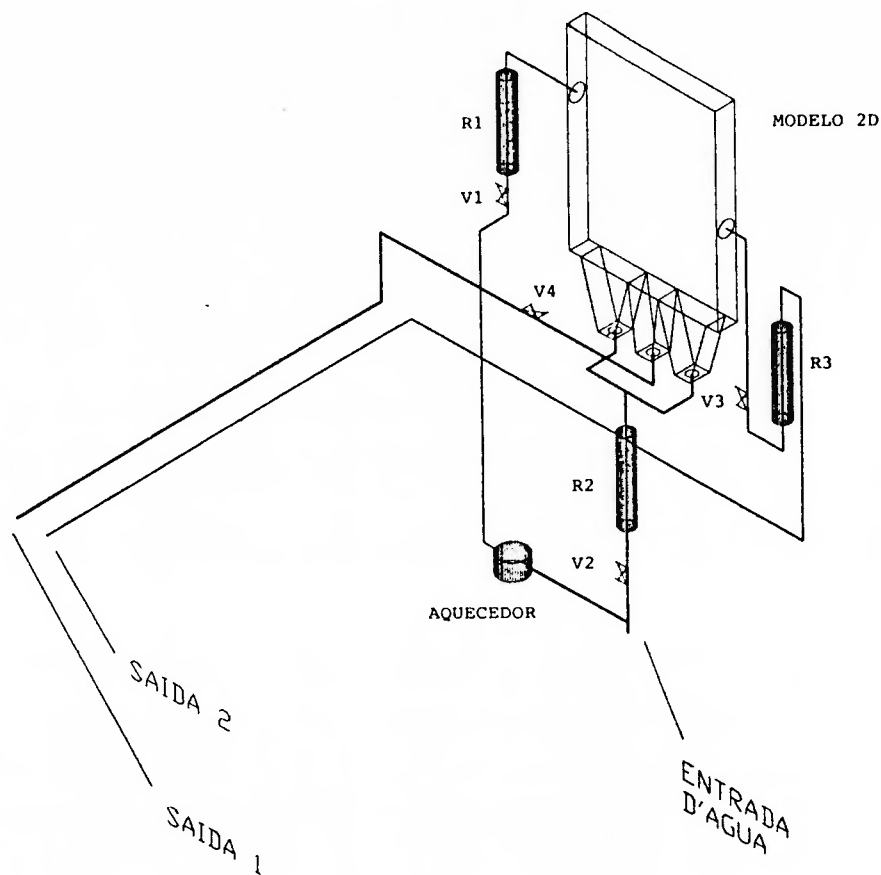


Figura 3-4 - Vista Isométrica do Sistema Hidráulico

controle das vazões optou-se por utilizar 3 rotâmetros e 4 válvulas globo. Com as 4 válvulas regula-se a perda de carga nas 4 linhas principais, que são identificadas na figura 3-5 pela nomenclatura abaixo:

- linha A : vazão Q_{vem} ;
- linha B : vazão Q_{wepm} ;
- linha C : vazão $Q_{wscm} + Q_{wspm}$;
- linha D : vazão Q_{vsm} ;
- linha E : sistema de controle de vazão.

Com os rotâmetros em três linhas controla-se as vazões para

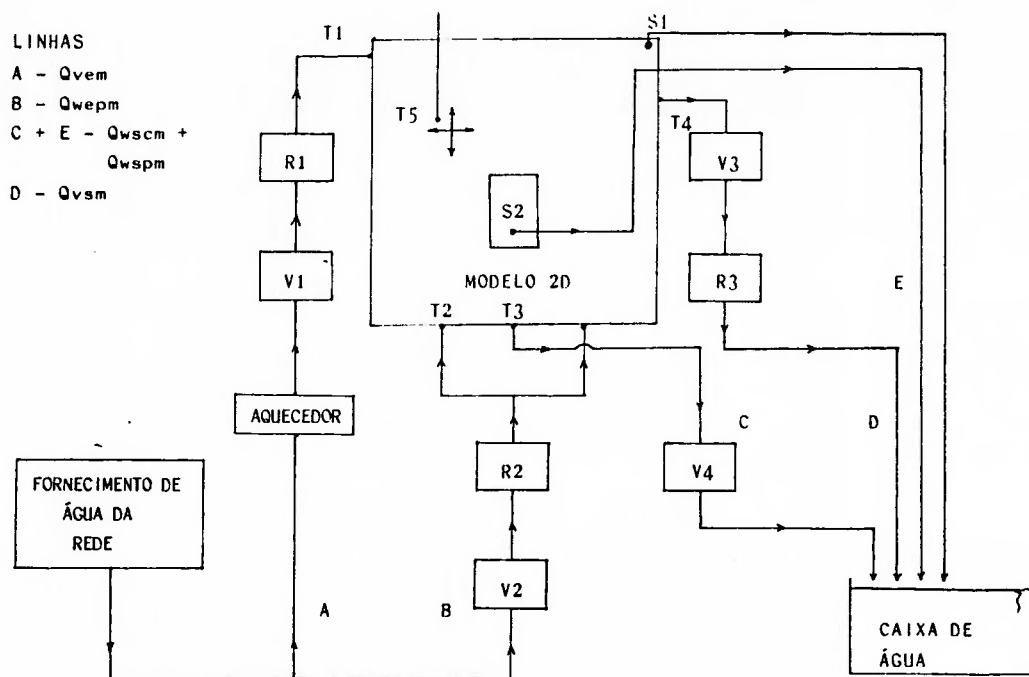


Figura 3-5 - Esquema do Sistema Hidráulico para a Experiência

obter os valores calculados na tabela 3-1. São posicionados rotômetros nas linhas A, B e D.

Controle das vazões

Para controlar as vazões foram utilizadas válvulas do tipo globo, cuja posição está indicada na figura 3-5. A válvula V1 controla a vazão Q_{vem} , V2 controla Q_{wepm} , V3 controla Q_{vsm} e V4 controla $Q_{wspm} + Q_{wscm}$. Nas linhas de entrada de água quente, de entrada de água pelo piso e de saída de água lateral superior foram instalados rotômetros, R1, R2 e R3, respectivamente, que também estão indicados na figura 3-5. A figura 3-6 mostra o rotômetro R1 e a válvula V1. A figura 3-7 mostra a válvula V2 e

o rotâmetro R2. A figura 3-8 mostra a válvula V3 e o rotâmetro R3. Na saída de água pelo piso e pela chaminé, que estão conectadas, não foi instalado o rotâmetro, porque a vazão nesta linha deve ser ajustada de maneira a manter o nível da piscina estável.

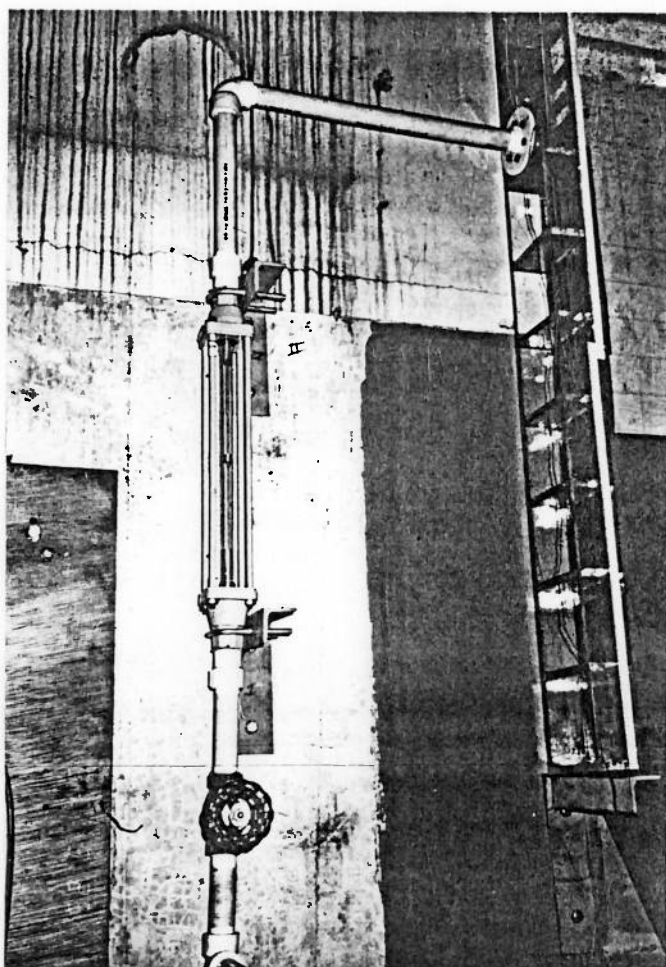


Figura 3-6 - Válvula e Rotâmetro da Entrada de Água Quente (Q_{vem})

Controle de nível inicial

Inicialmente o controle da vazão de saída de água pelo piso e pela chaminé foi feito com o ajuste da válvula V4 (na figura

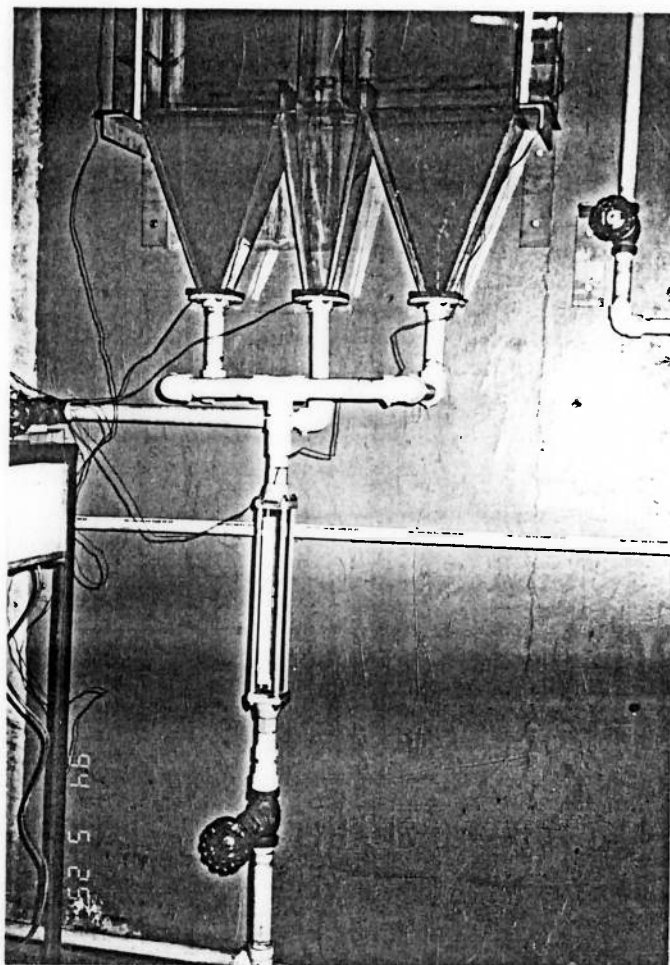


Figura 3-7 - Válvula e Rotâmetro da Entrada de Água pelo Piso (Q_{wepm})

3-5) e com a utilização de um sistema de nível por transbordamento na região superior do modelo de acrílico. Foi instalado um tubo na posição S1, indicada na figura 3-5, por onde a água sai ao atingir o nível correto. Regulava-se a vazão na válvula V4 de maneira a deixar sempre uma pequena quantidade de água saindo pelo tubo, mantendo o nível da piscina. Após uma seqüência de medições, verificou-se que a água que saía pelo tubo superior desestabilizava a camada de água quente. É oportuno comentar que este sistema de controle de nível pode trazer o

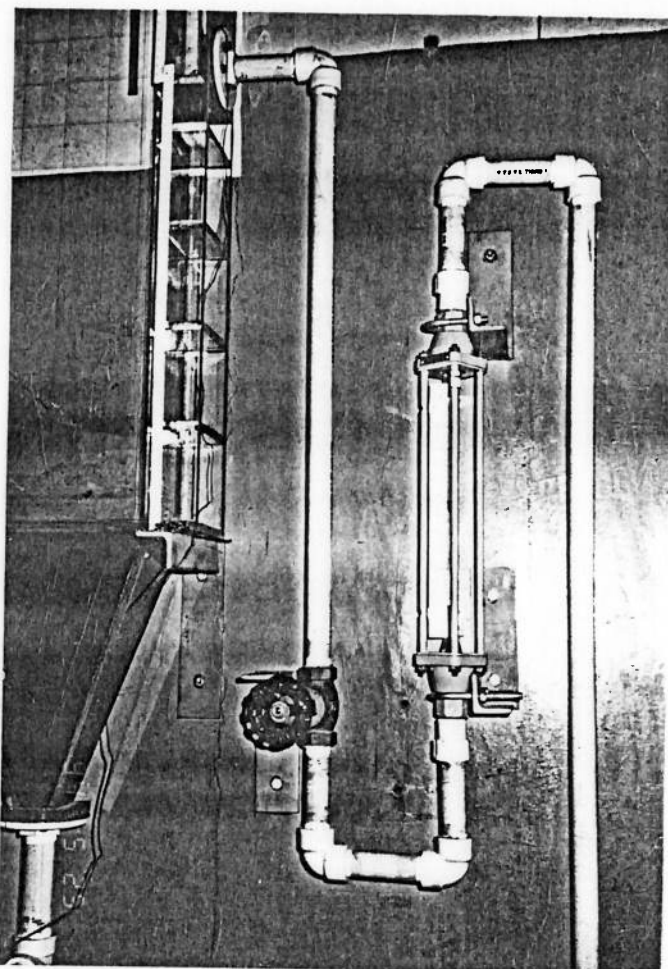


Figura 3-8 - Válvula e Rotâmetro da Saída Lateral Superior (Q_{vsm})

mesmo problema de desestabilização da camada de água quente se for utilizado no protótipo da piscina do reator.

Controle de nível utilizado

Um novo sistema de controle de nível foi construído e está esquematizado na figura 3-9. Sua posição no sistema hidráulico está na figura 3-5, indicado por S2. Na figura 3-10 observa-se a parte lateral e a parte frontal do sistema de controle de nível e o seu posicionamento na parte frontal do modelo bidimensional.

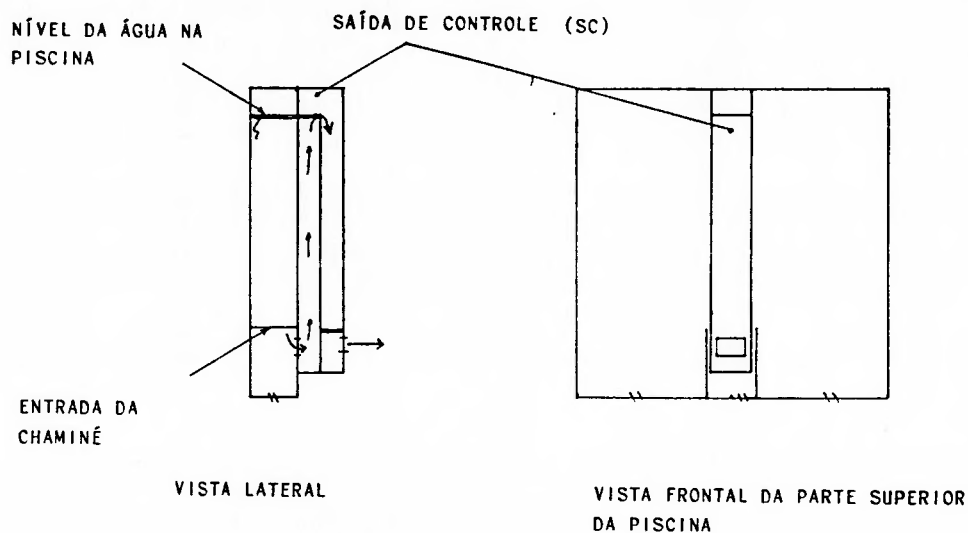


Figura 3-9 - Sistema de Controle de Nível

Neste sistema, foi feita uma abertura na parede frontal do modelo na altura da entrada da chaminé (ver figura 3-9, vista lateral). A passagem entre as duas galerias que formam o sistema de controle de nível está na altura da superfície livre da piscina. Esta passagem é denominada de saída de controle (SC na figura 3-9). Assim, a água que transborda pela saída de controle para manter o nível é retirada do interior da chaminé, não afetando a camada de água quente. Este sistema permitiu o controle adequado do nível da piscina durante as medições.

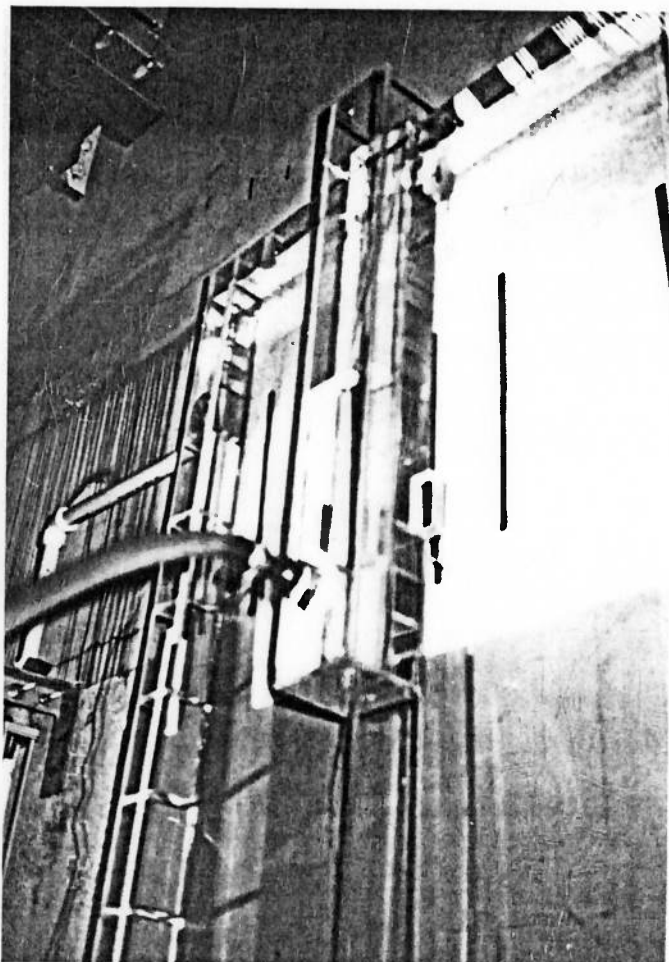


Figura 3-10 - Vista do Sistema de Controle de Nível

Incertezas na medição das vazões

No apêndice A estão calculadas as incertezas de medição das vazões com os rotâmetros. A seguir estão listados os valores destas incertezas para cada rotâmetro:

Rotâmetro	Incerteza (L/H)
R1 - vazão Q_{vem}	$\pm 0,4$
R2 - vazão Q_{wepm}	$\pm 1,0$
R3 - vazão Q_{vsm}	$\pm 0,4$

Para não sobrecarregar o texto, estes valores de incertezas

não serão indicados todas as vezes que forem indicadas as leituras dos rotômetros.

c) Medição de temperatura

Para medir as temperaturas foram utilizados termopares tipo K da marca OMEGA. A posição dos termopares fixos está indicada na figura 3-5 por T1, T2, T3 e T4 (a nomenclatura é a mesma das variáveis definidas no item 3.2, acima). Estes termopares foram instalados com a ponta no centro dos tubos de PVC. Eles foram introduzidos através da vedação das flanges de conexão da

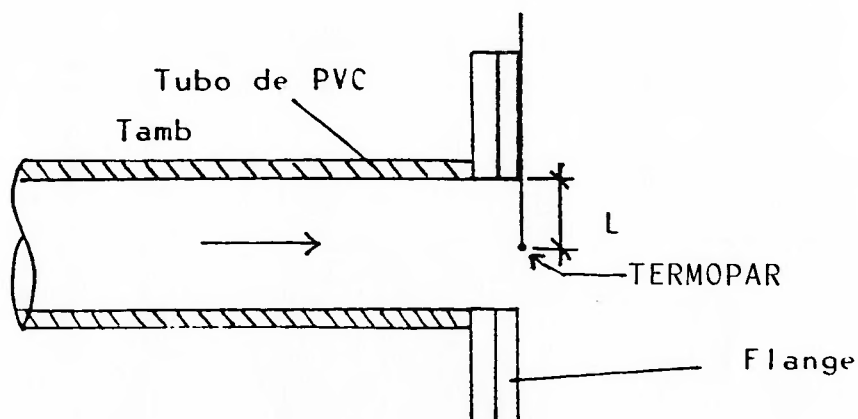


Figura 3-11 - Posição do Termopar na Tubulação

tubulação ao modelo de acrílico (ver figura 3-11). O termopar T1 está na posição E1 (figura 3-2) do modelo bidimensional, o termopar T2 está na posição E3, o termopar T3 está na posição E4 e o termopar T4 está na posição E2. Como o revestimento dos termopares é feito com fibra de vidro, que possui uma baixa resistência à penetração de água, as partes do fio expostas à umidade foram protegidas com silicone.

Para medir as temperaturas dentro da piscina utilizou-se um termopar ligado a um sistema de posicionamento que está indicado

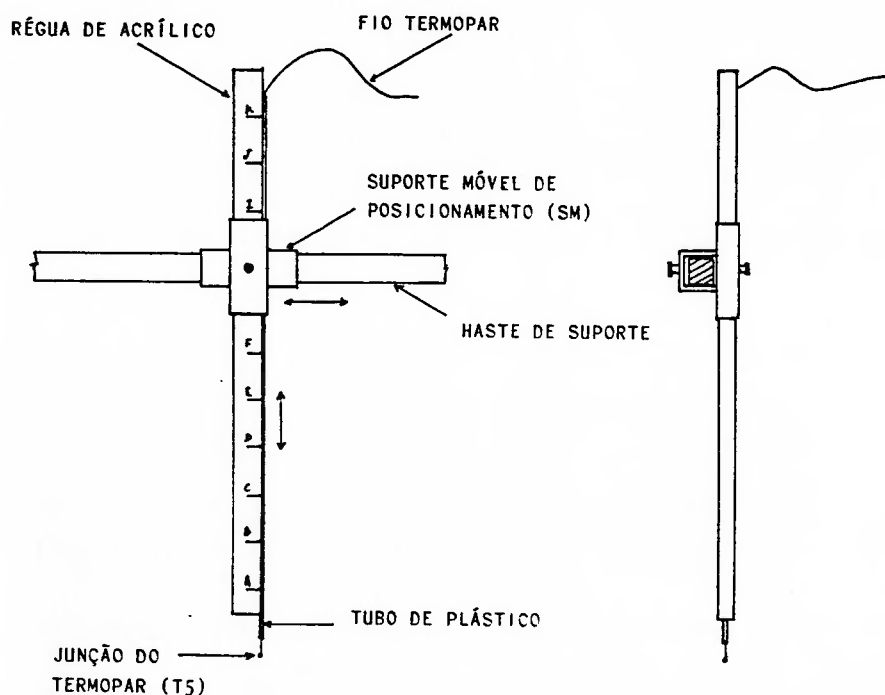


Figura 3-12 - Sistema de Posicionamento

na figura 3-12 por T5. A parte do fio que fica dentro da água está protegida por um tubo de plástico que também tem a função de aumentar a rigidez mecânica do sistema. O tubo de plástico fica preso a uma régua de acrílico onde estão marcadas as posições de medição. A régua de acrílico move-se verticalmente para posicionar o termopar no eixo z. O suporte móvel de posicionamento (SM na figura 3-12) move-se no eixo y. Foram estabelecidas na piscina 132 posições de medição, que foram indicadas por letras. No eixo y são utilizadas letras maiúsculas

e no eixo z, letras minúsculas. Na figura 3-13 está a correspondência entre as letras e a sua posição na piscina.

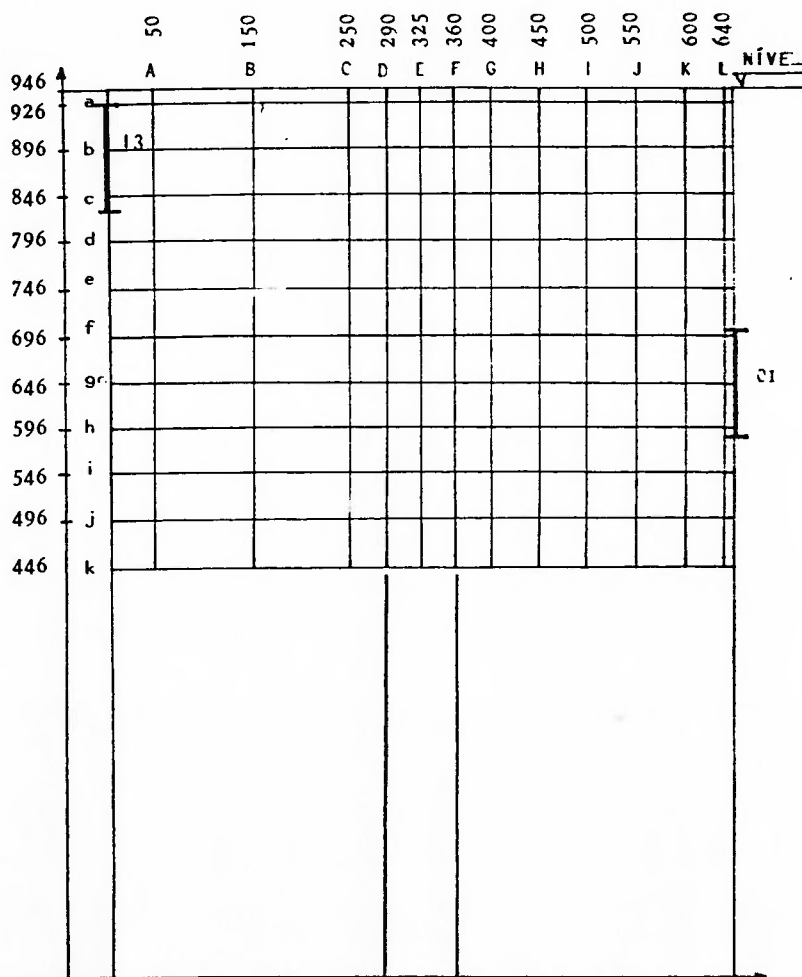


Figura 3-13 - Posições de Medição na Piscina

Utilizou-se como referência de temperatura para o termopar a temperatura do gelo fundente, mantido em uma caixa de isopor. O sinal dos termopares foi medido com um milivoltímetro e posteriormente convertido em temperatura utilizando uma tabela padrão para termopar do tipo K. A figura 3-14 mostra o milivoltímetro, a caixa de isopor e a chave seletora dos

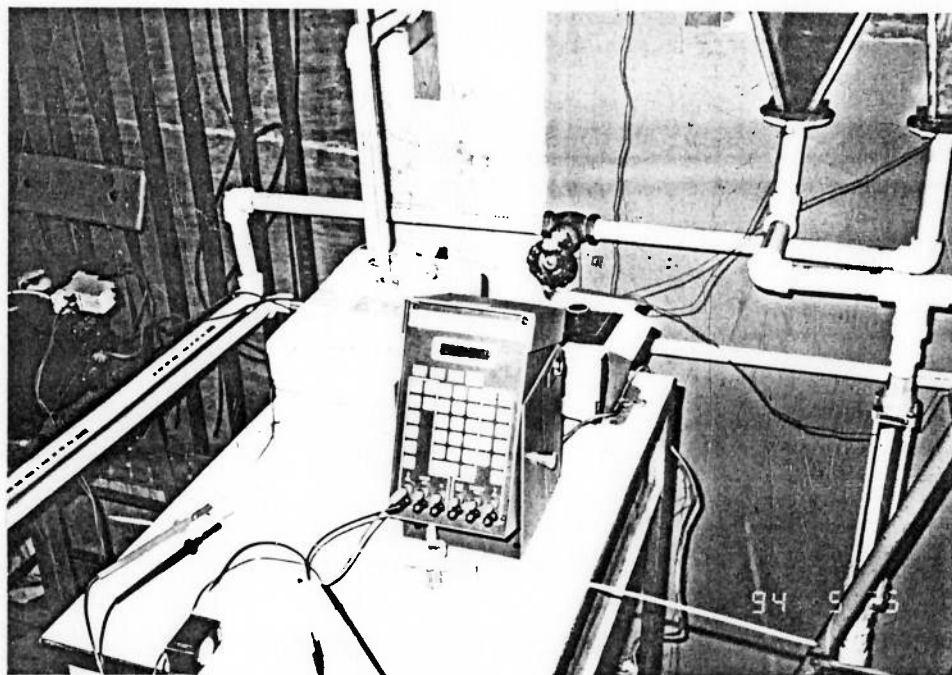


Figura 3-14 - Sistema para Medir DDP nos Termopares

termopares (atrás do milivoltímetro na figura).

d) Sistema de aquecimento

O aquecimento da água foi feito com uma resistência de potência nominal de 4500 W e resistividade 10 Ohms, que está indicada na figura 3-5, um variador de tensão e um voltímetro. A figura 3-15 mostra o variador de tensão. A figura 3-16 mostra o aquecedor ligado ao sistema hidráulico e o voltímetro. Com os dados da vazão em massa de água a ser aquecida e a variação de

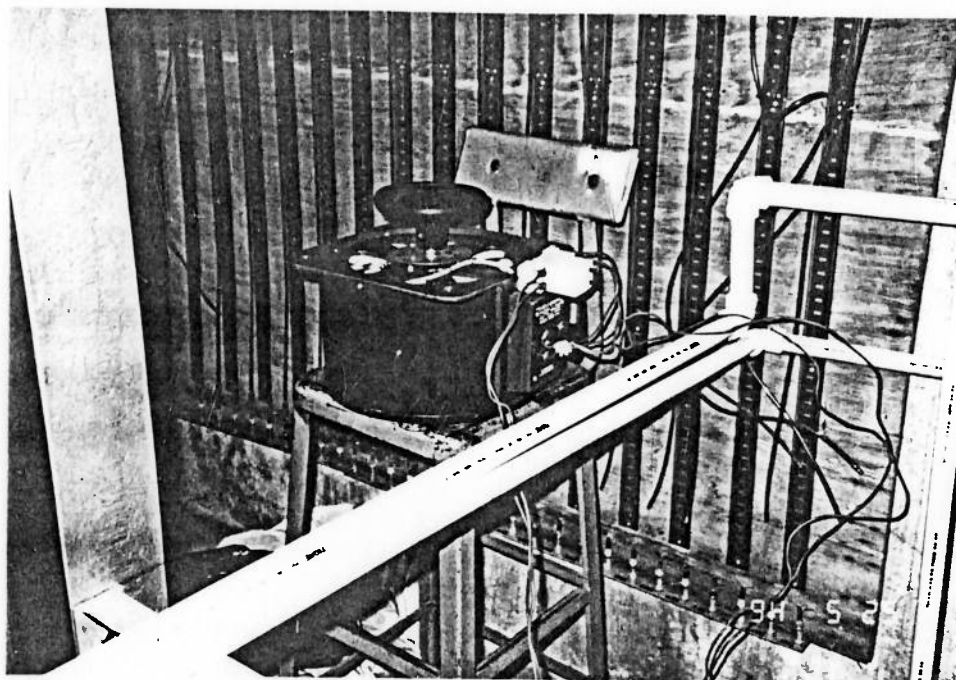


Figura 3-15 - Variador de Tensão

temperatura desejada, calcula-se a voltagem necessária para ser fornecida à resistência.

e) Fornecimento e coleta de água

A água para a experiência é captada da rede de fornecimento após passar por um filtro.

A água que sai do modelo (linhas C, D e E) é coletada em uma caixa d'água de 1000 litros.

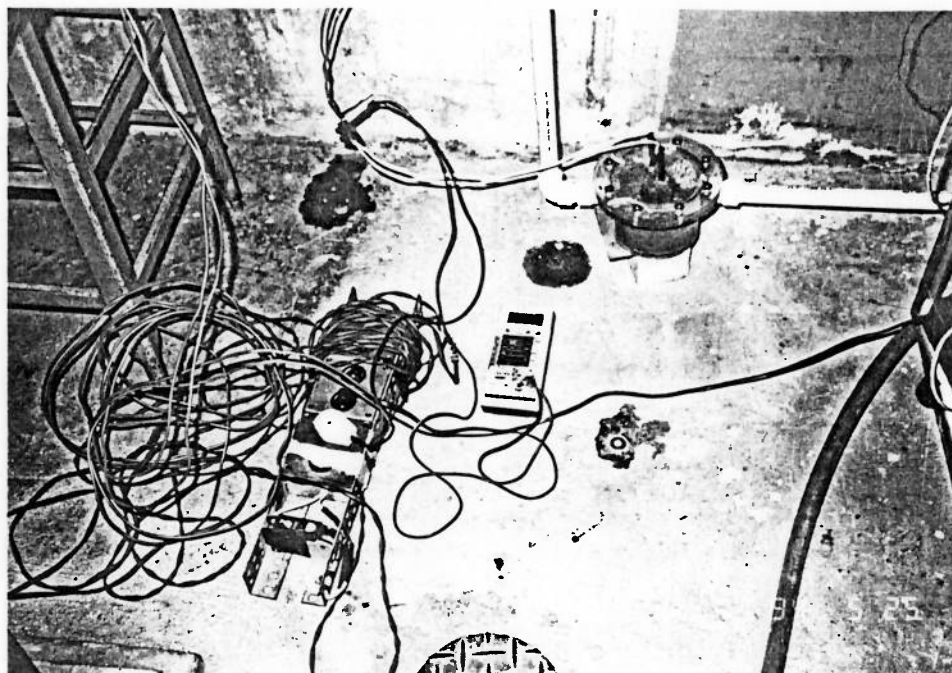


Figura 3-16 - Aquecedor e Voltímetro

3.5 Operando o Modelo

O procedimento para operar o modelo e conduzir a experiência ao regime permanente está descrito abaixo:

- 1º. Abrir a válvula V2 e encher o modelo até que a água comece a sair pelo sistema de controle de nível;
- 2º. Regular a vazão nominal Q_{wepm} no rotâmetro R2;
- 3º. Abrir as válvulas V1 e V3 regulando as vazões Q_{vem} e Q_{vsm} com os rotômetros R1 e R3, respectivamente;
- 4º. Abrir a válvula V4 até que a vazão de água pelo sistema

de controle de nível seja pequena;

5º. Regular a voltagem na resistência para aquecer a água.

Para as condições de operação do modelo na condição 2 (ver tabela 3-1), conforme observações experimentais, o regime permanente é obtido em aproximadamente 5 horas. Para reduzir este tempo, na terceira etapa do procedimento descrito acima, regulam-se as vazões Q_{vem} e Q_{vsm} para o dobro dos valores nominais, aumentando a potência na resistência para manter a elevação de temperatura nominal, e depois ajusta-se V4. Mantém-se este regime até que o campo de temperaturas se aproxime da configuração observada para o regime permanente, regulando-se, então, as vazões Q_{vem} e Q_{vsm} para os seus valores nominais e controlando V4 novamente para manter uma vazão reduzida saindo pelo sistema de controle de nível.

3.6 Medição do Campo de Temperaturas e Tratamento dos Dados

Neste trabalho foram feitas experiências com cinco configurações das variáveis independentes. As cinco configurações estão identificadas na tabela 3-3 como casos 1, 2, 3, 4 e 5. Nestas medições, os campos de temperatura foram determinados utilizando 55 pontos de medição para os casos 1, 2, 3 e 5, e 33 pontos de medição para o caso 4. Em medições feitas preliminarmente utilizando o sistema de controle de nível por transbordamento superior, que foi descrito anteriormente, determinou-se o campo de temperatura fazendo medições nos 132 pontos determinados inicialmente. Apesar dos problemas de

TABELA 3-3

Valores das variáveis para os ensaios experimentais

	Protótipo	Modelo 2D (**)	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Q_{vem}	(L/H) 30×10^3	16,2	15,0	17,0	7,0	16,0	15,0
T1	(°C) 40,0	40,0	39,4	45,9	34,1	44,8	41,0
Q_{vsm}	(L/H) 30×10^3	16,2	15,0	16,0	7,0	16,0	15,0
Q_{wepm}	(L/H) 700×10^3	294	281	405	280	700	284
T2	(°C) 32,0	20,0	19,2	23,9	19,8	23,2	18,2
Q_{wspm}	(L/H) 500×10^3	294	281	406	280	700	284
Q_{wscm}	(L/H) 200×10^3	(*)	(*)	(*)	(*)	(*)	(*)

(*) No modelo 2D as vazões Q_{wspm} e Q_{wscm} são controladas pela mesma válvula (V4) e pelo sistema de controle de nível.

(**) As variáveis na coluna modelo 2D foram obtidas a partir da condição 2 descrita na análise dimensional.

controle apresentados por este sistema para manter o nível da piscina, verificou-se que as linhas isotermas obtidas dos resultados medidos apresentaram características que tornavam viável determinar o campo de temperatura utilizando uma quantidade menor de pontos de medição. Baseando-se nestas medições preliminares, determinou-se a redução do número de pontos de medição. No caso 1 foram estabelecidos valores de acordo com aqueles calculados pela análise dimensional segundo o que foi descrito para a **condição 2** (ver item 3.3). Na tabela 3-3, na coluna **Modelo 2D** estão os valores das variáveis segundo esta condição. No início da experiência, as variáveis independentes foram ajustadas às condições nominais (**modelo 2D** na tabela 3-3), mas após várias horas para manter o regime permanente, os valores destas variáveis se ajustaram aos valores do caso 1, que são um pouco diferentes dos iniciais. Estas variações são resultado da variação da pressão na rede de fornecimento. Como o procedimento de medição de todo o campo de temperaturas leva aproximadamente 30 minutos (para os 55 pontos de medição), mesmo durante a coleta de dados existe uma oscilação das variáveis de entrada. Todas estas variações introduzem incertezas na temperatura medida. Para avaliar estas incertezas variáveis, optou-se por fazer várias medições do campo de temperaturas ao longo de um dia e tratar os resultados estatisticamente, utilizando o desvio padrão dos dados medidos como uma avaliação do erro variável que compõe a incerteza de medição com o termopar móvel (T5), causada pela oscilação dos valores das variáveis de entrada durante a coleta de dados.

Incertezas para a medição com os termopares

No apêndice I estão calculadas as incertezas de medição das temperaturas com os termopares. A seguir estão listados os valores destas incertezas para cada termopar:

Termopar	Incerteza (°C)
T1	+1,2;-0,3
T2	+0,5;-0,3
T3	+0,5;-0,3
T4	+1,2;-0,3
T5	+0,5;-1,0 (*)

(*) Este valor não considera o erro variável devido ao desvio padrão de várias medições, que será descrito posteriormente.

Para não sobrecarregar o texto, estes valores de incertezas não serão indicados todas as vezes que forem indicadas as leituras dos termopares.

3.7 Casos Estudados

Na tabela 3-3 estão os valores das variáveis de controle para os cinco casos ensaiados.

Caso 1

O caso 1 representa as condições próximas das condições escolhidas como nominais de operação, obtidas a partir da condição 2 calculada no item 3.3 (ver dados na tabela 3-1, condição 2). A condição 2 foi calculada a partir da combinação de critérios deduzidos da análise dimensional. Observa-se que na

experiência o valor de Q_{wepm} é 281,0 L/H e o valor nominal é 294,0 L/H. Os valores de Q_{vem} e Q_{vsm} são 15,0 L/H na experiência e 16,2 L/H no caso nominal. As temperaturas T1 e T2 são de 39,4°C e 19,2°C para o caso 1 e 40,0°C e 20,0°C para o caso nominal. Admite-se que estas diferenças não são significativas para o propósito da experiência bidimensional e não alteram as conclusões obtidas sobre a estabilidade da camada de água quente.

Os valores das variáveis para o caso 1 são obtidos da média de oito medições realizadas durante um período de seis horas.

Caso 2

No caso 2, a vazão Q_{wepm} foi elevada de 281,0 L/H para 405,0 L/H e , conseqüentemente, $Q_{wspm} + Q_{wscm}$ foi elevada para 406,0 L/H para analisar o efeito do afastamento da condição de escoamento turbulento na entrada da chaminé, apesar de esta vazão ainda não configurar um escoamento turbulento ($Re \approx 6,80 \times 10^2$ na entrada da chaminé). As vazões Q_{vem} e Q_{vsm} foram mantidas em 17,0 e 16,0 L/H, respectivamente, ou seja, praticamente os valores do primeiro caso. A variação de temperatura entre a água quente e a água fria ficou em 22 °C, que é próximo do valor do caso 1 (aproximadamente 20 °C).

Caso 3

No caso 3, a vazão Q_{wepm} foi mantida em 280,0 L/H, mas houve uma redução de Q_{vem} e Q_{vsm} para 7,0 L/H e uma redução no gradiente de temperatura para aproximadamente 14 °C. As variáveis do caso 3 foram estabelecidas de maneira a tentar desestabilizar a camada de água quente.

Caso 4

Neste caso a vazão Q_{wepm} foi aumentada para aproximadamente 700,0 L/H. As vazões Q_{vem} e Q_{vsm} foram mantidas em aproximadamente 16,0 L/H, ou seja, os mesmos valores do nominal (16,0 L/H). O gradiente térmico entre a água quente e a água fria é de aproximadamente 21 °C (próximo do valor nominal do caso 1 - 20 °C). Neste caso, a vazão Q_{wepm} foi aumentada até o limite máximo permitido pelo sistema de alimentação de água da rede, para tentar estabelecer escoamento turbulento na entrada da chaminé, tentando verificar desta maneira a influência da relaxação sobre o critério do número de Reynolds entre o protótipo e o modelo. Para este valor da vazão Q_{wepm} , estima-se que a velocidade na entrada da chaminé seja aproximadamente $1,7 \times 10^{-2}$ m/s (este valor está próximo da velocidade de entrada na chaminé para o protótipo, que é $1,2 \times 10^{-2}$ m/s - ver tabela 3-1). Como o diâmetro hidráulico na entrada da chaminé é 0,081 m, e supondo a temperatura igual a 20,0 °C, $Re = 1400$. Considerando o número de Reynolds de transição para escoamento em condutos igual a 2300 (Holman, 1986), observa-se que o regime de escoamento no modelo para este caso experimental ainda é predominantemente laminar.

Caso 5

Neste caso, as vazões e o gradiente térmico foram mantidos aproximadamente iguais aos valores para o caso 1. Para o caso 5, $Q_{wepm} = 284,0$ L/H, $Q_{vem} = Q_{vsm} = 15,0$ L/H e o gradiente térmico entre a água fria e a água quente é de aproximadamente 23 °C. As mudanças para este caso experimental foram somente mudanças geométricas na posição e no tamanho da saída lateral superior de

água. Como já foi comentado, no modelo bidimensional a saída lateral superior foi dividida em três seções, duas de 28 mm e uma de 59 mm de altura (ver figura 3-2). Para este caso, a seção de 59 mm e uma das seções de 28 mm foram fechadas. A parte superior da seção que ficou aberta está a 244 mm da superfície do modelo.

4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

4.1 Resultados Obtidos

Os resultados medidos para o caso 1 estão na tabela 4-1, a seguir:

Tabela 4-1 - Tabela com as temperaturas medidas (°C) e as vazões para o caso 1.

	A	C	E	G	K
a	37.9	38.0	37.9	37.9	37.7
b	37.8	37.8	37.8	37.9	37.6
c	37.6	37.7	37.7	37.7	37.6
d	37.4	37.5	37.4	37.4	37.5
e	37.0	37.0	37.0	36.9	37.0
f	35.9	35.9	35.8	35.9	35.9
g	35.4	35.4	35.5	35.5	35.6
h	34.7	34.7	34.6	34.8	34.9
i	30.3	30.1	30.1	30.3	30.4
j	23.1	22.7	23.0	23.3	23.6
k	19.2	19.2	19.1	19.2	19.2

$$T1 = 39.4$$

$$T2 = 19.2$$

$$T3 = 19.2$$

$$T4 = 34.6$$

$$Q_{wepm} = 281 \text{ L/H}$$

$$Q_{vem} = 15 \text{ L/H}$$

$$Q_{vsm} = 15 \text{ L/H}$$

$$Q_{wspm} = 281 \text{ L/H}$$

Como foi comentado, os valores medidos são a média de oito medições. As letras nesta tabela indicam a posição de medição, de acordo com a figura 3-13. Na tabela 4-2 está a tabela com os desvios padrão obtidos para cada ponto de medição de temperatura e também para as vazões medidas.

Tabela 4-2 - Desvio padrão das temperaturas ($^{\circ}\text{C}$) e das vazões para o caso 1 (os desvios são simétricos em relação ao valor zero)

	A	C	E	G	K
a	0.2	0.2	0.1	0.2	0.2
b	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1
c	0.2	0.3	0.2	0.2	0.1
d	0.3	0.3	0.3	0.1	0.2
e	0.3	0.2	0.2	0.1	0.2
f	0.3	0.2	0.3	0.2	0.1
g	0.2	0.1	0.3	0.2	0.1
h	0.2	0.3	0.2	0.3	0.2
i	0.5	0.6	0.5	0.6	0.4
j	1.2	1.2	1.0	1.1	1.2
k	0.1	0.3	0.1	0.2	0.2

$$T1 = 1.3$$

$$T2 = 0.3$$

$$T3 = 0.3$$

$$T4 = 0.2$$

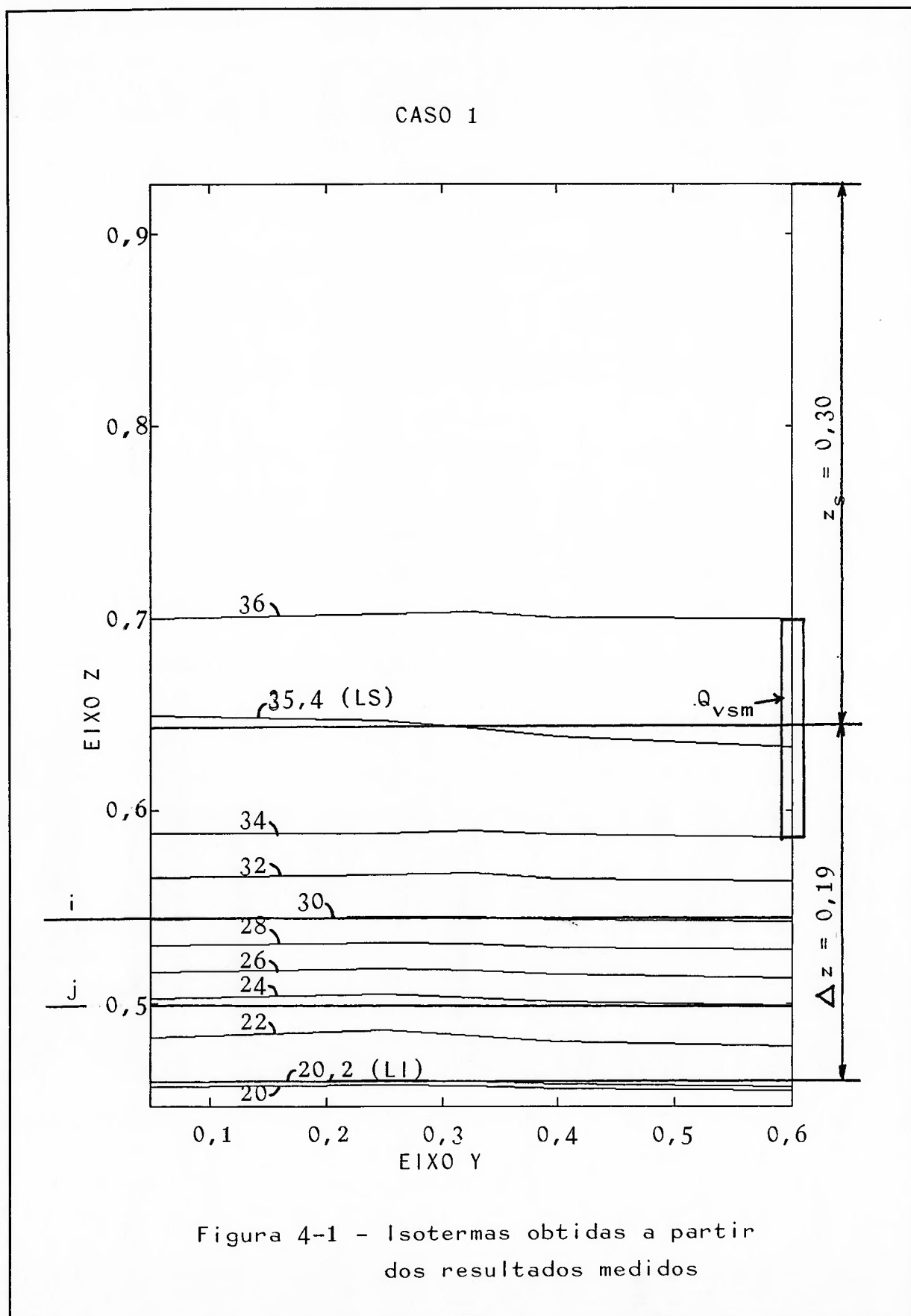
$$Q_{wepm} = 2.3 \text{ L/H}$$

$$Q_{vem} = 0.5 \text{ L/H}$$

$$Q_{vsm} = 0.5 \text{ L/H}$$

Na figura 4-1 estão algumas isotermas obtidas por interpolação dos dados da tabela 4-1.

A figura 4-1 representa a parte superior da piscina, logo acima da chaminé, onde está o núcleo do reator. As cotas indicadas nos eixos y e z na figura 4-1 correspondem às cotas indicadas na figura 3-13. Na tabela 4-2, na tabela dos desvios padrão, observa-se que na linha j os valores são os mais elevados e estão em torno de 1°C , e na linha i , estão em torno de $0,5^{\circ}\text{C}$. Observando a figura 4-1, verifica-se que as linhas i e j estão na região onde ocorre o maior gradiente térmico. Neste trabalho, esta região de elevado gradiente térmico será designada **região de transição**. Para efeito de comparação, o limite inferior da região de transição é definido pela isoterma cuja temperatura é a temperatura de entrada da água pelo piso ($T2$) somada de 1°C ,



e o limite superior desta camada é definido pela isoterma que corresponde a 80 % do gradiente de temperatura entre a entrada de água quente (T1) e a entrada de água pelo piso (T2). Assim:

$$\text{- limite inferior (LI) = } T2 + 1$$

$$\text{- limite superior (LS) = } 0,80 \times (T1 - T2) + T2$$

A variável Δz corresponde à espessura da região de transição no eixo z . A cota inferior da região de transição é designada por z_{ti} e a cota superior por z_{ts} .

Também define-se o termo **camada de água quente** ou **camada quente**, com espessura z_s no eixo z , a toda a região que fica acima do limite superior da região de transição.

Caso 1

Na figura 4-1 a camada de transição é definida pelas isotermas de 20,2 °C e 35,4 °C. Desta figura, observa-se que o comprimento da região de transição para o caso 1 é $\Delta z = 0,19$ m e o comprimento da camada quente é $z_s = 0,30$ m. A cota inferior da região de transição é $z_{ti} = 0,46$ m e a cota superior é $z_{ts} = 0,65$ m. Na figura 4-1 observa-se o comportamento geral da estratificação térmica da piscina. As isotermas seguem, com pequenas variações, a mesma cota z ao longo de todo o eixo y . A saída de água lateral superior, indicada na figura 4-1 pela vazão Q_{vsm} , coleta água entre 34 °C e 36 °C. É interessante notar que na tubulação de saída desta vazão de água (Q_{vsm}), onde é medida a temperatura com o termopar T4, a temperatura é de 34,6 °C, ou seja, praticamente a mesma temperatura da água coletada na região

inferior da saída lateral. A região de transição situa-se a partir da linha de simetria da saída lateral e 67 % desta região está abaixo desta saída. Os resultados experimentais para o caso 1 demonstram que a região de estratificação térmica na piscina mantém-se estável.

Fazendo uma análise do balanço térmico na piscina, observa-se que energia térmica é fornecida pela vazão Q_{vem} . Uma parte desta energia sai através da vazão Q_{vsm} , uma parte é dissipada para o ambiente e o restante é difundido através da região de transição para a água mais fria. No caso 1, através de Q_{vem} chega à piscina aproximadamente 680 watts e Q_{vsm} retira cerca de 600 watts (88 % do total). Logo, ao redor de 80 watts (12 %) são perdidos para o ambiente e difundidos para a água fria. Na experiência, a parcela difundida não pôde ser identificada porque a vazão de saída de água pelo piso ($Q_{wspm} + Q_{wscm}$) é grande se comparada com a quantidade de energia difundida, assim, a diferença de temperatura entre esta vazão de saída e a vazão de entrada de água pelo piso não é detectada pelo termopar. Estimou-se as perdas de calor pelas paredes de acrílico e pela superfície livre da piscina para as condições de operação nominal (modelo 2D na tabela 3-3), em aproximadamente 17 watts (ver no apêndice item A.3). Logo, adotando este valor, cerca de 63 watts foram difundidos para a água fria no caso 1. Esta energia aumentaria a temperatura da água que sai pelo piso em 0,2 °C. Devido à configuração do sistema e aos instrumentos de medição disponíveis, esta diferença de temperatura não pôde ser determinada.

Devido à configuração do campo de velocidades na região de

transição (velocidades muito baixas), o transporte convectivo é muito pequeno comparado ao transporte difusivo. A predominância deste segundo modo de transferência de calor explica a configuração das isotermas na região de transição. Todas elas apresentam a tendência de manter a cota z ao longo do eixo y .

Caso 2

Na tabela 4-3 está a tabela com os dados medidos para o caso 2.

Tabela 4-3 - Tabela com as temperaturas medidas ($^{\circ}\text{C}$) e as vazões para o caso 2.

	A	B	E	I	K
a	44.1	43.8	43.1	42.9	43.3
b	44.1	43.6	43.1	42.9	43.3
c	44.1	43.1	43.1	42.9	43.3
d	43.8	43.1	42.9	42.9	43.1
e	43.8	43.1	42.9	42.9	43.1
f	43.1	42.6	42.4	42.6	42.6
g	42.4	42.1	41.9	42.1	42.1
h	41.9	41.6	41.4	41.6	41.6
i	33.3	32.3	32.3	30.6	31.8
j	24.7	24.2	24.2	24.2	24.7
k	24.7	24.2	24.2	24.2	24.7

$$T1 = 45.9$$

$$T2 = 23.9$$

$$T3 = 24.0$$

$$T4 = 41.0$$

$$Q_{wepm} = 405 \text{ L/H}$$

$$Q_{vem} = 17 \text{ L/H}$$

$$Q_{vsm} = 16 \text{ L/H}$$

$$Q_{wspm} = 406 \text{ L/H}$$

A água fria entra a $23,9^{\circ}\text{C}$ e a água quente está a $45,9^{\circ}\text{C}$. O limite inferior da região de transição é $24,9^{\circ}\text{C}$ e o limite superior é $41,5^{\circ}\text{C}$. Na figura 4-2 estão algumas isotermas para o caso 2.

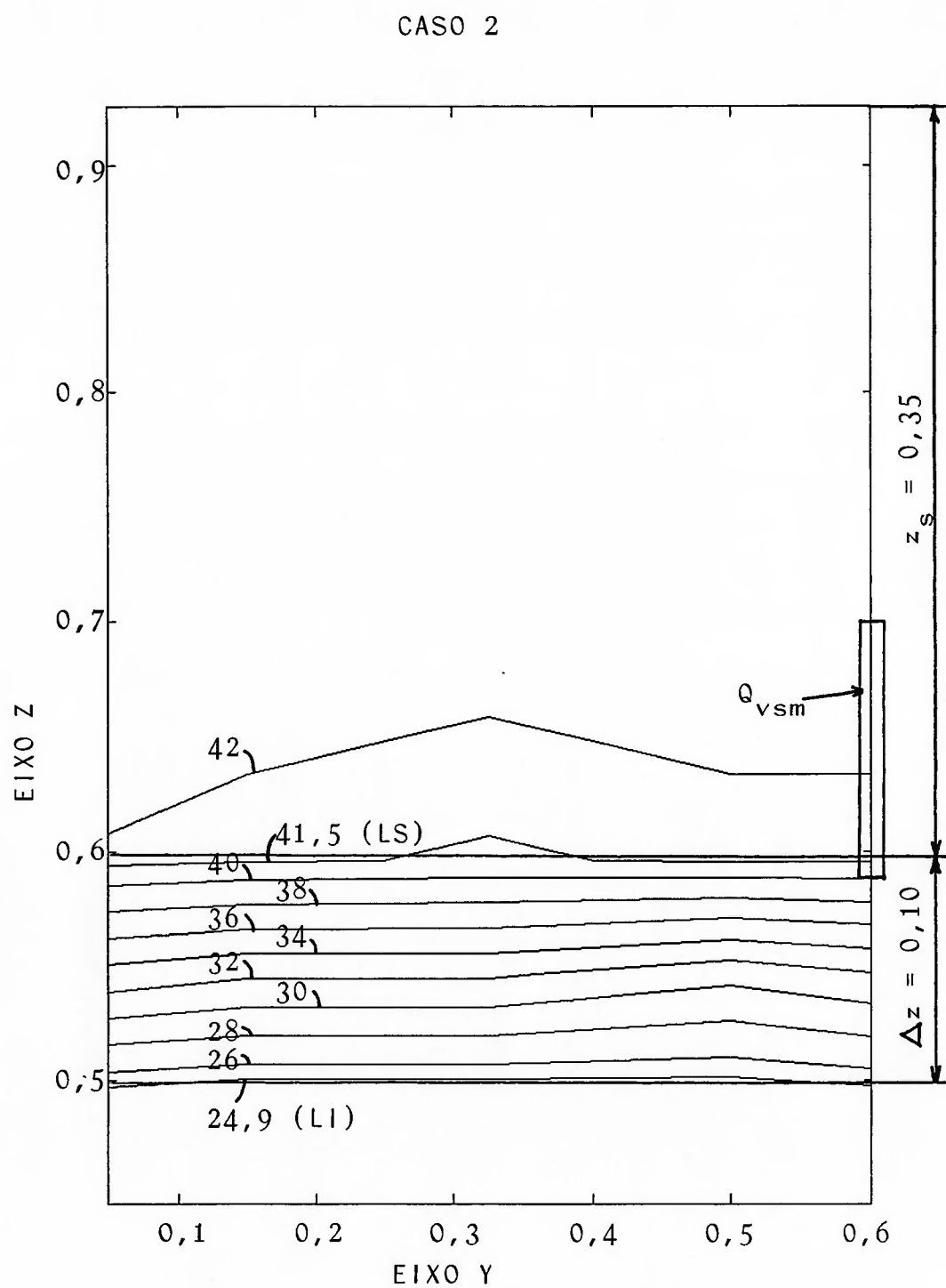


Figura 4-2 - Isothermas obtidas a partir dos resultados medidos

Observa-se que a região de transição tem comprimento $\Delta z = 0,10$ m, $z_{ti} = 0,50$ m, $z_{ts} = 0,60$ m e a camada quente tem espessura $z_s = 0,35$ m. Observa-se que cerca de 87 % da região de transição está situada abaixo da saída lateral superior. A temperatura medida pelo termopar T4 é de $41,0$ °C, que é praticamente a temperatura da água coletada na região inferior desta saída, como aconteceu no caso 1.

A estratificação térmica na piscina se mantém neste caso, apesar do aumento da vazão Q_{wepm} , que poderia desestabilizar a camada de água quente. Os comentários sobre o balanço térmico e sobre o transporte de calor feitos para o caso anterior aplicam-se para este caso. A energia fornecida por Q_{vem} é aproximadamente 900 watts e cerca de 760 watts (84 % do total) são retirados por Q_{vsm} . Assim, estima-se que 140 watts (16 %) são perdidos por difusão de calor para o ambiente e para a água fria. De uma maneira geral, as isoterms na região de transição mantém a cota z ao longo do eixo y e a camada de água quente mantém-se estável.

Caso 3

Na tabela 4-4 está a tabela com os dados medidos para o caso 3.

A água fria entra a $19,8$ °C e a água quente está a $34,1$ °C. O limite inferior da região de transição está a $20,8$ °C e o limite superior está a $31,2$ °C.

Na figura 4-3 estão as isoterms obtidas a partir dos dados da tabela 4-4.

A região de transição tem comprimento $\Delta z = 0,08$ metros, $z_{ti} = 0,51$ m, $z_{ts} = 0,59$ m e a camada quente tem $z_s = 0,36$ m. Toda a

Tabela 4-4 - Tabela com as temperaturas medidas ($^{\circ}\text{C}$) e as vazões para o caso 3.

	A	C	E	G	K
a	35.0	34.8	34.8	34.8	34.8
b	35.0	34.8	34.8	34.8	34.8
c	34.8	34.8	34.8	34.8	34.8
d	34.5	34.5	34.5	34.5	34.5
e	34.5	34.3	34.3	34.3	34.3
f	34.3	34.3	33.8	34.1	33.6
g	33.8	33.8	33.8	33.6	33.6
h	33.1	33.1	32.8	32.8	32.8
i	23.5	24.7	24.7	25.0	23.2
j	19.7	20.3	19.7	19.7	20.0
k	19.7	19.7	19.7	19.7	19.7

$$T1 = 34.1$$

$$T2 = 19.8$$

$$T3 = 19.8$$

$$T4 = 32.4$$

$$Q_{wepm} = 280 \text{ L/H}$$

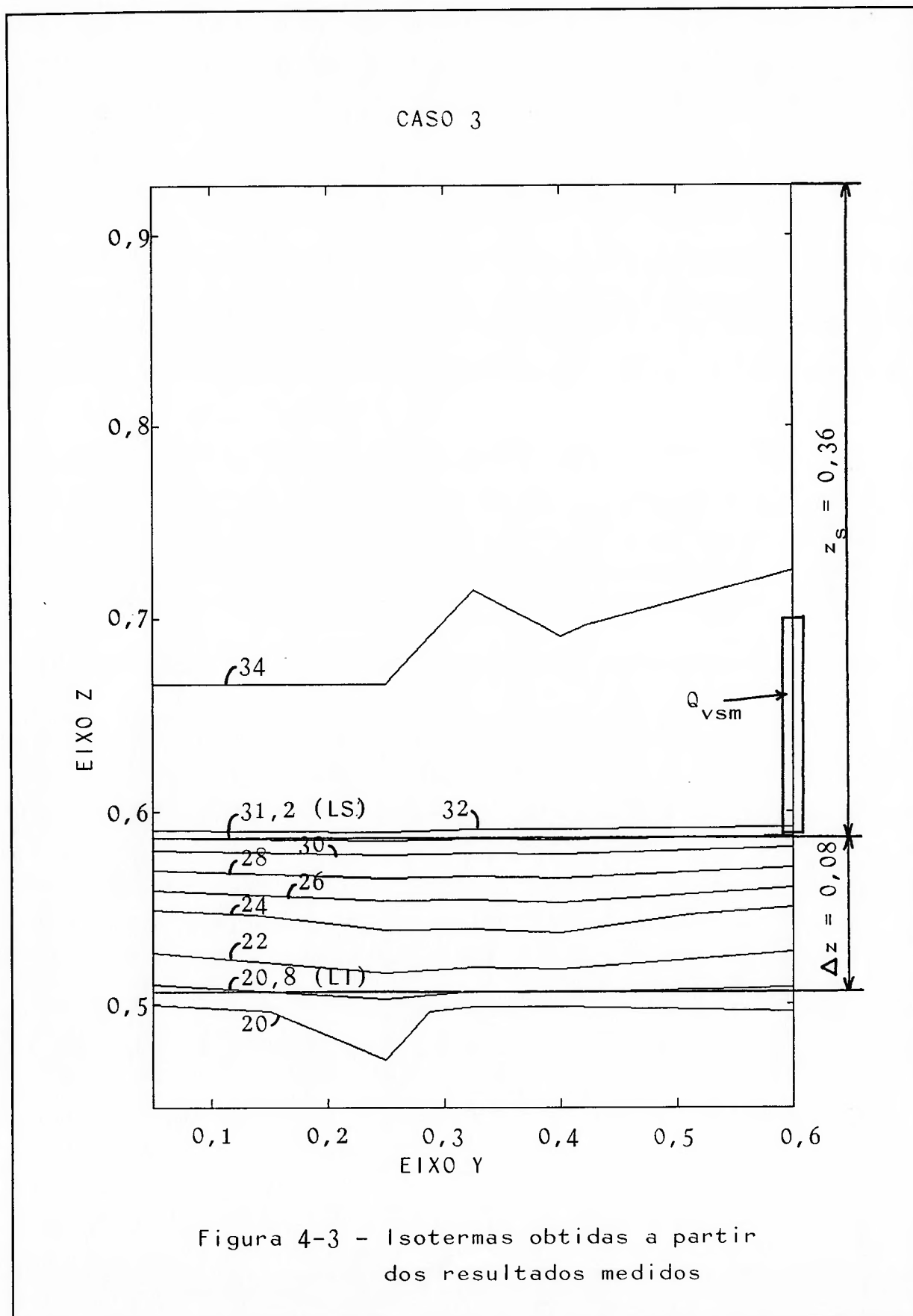
$$Q_{vem} = 7 \text{ L/H}$$

$$Q_{vsm} = 7 \text{ L/H}$$

$$Q_{wspm} = 280 \text{ L/H}$$

região de transição está situada abaixo da saída de água lateral superior. Para este caso 3, a temperatura de saída da água medida por T4 é igual à temperatura da água coletada na região inferior da saída lateral superior, como ocorreu nos casos anteriores. As considerações sobre o transporte térmico e o balanço de energia feitos para os casos anteriores aplicam-se também para este caso. A água quente fornece aproximadamente 280 watts e a vazão Q_{vsm} retira cerca de 260 watts (93 % do total) da piscina. As perdas de calor por difusão para o ar e para a água fria estão em torno de 20 watts (7 %).

A camada de água quente mantém-se estável, mesmo com a diminuição da energia fornecida para estratificar o escoamento. As isotermas, de uma maneira geral, mantém a mesma cota z ao



longo do eixo y.

Caso 4

Na tabela 4-5 estão os dados medidos para o caso 4.

Tabela 4-5 - Tabela com as temperaturas medidas ($^{\circ}\text{C}$) e as vazões para o caso 4.

	A	E	K
a	42.4	42.5	42.4
b	42.5	42.5	42.4
c	42.2	42.3	42.2
d	42.0	42.2	42.3
e	41.7	41.7	41.7
f	41.2	41.1	40.9
g	40.9	40.8	40.7
h	36.5	36.5	36.5
i	23.5	23.5	23.5
j	23.1	23.3	23.3
k	23.1	23.3	23.3

$$T1 = 44.8$$

$$T2 = 23.2$$

$$T3 = 23.4$$

$$T4 = 33.2$$

$$Q_{wepm} = 700 \text{ L/H}$$

$$Q_{vem} = 16 \text{ L/H}$$

$$Q_{vsm} = 16 \text{ L/H}$$

$$Q_{wspm} = 700 \text{ L/H}$$

Para esta simulação experimental foram feitas medições em 33 pontos da piscina. A água fria entra a $23,2^{\circ}\text{C}$ e a água quente está a $44,8^{\circ}\text{C}$. O limite inferior da região de transição está a $24,2^{\circ}\text{C}$ e o limite superior está a $40,5^{\circ}\text{C}$.

Na figura 4-4 estão as isotermas obtidas a partir dos dados da tabela 4-5.

A região de transição tem comprimento $\Delta z = 0,10 \text{ m}$, $z_{ti} = 0,55 \text{ m}$, $z_{ts} = 0,65 \text{ m}$ e a camada quente tem $z_s = 0,30 \text{ m}$. Cerca de 37 % da região de transição está situada abaixo da saída lateral

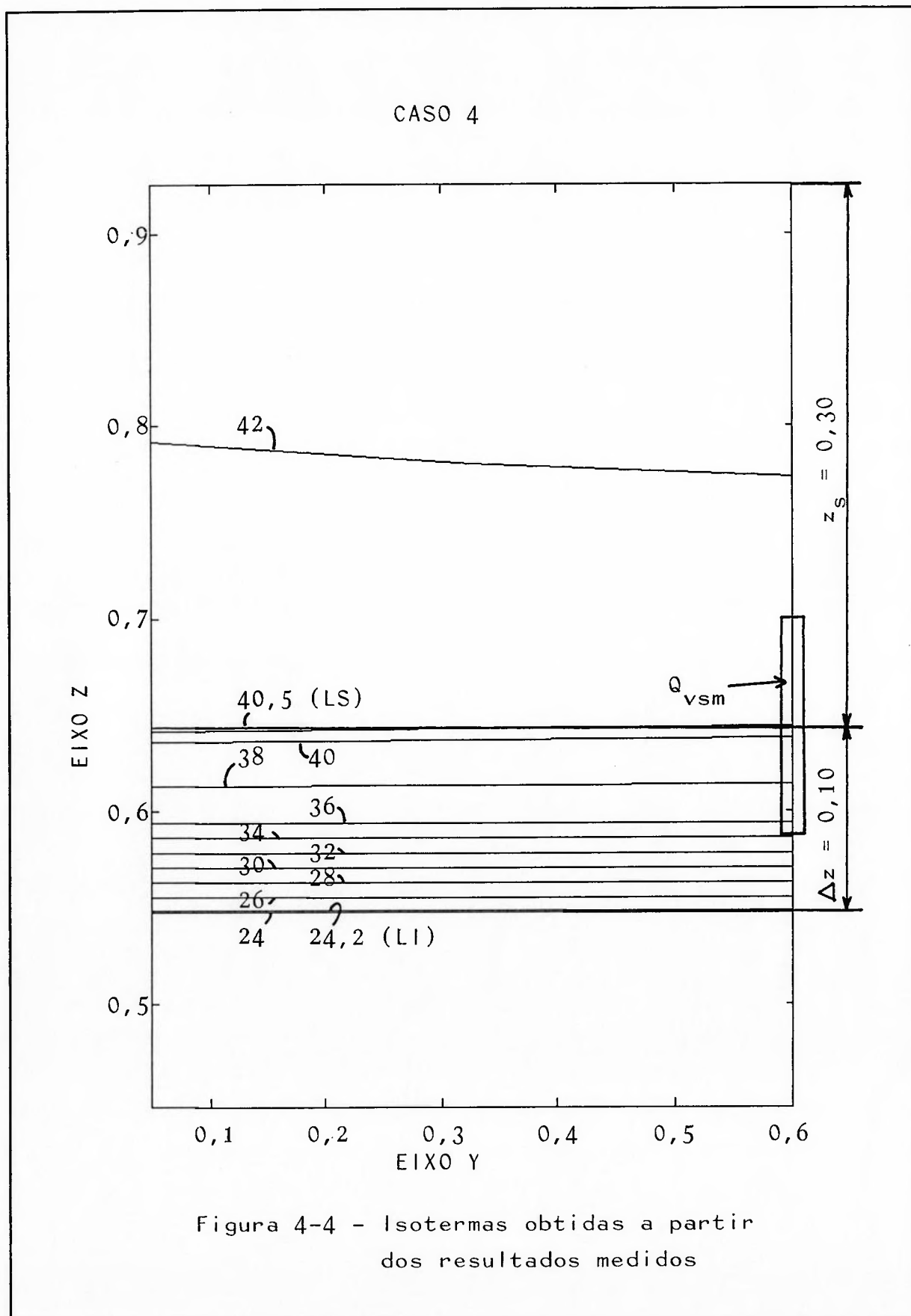


Figura 4-4 - Isothermas obtidas a partir dos resultados medidos

superior. A temperatura medida pelo termopar T4 é 33,2 °C. Este valor está próximo da temperatura da água na região inferior da saída lateral (que é de aproximadamente 34 °C), como ocorreu nos casos anteriores. A água quente fornece aproximadamente 830 watts e a vazão Q_{vsm} retira cerca de 610 watts (73 % do total) da piscina. As perdas de calor por difusão para o ar e para a água fria estão em torno de 220 watts (27 %).

A camada quente mantém-se estável apesar do aumento da vazão Q_{wepm} , e as isotermas mantém, de uma maneira geral, a mesma cota z ao longo do eixo y .

Caso 5

Na tabela 4-6 está a tabela com os dados medidos para o caso 5.

A água fria entra a 18,2 °C e a água quente está a 41,0 °C. O limite inferior da região de transição é 19,2 °C e o limite superior é 36,4 °C. Na figura 4-5 estão algumas isotermas para o caso 5.

A região de transição tem comprimento $\Delta z = 0,19$ m, $z_{ti} = 0,52$ m, $z_{ts} = 0,71$ m e a camada quente tem espessura $z_s = 0,24$ m. Observa-se que aproximadamente 80 % da região de transição está situada abaixo da saída lateral superior. A temperatura medida pelo termopar T4 é de 35,9 °C.

A estratificação térmica na piscina mantém-se estável neste caso, e as isotermas seguem aproximadamente a mesma cota z ao longo do eixo y , como ocorreu nos casos anteriores. A energia fornecida por Q_{vem} é aproximadamente 710 watts e cerca de 620 watts (87 % do total) são retirados por Q_{vsm} . Assim, estima-se

Tabela 4-6 - Tabela com as temperaturas medidas ($^{\circ}\text{C}$) e as vazões para o caso 5.

	A	C	E	G	K
a	38.9	38.8	38.8	38.7	38.6
b	38.8	38.7	38.7	38.7	38.6
c	38.5	38.6	38.5	38.5	38.6
d	38.3	38.2	38.2	38.3	38.4
e	37.9	37.8	37.9	37.9	37.9
f	35.8	35.6	35.6	35.5	35.7
g	30.2	30.1	30.3	30.3	30.7
h	25.0	24.7	25.2	25.2	25.6
i	20.2	20.2	20.3	20.4	20.8
j	18.2	18.2	18.4	18.2	18.3
k	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1

$$T1 = 41.0$$

$$T2 = 18.2$$

$$T3 = 18.2$$

$$T4 = 35.9$$

$$Q_{wepm} = 284 \text{ L/H}$$

$$Q_{vem} = 15 \text{ L/H}$$

$$Q_{vsm} = 15 \text{ L/H}$$

$$Q_{wspm} = 284 \text{ L/H}$$

que 90 watts (13 %) são perdidos por difusão de calor para o ambiente e para a água fria.

4.2 Comparação dos Resultados

Na tabela 4-7 estão resumidos os resultados experimentais comentados anteriormente para os cinco casos ensaiados. Estão relacionados na tabela a espessura da região de transição, sua cota inferior e superior, a espessura da camada quente, a energia fornecida pela água quente, a energia retirada pela saída lateral superior, a energia difundida para a água fria e perdida para o ambiente, e a porcentagem da região de transição que fica abaixo

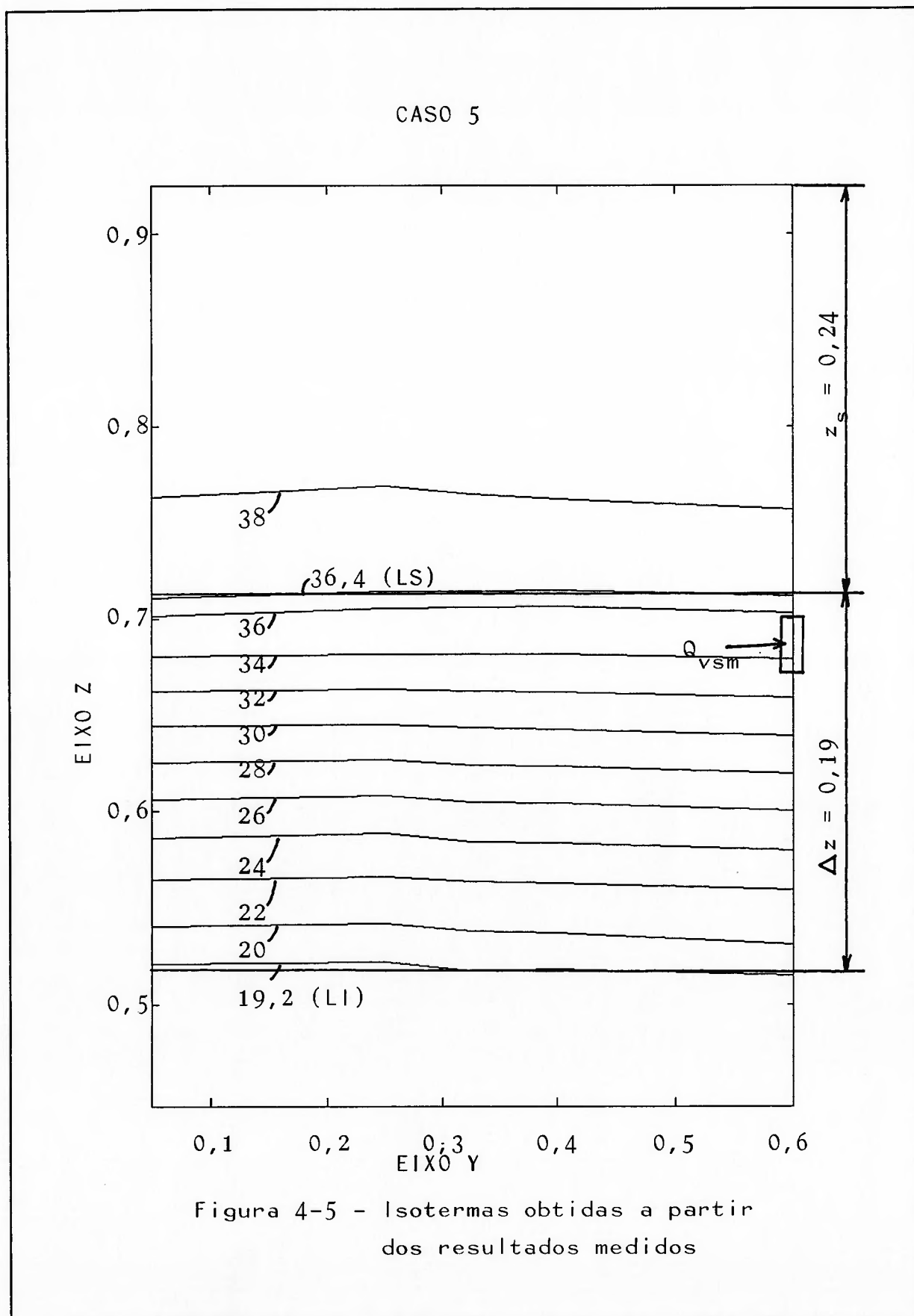


TABELA 4-7

Comparação dos resultados das experiências

	Δz (m)	z_{ti} (m)	z_{ts} (m)	z_s (m)	EF (W)	EL (W)	EDA (W)	%
Caso 1	0,19	0,46	0,65	0,30	680	600 (88%)	80 (12%)	67
Caso 2	0,10	0,50	0,60	0,35	900	760 (84%)	140 (16%)	87
Caso 3	0,08	0,51	0,59	0,36	280	260 (93%)	20 (7%)	100
Caso 4	0,10	0,55	0,65	0,30	830	610 (73%)	220 (27%)	37
Caso 5	0,19	0,52	0,71	0,24	710	620 (87%)	90 (13%)	80

Nomenclatura: Δz ⇒ espessura da região de transição;

z_{ti} ⇒ cota do limite inferior da região de transição;

z_{ts} ⇒ cota do limite superior da região de transição;

z_s ⇒ espessura da camada de água quente;

EF ⇒ energia fornecida à piscina através da água quente;

EL ⇒ energia retirada da piscina através da saída lateral;

EDA ⇒ energia difundida para a água fria e perdida para o ambiente;

% ⇒ porcentagem da região de transição que fica abaixo da saída lateral.

da saída lateral superior.

A comparação dos resultados será dividida em grupos para auxiliar a sua compreensão.

a) Casos 1, 2, 3 e 4.

Em relação ao caso 1, que corresponde aos parâmetros adotados com nominais para a operação do modelo, os casos 2, 3 e 4 correspondem a situações que tendem a desestabilizar a camada de água quente. Para os casos 2 e 4 houve um aumento da vazão de água fria pelo piso (Q_{wepm}) e para o caso 3 reduziu-se a quantidade de energia fornecida para estratificar o escoamento. Em relação ao caso 1, para os outros três casos houve uma redução da espessura da região de transição (ver Δz na tabela 4-7). Δz para os casos 2 e 4 (0,10 m) ficou igual e para o caso 3 (0,080 m) ficou um pouco menor.

É interessante observar que, considerando os valores de Δz , z_{ti} , z_{ts} e z_s , os casos 2 e 3 são semelhantes nos resultados, apesar de partirem de variações bem distintas das variáveis independentes consideradas. A região de transição nos casos 2 e 3 tem comprimento $\Delta z = 0,10$ m e $\Delta z = 0,08$ m, e $z_{ti} = 0,50$ m e $z_{ti} = 0,51$ m, respectivamente.

Para todos estes casos observa-se que a posição da saída lateral superior é fundamental para determinar a posição da região de transição. Nos casos 1, 2 e 3, grande parte da região de transição está abaixo da saída lateral. No caso 4, cerca de 37 % de Δz está abaixo desta saída. Porém, em todos os casos, a região de transição praticamente não ultrapassa o limite superior da saída lateral.

b) Casos 1, 2 e 4

Em relação ao caso 1, que corresponde aos parâmetros adotados como nominais para a operação do modelo, nos casos 2 e 4 houve um aumento gradual da vazão de saída de água pelo piso (Q_{wepm}).

No caso 2 em relação ao caso 1, a cota do limite inferior da região de transição subiu 0,04 m e a região de transição ficou mais estreita, com $\Delta z = 0,19$ m para o caso 1 e $\Delta z = 0,10$ m para o caso 2. Logo, a camada quente ficou com a espessura maior do que no caso 1. A porcentagem da energia difundida para a água e perdida para o ambiente aumentou de 12 % para 16 %, como era esperado devido ao maior fluxo de água fria.

No caso 4, a cota inferior da região de transição subiu 0,09 m em relação ao caso 1, ou seja, mais do que em relação ao caso 2. Porém, a espessura da camada quente para o caso 4 (0,30 m), está mais próxima do caso 1 (0,30 m) do que o caso 2 (0,35 m). A espessura da região de transição para o caso 4 permaneceu praticamente a mesma do caso 2. A porcentagem da energia difundida para a água e perdida para o ambiente aumentou de 16% no caso 2 para 27 % no caso 4.

Conclui-se que à medida que aumenta a vazão Q_{wepm} , o limite inferior da região de transição (z_{ti}) sobe. Porém, a relação com a espessura da camada quente (z_s) não segue a mesma tendência. Para o caso 2 esta espessura aumentou em relação ao caso 1, mas para o caso 4 esta espessura permaneceu praticamente constante em relação ao caso 1. Com relação à espessura da região de transição (Δz), os casos 2 e 4 apresentaram valores praticamente iguais e menores do que o caso 1. Como era esperado, à medida que

se aumenta a vazão Q_{wepm} , aumenta a proporção de energia difundida para a água fria.

c) Casos 1 e 5

As variáveis de operação para o caso 5 são praticamente iguais às do caso 1, porém foi alterada a posição e a dimensão no eixo z da saída lateral. A parte inferior da saída lateral subiu aproximadamente 0,087 m e a sua parte superior ficou na mesma posição, logo, a altura da saída lateral foi reduzida de cerca de 0,115 m para 0,028 m. Dos dados da tabela 4-7, observa-se que a espessura da região de transição e a porcentagem de energia difundida para a água fria e perdida para o ambiente permaneceram praticamente iguais para o caso 1 e caso 5, porém, o limite inferior da região de transição subiu aproximadamente 0,06 m no caso 5 com relação ao caso 1. Este valor está compatível com a elevação da saída lateral superior.

A comparação destes dois casos indica a estreita relação entre a posição da saída lateral superior e a posição da região de transição. Indica também que a dimensão no eixo z da saída lateral parece não ter influência no tamanho e na posição da região de transição.

d) Conclusões gerais

A partir dos comentários anteriores, chegou-se às seguintes conclusões:

a) A camada quente permaneceu estável para todos os casos ensaiados. As tentativas para desestabilizá-la com o aumento da vazão de água fria pelo piso, ou com a diminuição da energia

fornecida para estratificar o escoamento, não surtiram efeito;

b) A cota do limite inferior da região de transição (z_{ti}) sobe com o aumento da vazão de água fria pelo piso;

c) A posição da saída lateral é fundamental para determinar a posição da região de transição e, conseqüentemente, para determinar a espessura da camada de água quente;

d) A dimensão no eixo z da saída lateral aparentemente não tem influência na posição ou no tamanho da região de transição;

e) A parcela da energia difundida para a água fria aumenta com o aumento da vazão de água fria pelo piso.

4.3 Análise de Incertezas

A análise de incertezas para os resultados medidos está apresentada de forma detalhada apêndice A no final deste trabalho. Na tabela 4-8 estão as incertezas globais de medição da temperatura com o termopar móvel (T5) para cada ponto de medição no modelo bidimensional com relação ao caso 1, onde realizou-se um tratamento estatístico sobre os resultados de oito medições. A incerteza de medição com o termopar móvel (T5), sem considerar os erros variáveis devido ao desvio padrão das medições, é +0,5;-1,0.

Os valores de incertezas na tabela 4-8 são mais elevados para as linhas i e j, devido aos elevados desvios padrão das medições para estas linhas (na tabela 4-2) - na linha i valores variam de $\pm 0,4^{\circ}\text{C}$ a $\pm 0,6^{\circ}\text{C}$ e na linha j variam de $\pm 1,0^{\circ}\text{C}$ a $\pm 1,2^{\circ}\text{C}$ (ver tabela 4-2). Os desvios padrão das medições para estas linhas são elevados devido a pequenas oscilações que foram

Tabela 4-8 - Tabela das incertezas (em °C) para cada ponto de medição no modelo bidimensional considerando o desvio padrão das medições para o caso 1.

+					
	A	C	E	G	K
a	0.7	0.7	0.6	0.7	0.7
b	0.7	0.7	0.7	0.6	0.6
c	0.7	0.9	0.7	0.6	0.6
d	0.9	0.8	0.8	0.6	0.6
e	0.8	0.6	0.7	0.5	0.7
f	0.8	0.7	0.8	0.7	0.6
g	0.7	0.6	0.8	0.7	0.6
h	0.7	0.8	0.6	0.8	0.7
i	1.4	1.5	1.4	1.6	1.1
j	2.9	2.8	2.5	2.5	2.8
k	0.6	0.9	0.6	0.8	0.7
-					
	A	C	E	G	K
a	1.0	1.1	1.0	1.0	1.1
b	1.0	1.0	1.1	1.0	1.0
c	1.0	1.2	1.1	1.0	1.0
d	1.2	1.1	1.1	1.0	1.0
e	1.2	1.0	1.1	1.0	1.1
f	1.1	1.0	1.1	1.0	1.0
g	1.0	1.0	1.1	1.0	1.0
h	1.0	1.1	1.0	1.2	1.0
i	1.6	1.7	1.6	1.7	1.4
j	3.0	2.9	2.6	2.7	2.9
k	1.0	1.2	1.0	1.1	1.1

observadas na posição da região de transição durante a tomada de dados. Estas oscilações não afetaram a estabilidade da camada de água quente, como pode ser deduzido do valor dos desvios padrão dos outros pontos de medição fora das linhas i e j (ver tabela 4-2), cujo valor máximo é $\pm 0,3$ °C. Fora das linhas i e j, a incerteza global indicada na tabela 4-8 é composta em grande parte por erros fixos (ver as fontes de erro para o termopar T5 na tabela A1 no apêndice A). Os erros fixos atingem de maneira uniforme todos os valores medidos, ou seja, têm influência nos valores absolutos das temperaturas, mas praticamente não influem

nos resultados e nas conclusões obtidas no que se refere à análise de estabilidade da camada térmica. Nesta análise considera-se apenas as diferenças de temperatura, como no caso do gradiente que forma a região de transição, e isto praticamente elimina os erros fixos do resultado final. Admite-se que os desvios padrão na região de transição obtidos para o caso 1 sejam equivalentes aos desvios padrão que seriam obtidos na região de transição de todos os outros casos experimentais ensaiados.

5. SIMULAÇÃO NUMÉRICA

As variáveis independentes que serviram de base para o caso 1 da simulação experimental foram utilizadas como dados de entrada para a análise numérica descrita neste capítulo.

Para realizar a simulação numérica utilizou-se um código computacional comercial que foi desenvolvido especialmente para o estudo de escoamentos com trocas de calor associados. Este programa utiliza o Método dos Volumes Finitos (MVF) para discretizar o conjunto das equações diferenciais que caracterizam o escoamento (o capítulo 4 apresentou as equações diferenciais básicas para este escoamento). No apêndice B está apresentado o conjunto das equações diferenciais básicas e as equações correspondentes discretizadas pelo método dos volumes finitos utilizadas pelo programa. Também está apresentado como é feito o tratamento das condições de contorno (velocidades, temperaturas, etc) e como elas devem ser fornecidas para definir o domínio de cálculo do problema.

Nas simulações numéricas apresentadas, utilizou-se o sistema de interpolação padrão apresentado pelo programa (esquema *upwind* totalmente implícito).

Foram realizadas várias simulações preliminares para analisar a influência de alguns parâmetros geométricos definidos para o modelo numérico nos resultados da simulação. Neste capítulo estão apresentados os melhores resultados obtidos nas simulações numéricas.

5.1 Equações Básicas

O escoamento na piscina do reator caracteriza-se por ser incompressível⁽¹⁾, laminar⁽²⁾, de baixa velocidade⁽³⁾ e em regime permanente⁽⁴⁾.

(1) As forças de empuxo presentes no escoamento, que são resultantes da diferença de densidade entre as camadas de água a diferentes temperaturas, serão consideradas nas equações de conservação da quantidade de movimento através da hipótese de Boussinesq (White, 1974).

(2) O escoamento na saída pela chaminé e na saída pelo piso da piscina é turbulento. Porém, como já foi comentado, o interesse principal do estudo ocorre na região da camada estratificada e na interface desta com a água fria da piscina. Nestas regiões o escoamento é predominantemente laminar, como mostrou o estudo feito no capítulo 2. Foi apresentada uma situação esperada para a configuração do escoamento dentro da piscina, que está representada na figura 2-2. Desta maneira, decidiu-se realizar as simulações numéricas considerando o escoamento em toda a piscina como sendo laminar. Supõe-se que este procedimento não vai afetar os resultados com relação à estabilidade da camada de água quente.

(3) Quando as velocidades no escoamento estão abaixo de 30 % da velocidade do som no meio considerado, então o escoamento é considerado de baixa velocidade (White, 1974), o que vai simplificar as equações de conservação.

(4) Supõe-se que quando a camada quente mantém-se estável o escoamento está em regime permanente.

Todas as equações são apresentadas para escoamento

monofásico, que é a situação do escoamento na piscina.

a) Equação da continuidade

Considerando primeiro a equação da continuidade na sua forma geral :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (5.1)$$

Para regime permanente, o termo transitório desaparece. E para escoamento incompressível, $\nabla \rho = 0$. Logo, a equação acima fica:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (5.2)$$

b) Equação da conservação de momento

Considerando agora a equação da quantidade de movimento (equações de Navier-Stokes):

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla p + \rho \vec{g} + \nabla \cdot \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (5.3)$$

Nesta equação, o termo

$$\lambda \frac{\partial u_k}{\partial x_k} = \lambda \nabla \cdot \vec{V} \quad (5.4)$$

não está presente porque ele é nulo para este escoamento incompressível. Aqui é importante comentar que as diferenças de densidade que geram as forças de empuxo são introduzidas nas equações através da hipótese de Boussinesq. O termo λ é o segundo coeficiente de viscosidade.

Pela hipótese de Boussinesq, a densidade é calculada através da seguinte expressão:

$$\rho = \rho_0 + \Delta\rho \approx \rho_0 (1 - \beta\Delta T) \quad (5.5)$$

onde β = coeficiente de expansão volumétrica, dado por:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial\rho}{\partial T} \right)_p \quad (5.6)$$

Considerando-se o sistema de coordenadas indicado na figura 1-1, a equação da conservação do momento, para este escoamento incompressível, laminar e em regime permanente fica:

$$\rho_0 (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = -\nabla p - \rho_0 g (1 - \beta(T - T_0)) \vec{k} + \nabla \cdot \tau_{ij} \quad (5.7)$$

onde

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (5.8)$$

c) Equação da energia

A equação da energia na sua forma geral é:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \nabla \cdot (k \cdot \nabla T) + \Phi \quad (5.9)$$

onde

$$\Phi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2 \right] + \lambda \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right)^2 \quad (5.10)$$

Para um escoamento em regime permanente, a baixa velocidade e com calor específico a pressão constante c_p constante, a equação da energia pode ser escrita (Patankar, 1980):

$$\nabla \cdot (\rho \cdot \vec{V} \cdot T) = \nabla \cdot \left(\frac{k}{c_p} \cdot \nabla T \right) + \frac{S_h}{c_p} \quad (5.11)$$

onde

S_h = taxa volumétrica de geração de calor (W/m^3).

As equações (5.2), (5.7) e (5.11) são as equações diferenciais básicas que regem o fenômeno em estudo. O conjunto formado pelas equações diferenciais discretizadas, equações auxiliares e condições de contorno é então resolvido através do código computacional para fornecer os campos de temperatura e velocidade do escoamento na piscina do reator.

5.2 Resultados da Análise Numérica.

Todas as simulações numéricas foram feitas utilizando a opção bidimensional presente no programa. O plano da simulação é o $y-z$. As paredes perpendiculares ao eixo x no modelo são adiabáticas, impedem o fluxo de massa e não tem atrito.

a) Condições de contorno para a simulação

Na figura 5-1 está um dos modelos simulados. As entradas e saídas de água na piscina estão indicadas com a mesma nomenclatura apresentada na figura 1-2. Todas as variáveis correspondem ao caso 1 (ver tabela 3-3) que foi ensaiado experimentalmente. Por I1 e I2 entra a água fria pelo piso, com

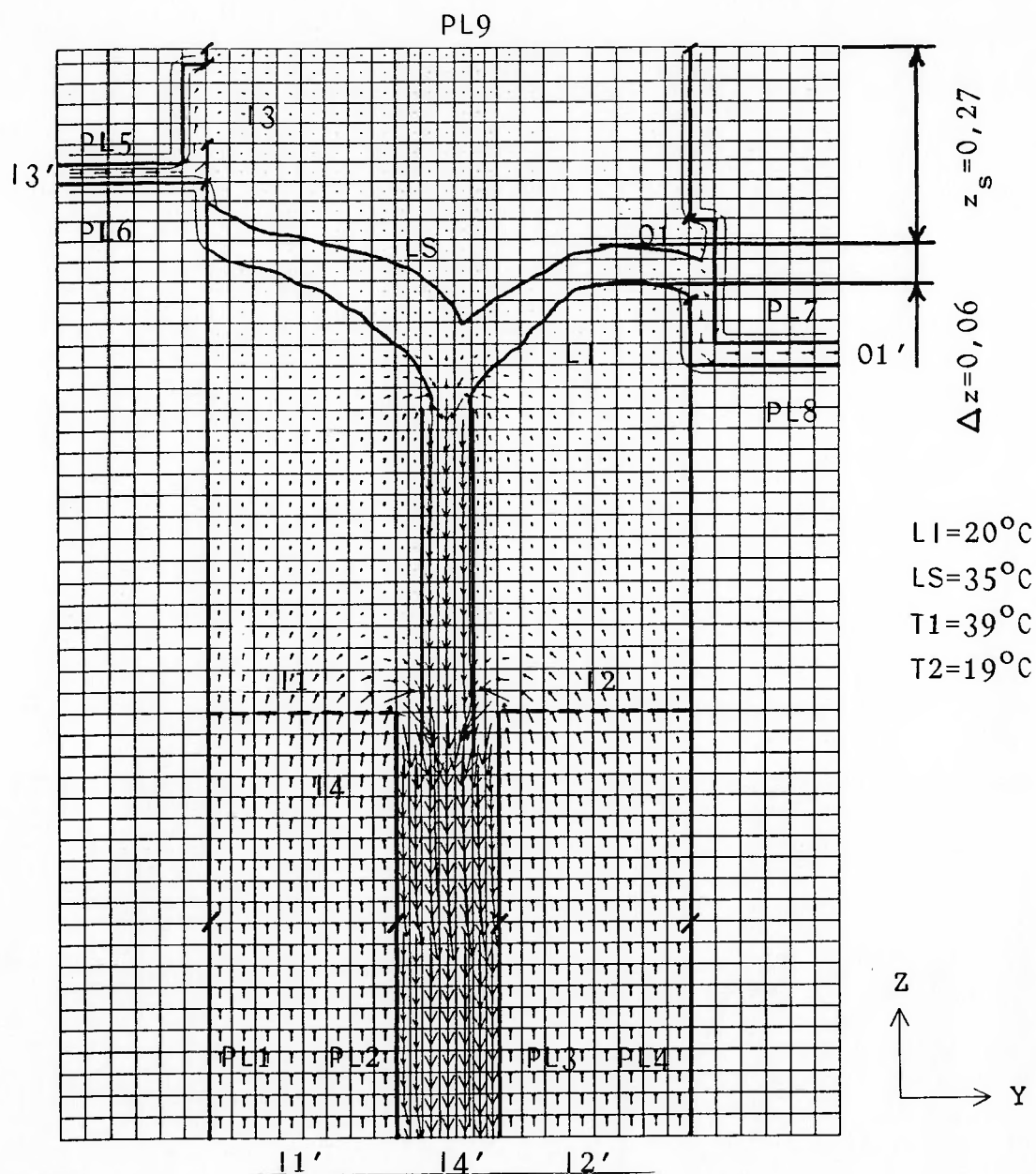


Figura 5-1 - Simulação numérica 1

velocidade $w_{epm} = 1,58 \times 10^{-3}$ m/s. A temperatura da água fria foi arredondada para 19°C (19,2°C para o caso 1). Por I3 entra a água quente com velocidade $v_{em} = 4,53 \times 10^{-4}$ m/s e temperatura 39°C (39,4°C para o caso 1). Por I4 sai a água pelo piso e pela

chaminé. Nesta saída, como acontece no modelo em acrílico, existe a comunicação entre a saída pela chaminé e a saída pelo piso, desta forma simula-se exatamente o que ocorre na experiência. A velocidade nesta saída é $w_{spm} = w_{scm} = 6,73 \times 10^{-3}$ m/s. Em O1, que corresponde à saída lateral superior, a velocidade é $v_{sm} = v_{em} = 4,53 \times 10^{-4}$ m/s. Estes são os dados das condições de contorno para todas as simulações numéricas apresentadas neste capítulo.

O efeito das forças de empuxo presentes no escoamento devido à variação de densidade da água foi introduzido no modelo numérico através da hipótese de Boussinesq.

b) Geometria do modelo

Na figura 5-1 observa-se que a malha de cálculo abrange uma região maior do que o domínio da piscina propriamente dito. Isto é necessário para que as condições de contorno para a velocidade sejam definidas corretamente. As velocidades para a simulação foram calculadas a partir das vazões do modelo experimental para o caso 1 dividindo a vazão pela área associada no modelo. Logo, não se sabe a priori o perfil de velocidade nas entradas e saídas do modelo experimental. Desta maneira não se pode definir um perfil de velocidades uniforme nas entradas e saída do modelo numérico. Simulações preliminares indicaram que os resultados obtidos definindo-se velocidades uniformes nas áreas I1, I2, I3, I4 e O1 (figura 5-1) não estavam adequados. Desta maneira, estendeu-se o domínio de cálculo e definiu-se velocidades nas entradas I1', I2', I3', I4' e O1' (velocidade uniforme) de maneira que estas velocidades multiplicadas pelas áreas associadas a elas fornecessem os valores corretos para as vazões.

Nas paredes adjacentes às entradas assim definidas o atrito foi desativado. Estas paredes estão indicadas na figura 5-1 por PL1, PL2, PL3, PL4, PL5, PL6, PL7 e PL8. A parede indicada por PL9 na figura 5-1 também não tem atrito, de maneira a simular a superfície livre da piscina. Todas as paredes são adiabáticas.

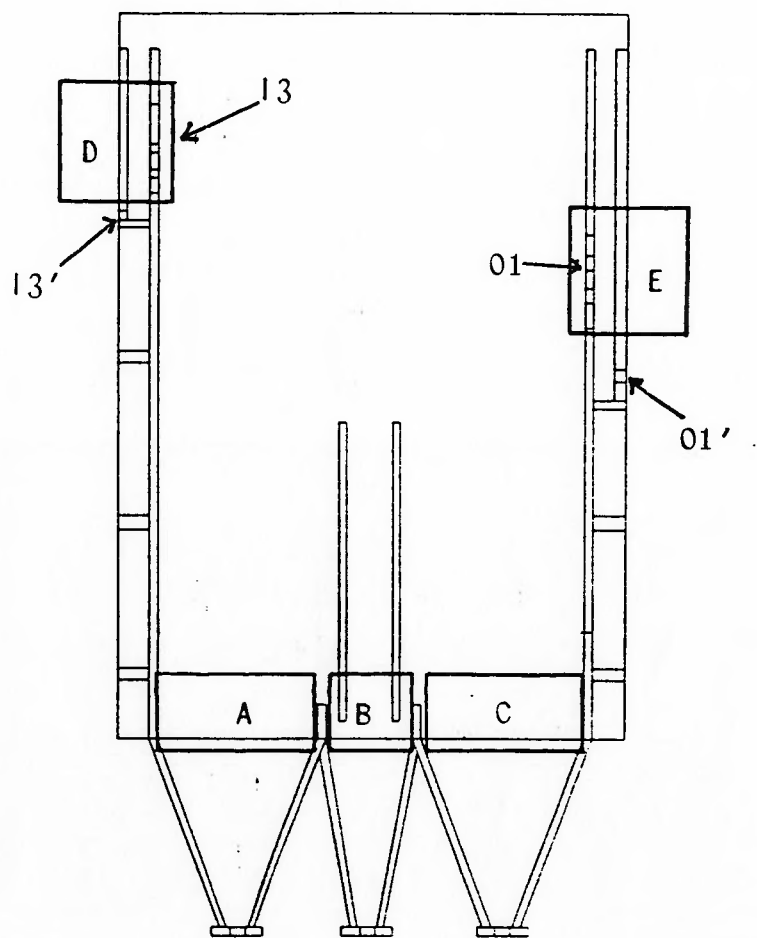


Figura 5-2 - Entradas e saídas de água no modelo 2D

A configuração da entrada de água quente para a simulação (entre I3 e I3' na figura 5-1) e a saída lateral superior (entre

01 e 01') é semelhante ao que ocorre no modelo bidimensional em acrílico, como pode ser visto na figura 5-2 nas regiões indicadas pelas letras D e E.

O modelo da figura 5-1 tem 35 células no eixo y e 52 células no eixo z (total de 1820 células). A dimensão média das células no eixos y e z é de aproximadamente 0,030 m. O domínio de cálculo da figura tem 1050 m no eixo y e 1546 m no eixo z.

c) Simulação

A simulação foi conduzida na opção regime permanente, escoamento laminar, utilizando a hipótese de Boussinesq para representar as forças de empuxo da água quente, com a resolução acoplada do campo de velocidade e do campo de temperatura. Estabeleceu-se dois critérios de parada, pelo número de iterações ou pelo valor do resíduo. Observou-se nas simulações preliminares que para os modelos com o mesmo número de células do modelo da figura 5-1, o resíduo das velocidades, pressão e temperatura se estabilizava quando eram atingidas aproximadamente 100 iterações. O valor final dos resíduos foi de aproximadamente 1×10^{-7} por célula para as velocidades e 1×10^{-10} por célula para a temperatura. Como as menores velocidades no modelo são da ordem de 1×10^{-4} e as menores temperaturas da ordem de 1×10^1 , admitiu-se que estes valores para os resíduos indicavam um nível de convergência adequado para a simulação. Os resultados da figura 5-1 foram obtidos para 100 iterações.

d) Resultados

Na figura 5-1 está o campo de velocidades resultante,

indicado pelos vetores velocidade. Nesta figura foram desenhadas as isotermas que definem a região de transição e a camada de água quente, como foram definidas para os resultados experimentais. O limite inferior da região de transição (indicado por LI na figura 5-1) é a isoterma de 20°C e o limite superior (indicado por LS) é a isoterma de 35°C, que são os mesmos valores para o caso 1 experimental.

Observa-se que estas isotermas não mantêm a mesma cota z ao longo do eixo y , como aconteceu no caso experimental. A espessura da região de transição é de aproximadamente $\Delta z = 0,06$ m do lado direito do modelo (ver figura 5-1). A espessura da camada quente é $z_s = 0,27$ m. Para o caso experimental 1, $\Delta z = 0,19$ m e $z_s = 0,30$ m. Logo, apesar da espessura da região de transição no modelo numérico ser bem menor do que no modelo experimental, a diferença entre a espessura da camada de água quente obtida na simulação numérica com relação ao valor medido é de aproximadamente 10 %. Na figura 5-1, observa-se também que a posição da saída lateral superior (O1) determina a posição da região de transição, da mesma maneira que aconteceu no modelo experimental.

e) Nova simulação numérica

Na figura 5-3 está outro modelo numérico que foi testado. As condições de contorno de vazões e de temperaturas são as mesmas do modelo anterior. A única modificação foi a introdução dos degraus nas posições A, B e C, indicadas na figura 5-3. Estes degraus têm por objetivo aproximar os cones de acrílico no modelo bidimensional (ver figura 5-2, onde estão indicadas as

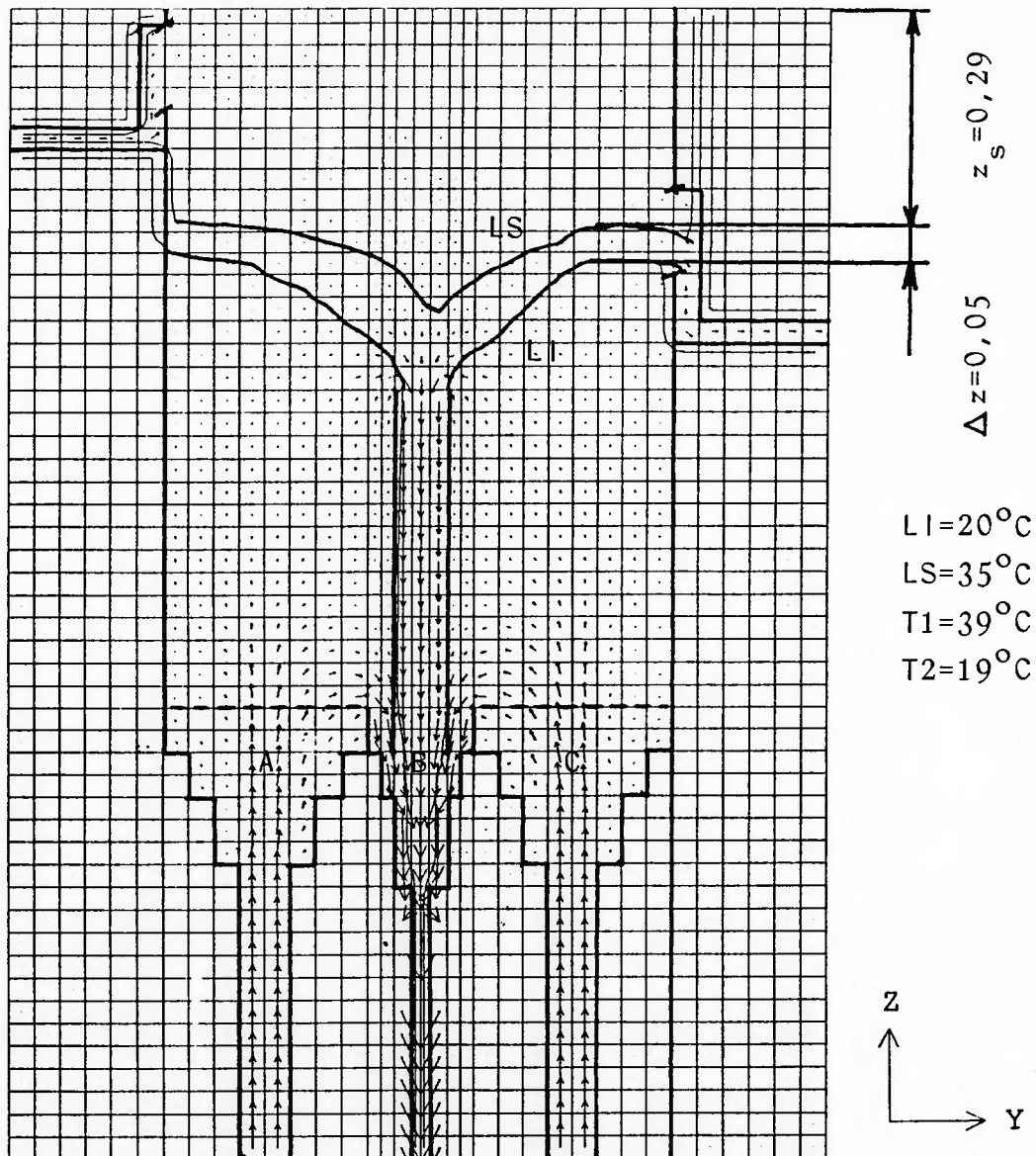


Figura 5-3 - Simulação numérica 2

regiões A, B e C correspondentes ao modelo numérico). Os resultados da figura 5-3 correspondem a 100 iterações de cálculo. Novamente estão desenhados o campo de velocidades e as isothermas que definem a região de transição. A isoterma inferior (LI) com

temperatura de 20°C e a isoterma superior (LS) com temperatura de 35°C.

Os resultados são muito semelhantes àqueles que foram obtidos para a simulação anterior. Observa-se que as isotermas não mantêm a mesma cota z ao longo do eixo y , como aconteceu no caso experimental. A espessura da região de transição é $\Delta z = 0,05$ m e a espessura da camada quente é $z_s = 0,29$ m. A diferença entre a espessura da camada de água quente obtida na simulação numérica com relação ao valor medido na experiência é de aproximadamente 3 %. Ou seja, esta simulação também apresentou resultados muito bons com relação à determinação da espessura da camada de água quente. Outro ponto concordante com os resultados experimentais, é que a posição da saída lateral superior, como ocorreu também na simulação numérica anterior, determina a posição da região de transição.

f) Simulação com a malha refinada

Com relação ao modelo apresentado na figura 5-3, multiplicou-se o número de células em y e em z por quatro. A figura 5-4 apresenta a nova malha de cálculo. São 140 células no eixo y e 208 células no eixo z , totalizando 29120 células. O tamanho médio das células é de 7,5 milímetros de lado. Todas as outras condições de contorno geométricas, de velocidades e de temperaturas são iguais ao que foi apresentado para a simulação da figura 5-3. O tempo de cálculo aumentou consideravelmente, assim como os requisitos de memória do computador.

Na figura 5-4 estão desenhadas as isotermas inferior (LI a 20°C) e superior (LS a 35°C) que definem a região de transição.

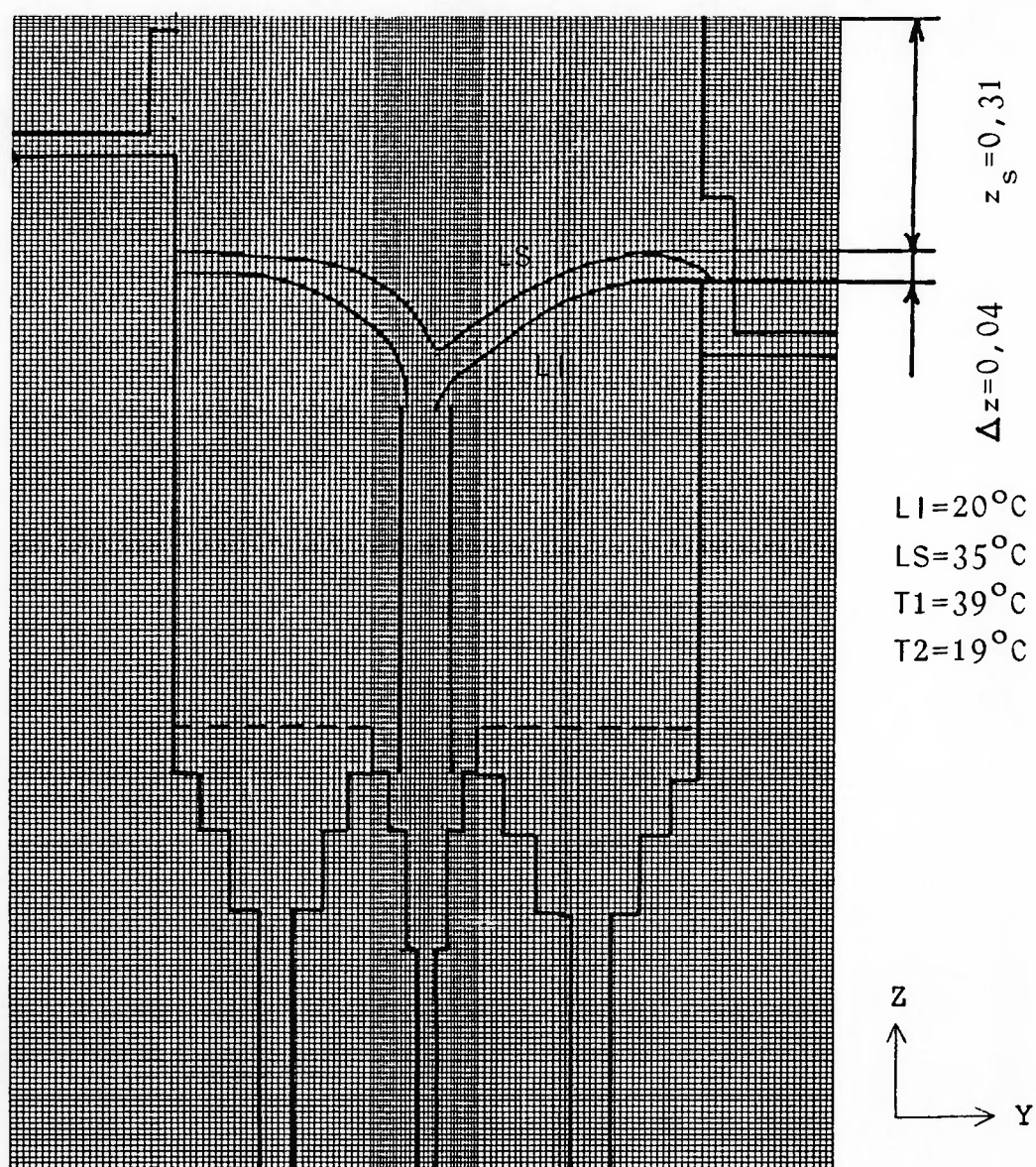


Figura 5-4 - Simulação numérica 3

Observa-se que a região de transição, como nas simulações anteriores, não mantém a mesma cota z ao longo do eixo y . A espessura da região de transição $\Delta z = 0,04$ m (ver figura 5-4) ficou menor do que para as simulações anteriores. Porém, a

espessura da camada quente $z_s = 0,31$ m continua próximo do valor obtido experimentalmente (0,30 m), com uma diferença de aproximadamente 3 % com relação ao resultado experimental.

g) Conclusões das simulações

Na tabela 5-1 estão resumidos os resultados mais importantes das simulações numéricas apresentadas neste capítulo. Para efeito de comparação também está indicado o caso experimental 1 que foi a base a partir da qual foram obtidas as variáveis para as simulações numéricas.

Os pontos importantes de concordância entre os resultados experimentais para o caso 1 e as simulações numéricas são:

a) A camada de água quente mantém-se estável no caso experimental e nas simulações numéricas;

b) A espessura da camada de água quente foi prevista com uma boa aproximação entre o valor obtido nas simulações e o valor experimental (10 % para a simulação da figura 5-1 e 3 % para as simulações das figuras 6.2 e 8.A);

c) A saída lateral superior determina a posição da região de transição nas simulações numéricas, da mesma maneira que ocorre no ensaio experimental.

Os pontos discordantes são:

a) A espessura da região de transição é menor nas simulações numéricas do que no ensaio experimental (ver tabela 5-1);

b) A região de transição não mantém a mesma cota z ao longo do eixo y , o que não ocorre no ensaio experimental.

Estes pontos discordantes podem estar relacionados com as condições de contorno fornecidas para a simulação. A priori não

TABELA 5-1

Comparação dos resultados da simulação numérica

	A	B	C	D
1. Camada quente estável?	sim	sim	sim	sim
2. Valor de z_s (m)	0,30	0,27	0,29	0,31
3. Valor de Δz (m)	0,19	0,06	0,05	0,04
4. Saída lateral superior determina posição da região de transição?	sim	sim	sim	sim
5. Região de transição mantém cota z constante?	sim	não	não	não

Legenda: A - Resultados experimentais do caso 1. Ver figura 4-1;
 B - Resultados da simulação numérica apresentada na figura 5-1;
 C - Resultados da simulação numérica apresentada na figura 5-3;
 D - Resultados da simulação numérica apresentada na figura 5-4.

se conhece o perfil de velocidade e temperatura nas entradas e saídas da piscina. Assim, estimou-se uma configuração geométrica para o modelo numérico que aproximasse a geometria real do modelo e foram fornecidas velocidades médias correspondentes às vazões de entrada e saída do modelo. A utilização de informações mais precisas sobre os perfis de velocidade e temperatura na definição das condições de contorno pode melhorar ainda mais os resultados das simulações numéricas.

De uma maneira geral, considerando os pontos concordantes entre o modelo experimental e os modelos numéricos, o programa utilizado mostrou-se adequado para verificar a estabilidade da camada de água quente na piscina do reator, mesmo utilizando uma malha computacional não muito refinada, como a que está indicada nas figuras 5.18 e 6.2, e considerando o escoamento como sendo laminar em todo o domínio de cálculo. Os resultados das simulações numéricas permitem estimar a espessura da camada de água quente que se forma no modelo experimental com uma boa aproximação.

6. CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS

6.1 Resultados Experimentais

A partir dos resultados experimentais dos cinco casos ensaiados, que estão identificados na tabela 3-3, obteve-se as seguintes conclusões:

a) A camada quente permaneceu estável para todos os casos ensaiados. As tentativas para desestabilizá-la com o aumento da vazão de água fria pelo piso, ou com a diminuição da energia fornecida para estratificar o escoamento, não surtiram efeito;

b) A cota do limite inferior da região de transição (z_{ti}) sobe com o aumento da vazão de água fria pelo piso;

c) A posição da saída lateral é fundamental para determinar a posição da região de transição e, conseqüentemente, para determinar a espessura da camada de água quente;

d) A dimensão no eixo z da saída lateral aparentemente não tem influência na posição ou no tamanho da região de transição;

e) A parcela da energia difundida para a água fria aumenta com o aumento da vazão de água fria pelo piso.

6.2 Resultados das Simulações Numéricas

Foram constatados vários pontos concordantes entre os resultados das simulações e da experiência com o modelo bidimensional. A tabela 5-1 resume as comparações realizadas.

Os pontos importantes de concordância entre os resultados experimentais para o caso 1 e as simulações numéricas são:

a) A camada de água quente mantém-se estável no caso experimental e nas simulações numéricas;

b) A espessura da camada de água quente foi prevista com uma boa aproximação entre o valor obtido nas simulações e o valor experimental (10 % para a simulação da figura 5-1 e 3 % para as simulações das figuras 5-3 e 5-4);

c) A saída lateral superior determina a posição da região de transição nas simulações numéricas, da mesma maneira que ocorre no ensaio experimental.

Os pontos discordantes são:

a) A espessura da região de transição é menor nas simulações numéricas do que no ensaio experimental (ver tabela 5-1);

b) A região de transição não mantém a mesma cota z ao longo do eixo y , o que não ocorre no ensaio experimental.

Apesar das discordâncias apresentadas, os pontos de concordância entre os resultados numéricos e o experimental são muito importantes e indicam que o código computacional utilizado mostrou-se adequado para analisar a estabilidade da camada de água quente no modelo bidimensional da piscina do reator, mesmo utilizando uma malha computacional não muito refinada, como a que está indicada nas figuras 5-1 e 5-3, e considerando o escoamento como sendo laminar em todo o domínio de cálculo. Os resultados das simulações numéricas permitem estimar a espessura da camada de água quente que se forma no modelo experimental com uma boa aproximação.

6.3 Considerações Finais

O estudo do escoamento no reator de piscina realizado neste trabalho apresenta muitas limitações. O escoamento dentro da piscina é complexo, como foi comentado no capítulo 2. Existem regiões onde o escoamento é laminar e onde o escoamento é turbulento. Vários fenômenos estão envolvidos, como escoamento entre camadas estratificadas, trocas de calor entre as camadas estratificadas, trocas de calor com o meio ambiente e regiões de interface entre escoamento laminar e escoamento turbulento. Da análise dimensional desenvolvida no capítulo 2 verificou-se a necessidade de considerar parâmetros adimensionais diferentes para considerar fenômenos diferentes.

Realizando uma análise crítica do trabalho apresentado, são sugeridas as seguintes linhas de atuação para desenvolver mais em profundidade esta pesquisa:

a) Realizar uma experiência tridimensional, com um modelo mais detalhado do reator de piscina.

b) Considerar os parâmetros adimensionais para estudar as perdas de calor. Seria muito interessante estudar por quanto tempo a camada quente mantém uma espessura mínima para proteção após interromper o fornecimento de água quente. Esta é uma maneira de poupar energia para manter a piscina estratificada.

c) Considerar o parâmetro do número de Reynolds para verificar a influência do escoamento turbulento na entrada da chaminé e na entrada e saída de água pelo piso na estabilidade da camada de água quente. Deve ser lembrado que igualar o número de Reynolds no protótipo e no modelo em escala reduzida pode exigir vazões muito elevadas e inviáveis de serem obtidas em

laboratório. Pode ser necessário utilizar um outro fluido de trabalho para a experiência.

d) Utilizar modelos bidimensionais para estudar fenômenos localizados dos escoamentos na região estratificada e nas interfaces dos escoamentos laminares e turbulentos.

e) Realizar simulações numéricas considerando o calor perdido para o ar em contato com a superfície da água e o calor perdido pelas paredes do modelo de acrílico.

f) Verificar numericamente o tempo que a camada de água quente mantém-se estável após interromper o fornecimento de água quente.

g) Realizar simulações numéricas tridimensionais, considerando o atrito das paredes perpendiculares ao eixo x no modelo bidimensional em acrílico.

h) Medir os campos de velocidades e temperaturas nas entradas e saídas principais do modelo experimental e utilizar os perfis obtidos como dados de entrada para a simulação numérica. Isto pode ajudar a melhorar ainda mais a concordância entre os resultados numéricos e os experimentais.

7. BIBLIOGRAFIA

- ABRAHAM, G.; EYSINK, W.D. Magnitude of interfacial shear in exchange flow. *Journal of Hydraulic Research*, v.9, n^o2, p.125-51, 1971.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **Supplement to performance test code, instruments and apparatus. Part 1 - Measurement Uncertainty.** New York, 1985. (ANSI, ASME PTC 19.1-1985).
- AVERKIEV, A.G.; KIND, K.YA.; MAKAROV, I.I. Approximate hydraulic modelling of stratified flows in cooling ponds. In: CONGRESS OF THE INTERNATIONAL ASSOCIATION FOR HYDRAULIC RESEARCH, 13., 1969. **Proceedings.** 1969. v.1, p.99-103.
- BOURGAREL, M.H.; SEGEL, M.P.; HUFFENUS, J.P. Study of stratification similitude laws in liquid hydrogen. In: Timmerhaus, K.D. **Advances in cryogenic engineering.** New York, New York Plenum Press, v.12, 1967, p.103-11.
- DENILOU, G. Higher power from pool reactors - hot water layer rises permissible levels. *Nuclear Engineering*, v.9, p.249-50, July, 1964.
- DESANDRE, C.; PORTE, P. Irradiation and fundamental research reactors. *Revue Generale Nucleaire*, n^o4, p. 338-46, Jul/Aug, 1992.
- GARAY, P.N. Bigger and better swimming pool reactors. *Nucleonics*, v.16, n^o6, 1958.
- HOLMAN, J.P. **Heat transfer.** 6.ed. New York, McGraw-Hill, 1986.
- SPARROW, E.M. Error estimates in temperature measurement. In: GOLDSTEIN, R.J.; Eckert, E.R.G. **Measurements in heat transfer,** 2.ed. Hemisphere, 1976.
- INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY. **Nuclear research: status and trends.** Viena, 1986.
- KOBUS, H. Fundamentals. In: **Hydraulic modeling.** German Association for Water Resources and Land Improvement, 1980, p.1-23.
- KOBUS, H.; GRIMM-STRELE, J. River models for transport of matter and heat. In: Kobus, H. **Hydraulic modeling.** German Association for Water Resources and Land Improvement, 1980, p.71-91.
- LEROUGE, B.; HUFFENUS, J.P.; LAMBERT, P. Les remontées d'eau active dans la piscine du réacteur Osiris. *La Houille Blanche*, n^o8, p.711-24, 1968.

- MAJEWSKI, W. Laboratory investigation on heat transfer in thermally stratified flow. In: CONGRESS OF INTERNATIONAL ASSOCIATION FOR HYDRAULIC RESEARCH, 14., Paris, 1971. **Proceedings.** 1971. v.1, p.207-16.
- MARKOFFSKY, M. Basin and reservoir models. In: Kobus, H. **Hydraulic modeling.** German Association for Water Resources and Land Improvement, 1980, p.93-110.
- McCLIMANS, T.A.; SAEGROV, S. River plume studies in distorted froude models. **Journal of Hydraulic Research**, v.20, nº1, p.15-27, 1982.
- NOVAK, P.; CABELKA, J. **Models in hydraulic engineering.** London, Pitman Advanced Publishing Program, 1981.
- PASQUALETTO, H.; SOUZA, J.A.de. **Estudos visando a redução dos níveis de radiação na superfície do reator IEA-R1.** São Paulo, Instituto de Energia Atômica, 1975. (Informação IEA nº43)
- PATANKAR, S.V. **Numerical heat transfer and fluid flow.** New York, Hemisphere-McGraw-Hill, 1980.
- PINHEIRO, A.C.F.B. **O estado da arte da modelagem física de jatos e plumas térmicas em lagos e grandes reservatórios.** São Paulo, 1993. 168p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- WHITE, F.M. **Viscous fluid flow.** New York, McGraw-Hill, 1974.

APÊNDICE A - ANÁLISE DE INCERTEZAS**METODOLOGIA**

Neste apêndice serão identificadas as fontes de erros associados aos parâmetros de entrada da experiência e à medição do campo de temperaturas com o termopar móvel para que se possa determinar as incertezas associadas ao campo de temperaturas medido.

No levantamento dos dados experimentais, são necessárias de 4 a 5 horas para que o campo de temperaturas se estabilize. O levantamento deste campo de temperaturas utilizando valores medidos para 55 pontos dentro da piscina leva aproximadamente 30 minutos.

Variáveis independentes da medição

As variáveis independentes para a experiência foram apresentadas no item 3.2 e são: Q_{wepm} , Q_{vem} , Q_{vsm} , T_1 , T_2 .

As variáveis dependentes são T_3 , T_4 , T_5 .

A relação funcional entre as variáveis independentes e as variáveis dependentes para o escoamento na piscina não é possível de ser obtida de maneira analítica. A relação entre as incertezas destes dois tipo de variáveis é feita de maneira numérica, ou seja, o reflexo das oscilações das variáveis independentes nas variáveis dependentes (resultados medidos) constitui a avaliação das incertezas associadas. A seguir está a tabela A1 que relaciona as fontes de incerteza para cada variável considerada.

Tabela A1 - Fontes de erro das variáveis

	Erro fixo	Erro variável
A. Q_{wepm} (L/H):		
1. Calibração	$\pm 0,20$	-
2. Leitura da escala	$\pm 1,00$	-
Valor Total:	$\pm 1,02$	
B. Q_{vem} (L/H):		
1. Calibração	$\pm 0,30$	-
2. Leitura da escala	$\pm 0,20$	-
Valor Total:	$\pm 0,36$	
C. Q_{vsm} (L/H):		
1. Calibração	$\pm 0,30$	-
2. Leitura da escala	$\pm 0,20$	-
Valor Total:	$\pm 0,36$	
D. T1 (°C):		
1. Condução pelo fio	+1,08;-0,00	-
2. Milivoltímetro	$\pm 0,25$	-
3. Conversão para temperatura	+0,38;-0,00	-
4. Referência no gelo	$\pm 0,05$	-
Valor Total:	+1,17;-0,25	
E. T2 (°C):		
1. Condução pelo fio	$\pm 0,00$	-
2. Milivoltímetro	$\pm 0,25$	-
3. Conversão para temperatura	+0,38;-0,00	-
4. Referência no gelo	$\pm 0,05$	-

Valor Total: +0,46;-0,25

F. T3 (°C):

1. Condução pelo fio	±0,00	-
2. Milivoltímetro	±0,25	-
3. Conversão para temperatura	+0,38;-0,00	-
4. Referência no gelo	±0,05	-

Valor Total: +0,46;-0,25

G. T4 (°C):

1. Condução pelo fio	+1,08;-0,00	-
2. Milivoltímetro	±0,25	-
3. Conversão para temperatura	+0,38;-0,00	-
4. Referência no gelo	±0,05	-

Valor Total: +1,17;-0,25

H. T5 (°C):

1. Condução pelo fio	+0,00;-0,89	-
2. Milivoltímetro	±0,25	-
3. Conversão para temperatura	+0,38;-0,00	-
4. Referência no gelo	±0,05	-
5. Posicionamento (±1mm)	-	±0,15
6. Desvio padrão das medições	-	Variável

Valor Total: +0,51;-0,95 (*)

(*) - Valor Total sem considerar o item H.6. O desvio padrão das medições está na tabela 4-2. O valor total da incerteza para a medição com o termopar T5, considerando o item H.6, está na tabela 4-8.

As referências para obter os valores acima estão a seguir:

- A.1, B.1, C.1 - dados do fabricante;
- A.2, B.2, C.2 - dados estimados;
- D.1, E.1, F.1, G.1, H.1 - efeito aleta do termopar no meio onde ele está instalado. Ver neste apêndice no item A.1;
- D.2, E.2, F.2, G.2, H.2 - erro de medição do milivoltímetro utilizado. Dados do fabricante do equipamento;
- D.3, E.3, F.3, G.3, H.3 - erro de conversão de milivolts para °C utilizando tabela padrão. Ver neste apêndice no item A.2;
- D.4, E.4, F.4, G.4, H.4 - erro do termômetro de mercúrio utilizado para controlar a temperatura da junta fria. Valor estimado de incerteza baseado na escala do aparelho;
- H.5 - erro devido ao posicionamento do termopar móvel na piscina. Valor estimado de um erro de posicionamento na piscina, considerando o caso 1, na região do campo de temperaturas onde ocorre o maior gradiente térmico (na tabela 4-1, coluna C, entre as linhas i e j).
- H.6 - desvio padrão de cada posição de medição. Está relacionado com as oito medições realizadas para o caso 1 estudado. Os desvios padrão para cada posição estão na tabela 4-2.

Adota-se que todos os valores de incerteza estimados correspondem a um intervalo de confiança de 95 %. O procedimento seguido é o que está descrito na norma ASME PTC 19.1-1985. O **Valor Total** para a incerteza global de cada variável é calculado através da seguinte expressão:

$$\sum \sqrt{B_i^2 + (t.S_i)^2} \quad (1)$$

onde B_i - erros fixos;
 S_i - erros variáveis;
 t - coeficiente t de Student para a amostra considerada. No caso, considerando oito tomadas de dado para cada ponto de medição a amostra tem 7 graus de liberdade e $t=2,365$ (ASME PTC 19.1-1985).

Admite-se que os desvios padrão na região de transição obtidos para o caso 1 sejam equivalentes aos desvios padrão que seriam obtidos na região de transição de todos os outros casos experimentais ensaiados.

A.1 - Estimativa de Erros de Medição de Temperaturas com os Termopares

Na medição do campo de temperaturas com os termopares ocorrem erros de medição inerentes à própria configuração de montagem dos termopares no campo de escoamento. Na figura A1.1

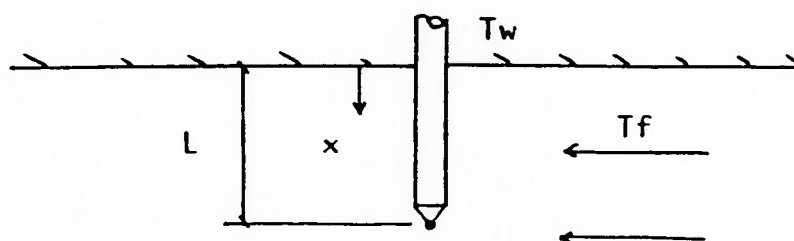


Figura A1.1 - Termopar no escoamento

está indicado esquematicamente um termopar posicionado para medição. O termopar está fixado em uma parede com temperatura T_w . O fluido está a uma temperatura T_f , que se deseja determinar. A junção do termopar está a uma distância L da parede. Desta configuração observa-se que o termopar atua como se fosse uma aleta engastada na parede a temperatura T_w e imersa em um fluido a temperatura T_f . A temperatura que está sendo registrada T_{tc} pelo termopar é diferente da temperatura do fluido porque ocorre a condução de calor pelo fio. Outra fonte de erro é a radiação de calor que ocorre entre a parede e a ponta do fio termopar.

a) Erro de medição devido à condução

Resolvendo analiticamente o problema da condução na aleta apresentada na figura A1.1 (ver Holman, 1986), para um escoamento incompressível, obtém-se a expressão que relaciona a temperatura

medida pelo termopar (T_{tc}) com a temperatura do fluido no escoamento (T_f):

$$\frac{T_{tc} - T_f}{T_w - T_f} = \frac{1}{\cosh [(\overline{k.A.R})^{-1/2} . L]} \quad (2)$$

onde

R = resistência térmica entre o fio e o fluido;

$\overline{k.A}$ = condutibilidade térmica vezes a área dos fios termopares.

b) Erro de medição devido à radiação

Considerando a figura A1.1, e supondo que a ponta do termopar é um corpo cinzento para a troca de calor por radiação, supondo que a parede é um corpo negro, e admitindo que o fluido é um meio não-participante, pode-se definir um coeficiente de troca de calor por radiação (h_{rad}) no mesmo formato do coeficiente de troca de calor por convecção (ver Sparrow, 1976):

$$h_{rad} = \frac{\epsilon . \sigma . (T_{tc}^4 - T_w^4)}{T_{tc} - T_w} \quad (3)$$

onde ϵ = emissividade da superfície cinzenta;

σ = constante de Stefan-Boltzmann;

c) Erro na medição de temperatura para os termopares fixos nas entradas e saídas da piscina

- Termopar na entrada de água quente (T1)

Para o termopar que mede a temperatura na entrada de água quente (T1), um esquema da sua configuração de montagem está na figura A1.2. A figura A1.3 mostra um corte da seção do fio

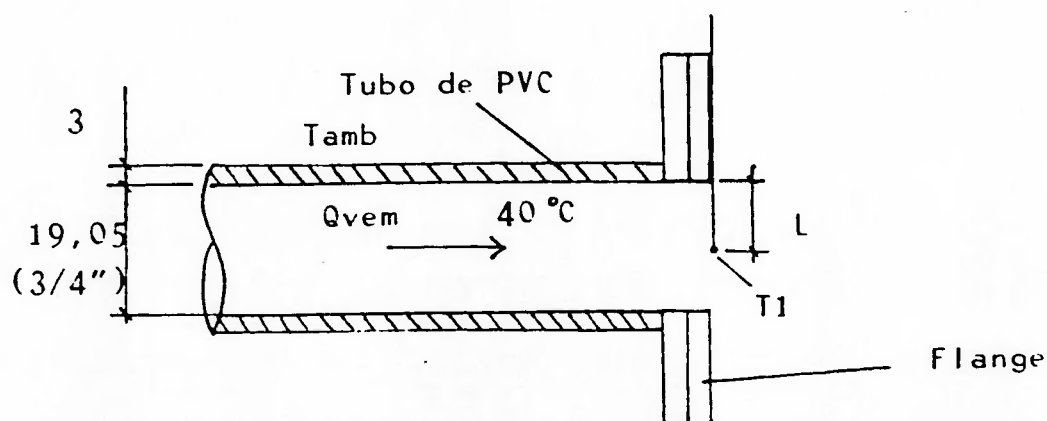


Figura A1.2 - Termopar T1 na entrada de água quente

termopar com seu isolamento padrão de fibra de vidro e com a

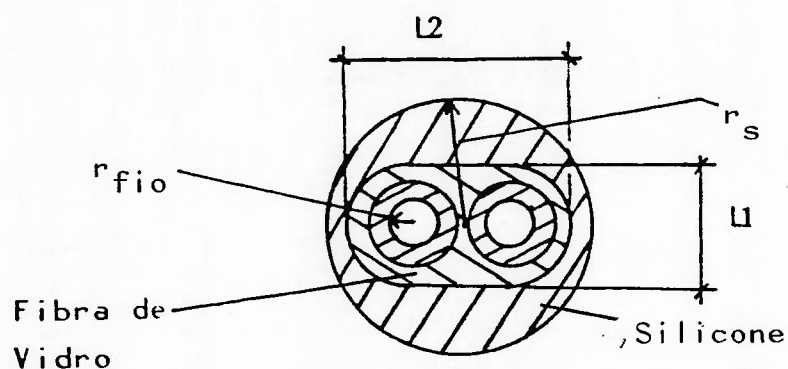


Figura A1.3 - Corte do fio termopar

proteção de silicone. A resistência térmica é calculada por:

$$R = \frac{1}{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_s} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_{i1}} + \frac{\ln(r_s/r_e)}{2 \cdot \pi \cdot k_s} \quad (4)$$

onde:

h = coeficiente de convecção entre o fluido e o fio

termopar (4313 W/m².°C, valor calculado a seguir);

r_s = raio externo da camada de silicone protetora do fio
(1,5x10⁻³ m);

r_e = raio externo equivalente da proteção de fibra de vidro
calculado através da expressão $r_e = (L1+L2)/4$, onde L1
e L2 são as dimensões do fio termopar indicadas na
figura A1.3 (Sparrow, 1976) (L1 = 0,7 mm; L2 = 1,1 mm;
 $r_e = 4,5 \times 10^{-4}$ m);

r_i = raio interno equivalente da proteção de fibra de vidro
calculado através da expressão $r_i = 2^{1/2} \cdot r_{fio}$, onde r_{fio}
é o raio dos fios termopares (Sparrow, 1976)
($r_{fio} = 0,2$ mm; $r_i = 1,414 \times 10^{-4}$ m);

k_{i1} = condutibilidade térmica do isolamento de fibra de
vidro dos fios termopares (0,038 W/m.°C);

k_s = condutibilidade térmica do silicone
($k_s = 0,168$ W/m.°C).

O coeficiente h é calculado através da seguinte expressão
para calcular o número de Nusselt para a convecção entre o fio
termopar e o fluido (Holman, 1986):

$$Nu_f = (0,35 + 0,56 \cdot Re_f^{0,52}) \cdot Pr_f^{0,3} \quad (5)$$

onde Nu = número de Nusselt;
 Re = número de Reynolds;
 Pr = número de Prandtl.

Para a vazão $Q_{vem} = 15,0$ L/H, a velocidade da água é $1,46 \times 10^{-2}$ m/s no tubo de PVC. Com as propriedades da água a 40 °C, o número de Reynolds é $Re_f = 420$ e o número de Prandtl é $Pr_f = 4,3$. Observar que as propriedades deveriam ser calculadas com as temperaturas de filme, que é a média entre a temperatura da parede e a temperatura do fluido que estão em contato, porém utilizou-se diretamente a temperatura do fluido, o que não vai provocar erro significativo nesta estimativa. Assim $Nu_f = 20,6$ e, como a condutibilidade da água é $0,628$ W/m.°C e o diâmetro do fio mais silicone é aproximadamente 3 mm, o coeficiente de convecção é $h = 4313$ W/m².°C.

Substituindo os valores na equação (4), obtém-se a resistência térmica para a ponta do termopar T1 que está dentro do tubo de PVC:

$$R=6,014$$

Na equação (2) o termo $k.A$ é calculado por:

$$\overline{k.A} = 2 \cdot k_{fio} \cdot A_{fio} = 1,4444 \times 10^{-5} \quad [W.m/°C] \quad (6)$$

onde k_{fio} = condutibilidade térmica do fio
 (230 W/m.°C);

A_{fio} = área de cada fio do termopar
 $(3,1416 \times 10^{-8} \text{ m}^2)$.

Para a configuração da figura A1.2 o valor de L é $9,525 \times 10^{-3}$ metros.

- Cálculo da temperatura da parede do tubo de PVC

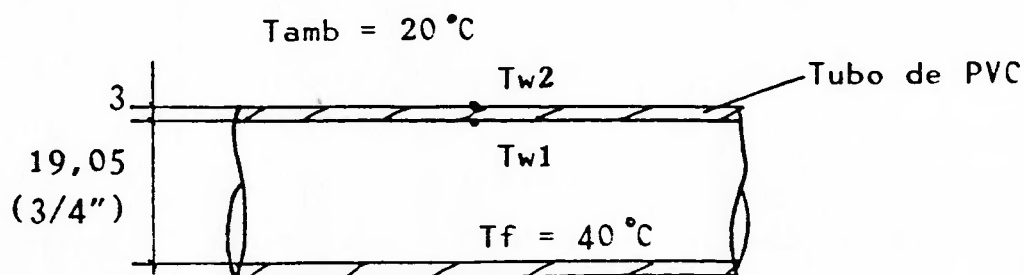


Figura A1.4 - Estimativa da temperatura da parede do tubo de PVC

Para estimar a temperatura da parede do tubo de PVC, realiza-se o balanço térmico para uma seção do tubo. Na figura A1.4 está esquematizado um trecho do tubo de PVC. Inicialmente supõe-se que a temperatura interna da parede é $T_{w1} = 35^\circ\text{C}$ e a temperatura externa é $T_{w2} = 30^\circ\text{C}$. A temperatura da água que escoou pelo tubo é $T_f = 40^\circ\text{C}$ e a temperatura do ambiente é $T_{\text{amb}} = 20^\circ\text{C}$. A condutibilidade térmica para o tubo é de aproximadamente $0,2 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$. Considera-se que fora do tubo ocorre somente convecção natural.

Para a convecção natural fora do tubo, o número de Nusselt pode ser calculado pela expressão abaixo (Holman, 1986):

$$Nu_f = C. (Gr_f \cdot Pr_f)^m \quad (7)$$

onde Gr_f = número de Grashof:

$$Gr_f = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_{amb}) \cdot d^3}{\nu^2} \quad (8)$$

onde

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (9)$$

Assim, $T_{w2f} = (T_{amb} + T_{w2})/2 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. As propriedades necessárias para os cálculos a $25 \text{ }^\circ\text{C}$ para o ar são:

$$\beta = 0,003356 \text{ K}^{-1}$$

$$\mu = 1,8462 \times 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$\nu = 15,69 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$C_p = 1005,7 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$$

$$k = 0,02624 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$$

Logo, $Gr_f \cdot Pr_f = 1,49 \times 10^4$ e, $C = 0,480$ e $m = 0,25$ (ver Holman, 1986). Da equação (7), obtém-se $Nu_f = 5,3$, e o coeficiente de convecção natural fora do tubo é

$$h_{w2} = 5,55 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$$

A velocidade da água dentro do tubo é $1,46 \times 10^{-2} \text{ m/s}$. As propriedades necessárias da água a $40 \text{ }^\circ\text{C}$ são:

$$\nu = 6,61 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0,628 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$$

Logo, o número de Reynolds é $Re_f = 421$, o que caracteriza um escoamento laminar. O número de Nusselt para este escoamento é $Nu_f = 4,364$ (Holman, 1986), e o coeficiente de convecção natural dentro do tubo é

$$h_{w1} = 143.9 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

O calor trocado através do tubo de PVC é calculado pela expressão a seguir:

$$q = \frac{T_f - T_{amb}}{\frac{1}{h_{w2} \cdot A_e} + \frac{\ln(r_{te}/r_{ti})}{2 \cdot \pi \cdot k_{tubo} \cdot L_t} + \frac{1}{h_{w1} \cdot A_i}} \quad (10)$$

onde

r_{te} = raio externo do tubo (12,53 mm);

r_{ti} = raio interno do tubo (9,53 mm);

k_{tubo} = condutibilidade térmica do tubo (0,2 W/m.°C);

L_t = comprimento de tubo considerado (1 m);

A_e = Área externa do tubo ($7,8697 \times 10^{-2}$ m);

A_i = Área interna do tubo ($5,9847 \times 10^{-2}$ m).

Logo, $q = 7,623 \text{ W}$.

Como

$$q = h_{w1} \cdot A_i \cdot (T_f - T_{w1}) \quad (11)$$

obtém-se $T_{w1} = 39,1 \text{ } ^\circ\text{C}$

Analogamente, $T_{w2} = 37,5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Com estes valores obtém-se uma estimativa para a temperatura média na parede de PVC:

$$T_w = 38,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

- Cálculo do erro de medição devido à condução pelo fio para o termopar T1

Substituindo na equação (2) os termos calculados, obtém-se:

$$\frac{T_{tc} - T_f}{T_w - T_f} = 0,637 \quad (12)$$

Considerando o valor de T_w calculado,

$$T_{tc} - T_f = -1,08 \text{ } ^\circ\text{C}$$

O valor de incerteza introduzido é assimétrico e corresponde a +1,08;-0 na leitura do termopar T1.

- Cálculo do erro de medição devido à radiação da parede para o termopar T1

Considerando a equação (3) e substituindo os valores:

$$\epsilon = 1 \text{ (situação mais crítica);}$$

$$\sigma = 5,669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4;$$

$$T_{tc} = 39,7 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (valor estimado);}$$

$$T_w = 38,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

obtém-se

$$h_{\text{rad}} = 1,35 \times 10^{-2} \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Este valor é bem menor do que o coeficiente de convecção para o fio termopar dentro do tubo $h = 4313 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. Logo, o erro introduzido na leitura do termopar devido à radiação é desprezível e não será considerado. Este erro é mais crítico para o termopar T1, devido à temperatura da água ser mais elevada. Assim, para todos os outros termopares este erro também não será considerado na análise de incertezas.

- Termopar na entrada de água pelo piso (T2) e na saída de água pelo piso (T3)

Para estes termopares a água está praticamente à temperatura ambiente e a taxa de convecção entre a ponta de medição do termopar e o fluido é elevada (velocidade da ordem de $7,70 \times 10^{-2} \text{ m/s}$ para T2 e $1,54 \times 10^{-1} \text{ m/s}$ para T3). Logo, o erro de medição devido à condução pelo fio para os termopares T2 e T3 é desprezível e não será considerado.

- Termopar na saída de água lateral superior (T4)

A temperatura nesta saída é mais baixa do que T1 e o coeficiente de convecção entre o fluido e a ponta do termopar é aproximadamente igual ao que foi calculado para a entrada de água quente, logo o erro devido à condução pelo fio termopar será menor do que ocorre para o termopar T1. Decidiu-se adotar como incerteza para a medição com T4 o mesmo valor calculado para o termopar T1. Está hipótese é conservativa. Logo, a incerteza

associada ao termopar T4 devido à condução pelo fio será $+1,08;-0$.

- Termopar móvel (T5)

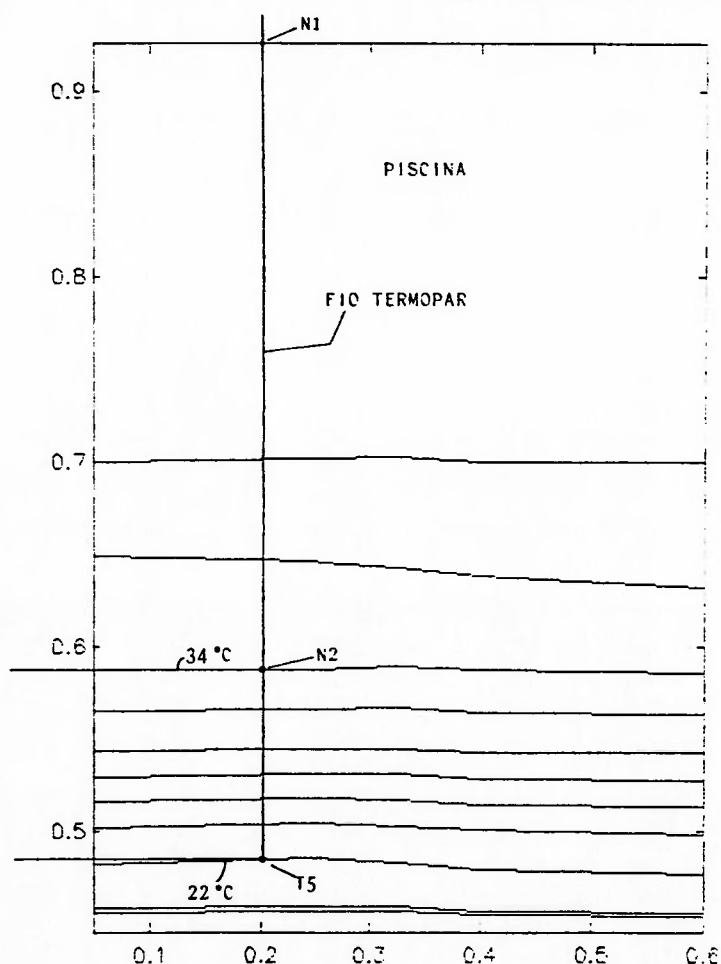


Figura A1.5 - Posição do termopar para a análise de incertezas

As condições de contorno para o termopar móvel (T5) não permitem caracterizá-lo da maneira que está indicada na figura A1.1. Durante o processo de medição, T5 fica submetido a diferentes condições de contorno que produzem erro, devido à condução pelo fio termopar, variável com a sua posição. A

situação crítica, que introduz um erro maior, ocorre quando a ponta do fio termopar está em uma região de grande gradiente térmico, o que vai aumentar a condução de calor pelo fio, aumentando o erro associado à medição. Adotou-se como situação crítica o posicionamento de T5 como está indicado na figura A1.5. Devido às condições de contorno estabelecidas para o fio termopar, não é possível utilizar uma expressão analítica como foi feito para os outros termopares. O fio que compõe o termopar móvel tem 4,5 metros de comprimento total. A junção do fio está dentro da piscina e a outra ponta está no banho de gelo. Entre os dois extremos, a parte do fio que está dentro da água está envolvida por um tubo plástico para protegê-la da umidade. Devido à complexidade das condições de contorno, a solução do problema para determinar a temperatura real na ponta do fio termopar T_{tc} foi feita numericamente utilizando o método dos volumes finitos, descrito por Patankar (1980). Para resolver o sistema de equações foi feito um programa de computador em linguagem Pascal, cuja listagem está neste apêndice. Como o diâmetro do fio é muito pequeno, supõem-se que no fio a condução de calor ocorre somente no sentido axial e nas camadas isolantes ao redor do fio a condução é somente radial. Desta maneira é possível tratar o problema de maneira unidimensional. A solução será a distribuição de temperaturas no fio termopar ao longo do seu eixo axial.

- Condições de contorno

Na figura A1.6 estão as condições de contorno para a situação crítica que será analisada. O objetivo é determinar a distribuição de temperaturas ao longo do fio termopar e

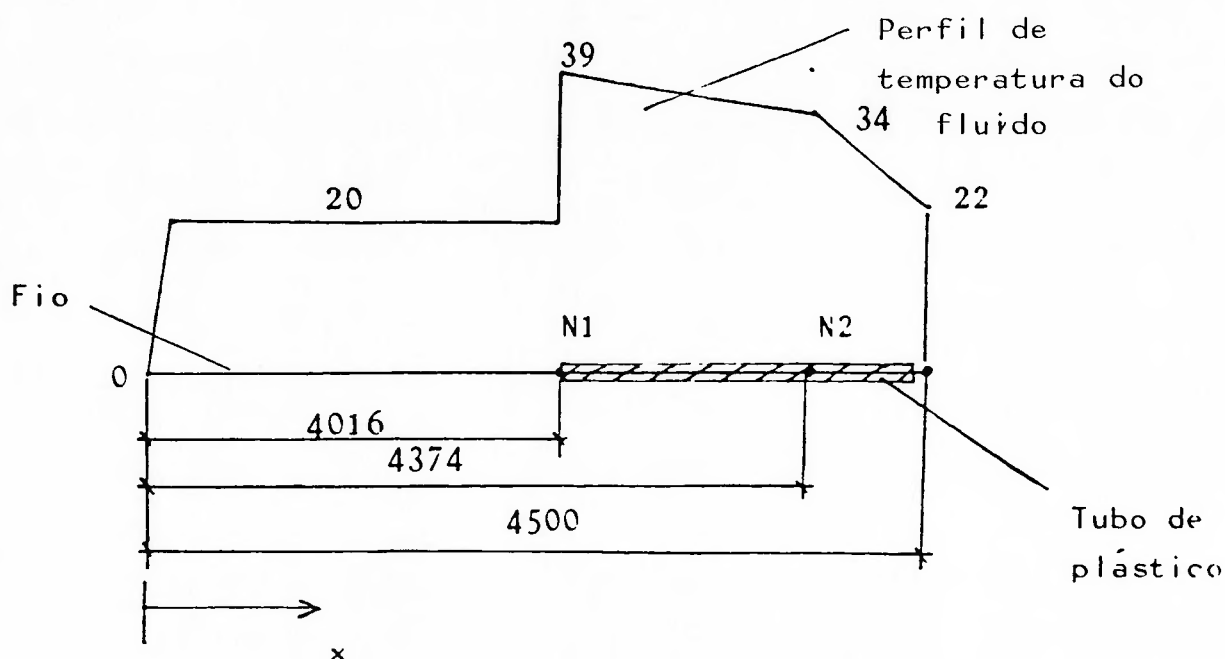


Figura A1.6 - Condição de contorno para o fio termopar T5

determinar a temperatura na sua junção de medição. A diferença entre esta temperatura e a temperatura do fluido que envolve a junção é a estimativa procurada para o erro de medição devido à condução pelo fio termopar móvel. A distribuição de temperaturas nas condições de contorno fornecidas ao programa para a resolução do problema é ligeiramente diferente daquela observada na figura A1.5, que representa a posição selecionada para a análise numérica. Isto apenas foi feito para simplificar a entrada das condições de contorno no programa de cálculo. Para a simulação foram fornecidos os perfis de temperatura ao longo do fio. Na figura A1.6 está representado este perfil. O tubo de plástico ABS que protege o fio contra a umidade também está indicado na figura A1.6. A figura A1.3 representa um corte da seção do fio termopar, com o isolamento de fibra de vidro interno e o tubo de ABS externo. A porção do fio que está fora da água possui apenas o

isolamento de fibra de vidro.

- Equações diferenciais para o sistema

Para os cálculos, adotou-se o eixo x que acompanha o fio termopar como a coordenada de cálculo. A equação diferencial para a condução de calor ao longo do fio está a seguir:

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{h.P}{2.k_{fio}.A_{fio}}.(T_s - T_a) = 0 \quad (13)$$

onde

T = temperatura ao longo de x;

h = coeficiente de convecção entre o fio e o meio externo;

P = perímetro externo do fio;

T_s = temperatura da superfície do fio em contato com o meio externo;

T_a = temperatura do meio externo em contato com o fio.

A energia perdida pelo isolamento em um comprimento dx de fio é:

$$dq = h.P.dx.(T_s - T_a) \quad (14)$$

A equação (14) representa a energia perdida pela superfície do fio para o meio ao redor. A energia conduzida através do isolamento tem que ser igual a dq calculado acima para satisfazer ao balanço de energia. A equação para a energia conduzida assume formas diferentes para a região do fio com o tubo de ABS e a

região do fio apenas com a proteção de fibra de vidro:

a. Equação para a região sem a proteção de ABS:

$$dq = \frac{T - T_s}{\frac{\ln(r_e/r_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_{i1} \cdot dx}} \quad (15)$$

b. Equação para a região com a proteção de ABS:

$$dq = \frac{T - T_s}{\frac{\ln(r_e/r_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_{i1} \cdot dx} + \frac{\ln(r_s/r_e)}{2 \cdot \pi \cdot k_{i2} \cdot dx}} \quad (16)$$

onde

r_s = raio externo do tubo de ABS ($1,65 \times 10^{-3}$ m);

r_e = raio externo equivalente da proteção de fibra de vidro
($4,5 \times 10^{-4}$ m);

r_i = raio interno equivalente da proteção de fibra de vidro
($1,4142 \times 10^{-4}$ m);

k_{i1} = condutibilidade térmica da fibra de vidro
($0,038$ W/m.°C);

k_{i2} = condutibilidade térmica do ABS ($0,25$ W/m.°C);

Os termos h e P na equação (14) também assumem formas diferentes nas duas regiões:

a. região sem a proteção de ABS (fio fora da água):

$$P = 2 \cdot \pi \cdot r_e;$$

$$h = 40,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \text{ (valor calculado no item a seguir).}$$

b. região com a proteção de ABS (fio dentro da água):

$$P = 2 \cdot \pi \cdot r_s;$$

$$h = 364,6 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \text{ (valor calculado no item a seguir).}$$

- Cálculo do coeficiente de convecção para o fio termopar para as regiões dentro e fora da água

a. região do fio fora da água

Para a região fora da água admite-se que só existe convecção natural. Utiliza-se a equação (7) para o ar supondo uma temperatura de filme de $21 \text{ }^\circ\text{C}$ (valor estimado através de simulações preliminares). As propriedades necessárias para o cálculo são:

$$\text{Pr}_f = 0,710;$$

$$k_{\text{ar}} = 0,02576 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C};$$

$$v = 15,16 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$\beta = 3,4014 \times 10^{-3} \text{ }^\circ\text{C}^{-1};$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2;$$

$T_w - T_{\text{amb}} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ (estimado através de simulações preliminares);

$d = 0,418 \text{ m}$ (comprimento da região do fio que está no ar e onde ocorre a maior taxa de troca de calor. Este valor foi estimado através simulações preliminares).

Com estes dados, obtém-se $\text{Gr}_f \cdot \text{Pr}_f = 2,259 \times 10^7$. De Holman (1986), $C = 0,59$ e $m = 0,25$ para a equação (7) e o valor obtido para o coeficiente de convecção natural é:

$$h_{\text{ar}} = 40,7 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C};$$

b. região do fio dentro da água

Para a troca de calor por convecção forçada dentro da água

utiliza-se a equação (5) definida anteriormente para um cilindro (fio termopar) e o fluido que escoar ao seu redor. As propriedades necessárias para os cálculos foram tomadas considerando uma temperatura de filme de 40 °C, ou seja, igual à temperatura da água quente e estão abaixo:

$$Pr_f = 4,30;$$

$$k_{\text{água}} = 0,628 \text{ W/m} \cdot \text{°C};$$

$$\nu = 6,61 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$d = 3,3 \times 10^{-3} \text{ m (diâmetro externo do tubo de ABS);}$$

$u_f = 4,85 \times 10^{-4} \text{ m/s}$ (velocidade da água ao redor do tubo de ABS. Este valor foi adotado como sendo a velocidade média na entrada da vazão Q_{vem}).

Com estes dados, obtém-se $Re_f = 2,421$ e o coeficiente de convecção é:

$$h_{\text{água}} = 364,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}.$$

- Equação diferencial para a região do fio fora da água

Igualando dq da equação (14) com dq da equação (15) obtém-se uma expressão com T_s . Isolando T_s e substituindo na equação (13) resulta a equação diferencial para esta região do fio:

$$\frac{d^2T}{dx^2} - C_1 \cdot (T - T_a) = 0 \quad (17)$$

onde

$$C_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_{i1}}{\ln(r_e/r_i)} \cdot \frac{1}{2 \cdot k_{fio} \cdot A_{fio}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{k_{i1}}{h_{ar} \cdot r_e \cdot \ln(r_e/r_i)}} \quad (18)$$

Substituindo os valores fornecidos, obtém-se:

$$C_1 = 5,114018 \times 10^3$$

- Equação diferencial para a região do fio dentro da água

Igualando dq da equação (14) com dq da equação (16) obtém-se uma expressão com T_s . Isolando T_s e substituindo na equação (13) resulta a equação diferencial para esta região do fio, que é igual à equação (17) acima, mas o termo C_1 fica:

$$C_1 = \frac{h_{\text{água}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_e}{2 \cdot k_{\text{fio}} \cdot A_{\text{fio}}} \cdot \frac{1}{1 + h_{\text{água}} \cdot r_e \cdot \left(\frac{\ln(r_e/r_i)}{k_{i1}} + \frac{\ln(r_s/r_e)}{k_{i2}} \right)} \quad (19)$$

Substituindo os valores fornecidos, obtém-se:

$$C_1 = 1,041850 \times 10^4$$

- Equação diferencial para a região do fio dentro da água e próxima da junção que mede a temperatura

Na região da ponta do termopar todos os isolamentos do fio foram removidos. Logo $T_s = T$, e a equação diferencial para esta região fica igual à equação (17), com o termo C_1 dado por:

$$C_1 = \frac{h_{\text{água}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i}{2 \cdot k_{\text{fio}} \cdot A_{\text{fio}}} \quad (20)$$

Substituindo os valores fornecidos, obtém-se:

$$C_1 = 2,243000 \times 10^4$$

- Método dos volumes finitos

A resolução numérica das equações diferenciais obtidas acima

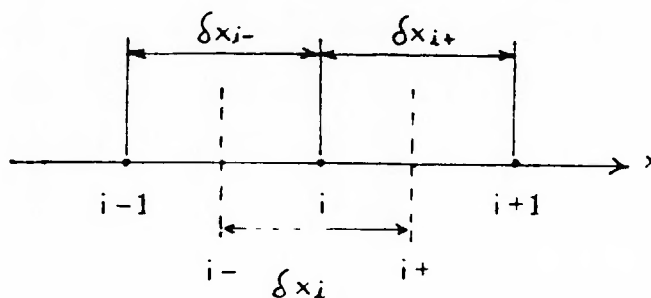


Figura A1.7a - Nomenclatura para a equação

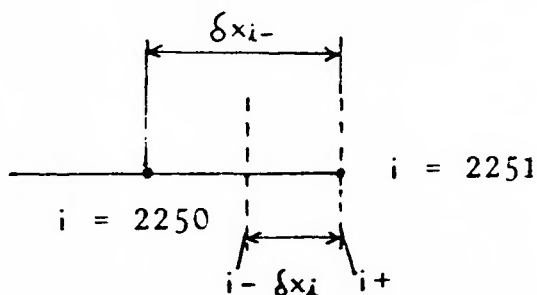


Figura A1.7b - Nomenclatura para a equação

com as condições de contorno já apresentadas foi feita utilizando o método dos volumes finitos (MVF), descrito por Patankar (1980). A malha de cálculo foi gerada com pontos ao longo do fio com espaçamento constante de 2 milímetros. A nomenclatura utilizada para as equações discretizadas está na figura A1.7. Nesta figura, com linhas tracejadas está indicado o volume de controle elementar que contém o ponto i .

Integrando a equação (17) entre $i-$ e $i+$, adotando variação linear da variável T entre os nós i para avaliar dT/dx e adotando T_i constante dentro do volume de controle elementar para avaliar o termo fonte, obtém-se a equação discretizada para a resolução do problema:

$$a_i \cdot T_i = b_i \cdot T_{i+1} + c_i \cdot T_{i-1} + d_i \quad (21)$$

onde

$$a_i = \frac{1}{\delta x_{i+}} + \frac{1}{\delta x_{i-}} + C_1 \cdot \delta x_i \quad (22)$$

$$b_i = \frac{1}{\delta x_{i+}} \quad (23)$$

$$c_i = \frac{1}{\delta x_{i-}} \quad (24)$$

$$d_i = C_1 \cdot Ta \cdot \delta x_i \quad (25)$$

Para o ponto $i = 2251$ (ponta do termopar), como não há o ponto $i+1$, e considerando a condição de contorno para a ponta do fio $dT/dx = 0$, que será comentada a seguir, os parâmetros da equação (21) são um pouco diferentes:

$$a_i = \frac{1}{\delta x_{i-}} + C_1 \cdot \delta x_i \quad (26)$$

$$b_i = 0 \quad (27)$$

Os termos c_i e d_i são iguais aos anteriores. O termo δx_i para $i = 2251$ também é um pouco diferente e está definido na figura A1.7b.

As condições de contorno para a equação (21) são:

1. para $i = 1, 2, 3 \Rightarrow T = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ (ponta do fio no gelo);

2. para $i = 2251 \Rightarrow dT/dx = 0$;
3. para $i = 4, \dots, 2250 \Rightarrow$ perfil de temperaturas representado na figura A1.6.

A condição de contorno 2 decorre da hipótese de que a área do fio na ponta é muito pequena, logo, a troca de calor por esta área é desprezível.

- Resolução do sistema de equações

O sistema de equações formado pela equação (21) e pelas condições de contorno acima, pode ser resolvido seguindo os passos a seguir:

1º

$$P_1 = \frac{b_1}{a_1} \quad , \quad Q_1 = \frac{d_1}{a_1} \quad (28)$$

onde, para $i = 1$: $a_1 = 1$, $b_1 = 0$, $c_1 = 0$ e

$$d_1 = T_1 = 0;$$

2º

$$P_i = \frac{b_i}{a_i - c_i \cdot P_{i-1}} \quad e \quad Q_i = \frac{d_i + c_i \cdot Q_{i-1}}{a_i - c_i \cdot P_{i-1}} \quad (29)$$

para $i = 2, 3, \dots, 2251$.

3º

$$T_{2251} = Q_{2251}$$

4º A partir de T_{2251} , para $i = 2250, 2249, \dots, 4, 3, 2$, calcular T_i através da expressão:

$$T_i = P_i \cdot T_{i+1} + Q_i \quad (30)$$

Todo este procedimento de cálculo foi implementado no programa que está listado neste apêndice. As condições de contorno já foram comentadas e estão na figura A1.6. Com estes dados obteve-se o arquivo de resultados que está na tabela A1.1.

Observa-se que a temperatura na junção do termopar (T_{tc}) é de 22,89 °C. A temperatura do fluido (T_f) neste ponto (ver figura A1.6) é 22 °C. Logo, $T_f = T_{tc} - 0,89$. Esta é a estimativa utilizada para a incerteza devido à condução de calor pelo fio para o termopar móvel (T5). A incerteza associada é +0;-0,89.

Tabela A1.1 - Resultados da simulação numérica para determinar a distribuição de temperaturas ao longo do fio termopar móvel (T5).

T(x)	= °C	
T(4500)	= 22.8902637	⇒ Temperatura na junção do termopar
T(4498)	= 22.8727561	(T_{tc}). A temperatura do fluido
T(4496)	= 22.9164596	neste ponto é de 22 °C.
T(4398)	= 31.6799782	Logo, $T_f = T_{tc} - 0,89$.
T(4198)	= 36.4581005	
T(4016)	= 30.2816488	
T(3998)	= 22.8412751	
T(3798)	= 20.0000722	
T(3598)	= 20.0000704	
T(3398)	= 20.0000704	
T(3198)	= 20.0000704	
T(2998)	= 20.0000704	
T(2798)	= 20.0000704	
T(2598)	= 20.0000704	
T(2398)	= 20.0000704	
T(2198)	= 20.0000704	
T(1998)	= 20.0000704	
T(1798)	= 20.0000704	
T(1598)	= 20.0000704	
T(1398)	= 20.0000704	
T(1198)	= 20.0000704	
T(998)	= 20.0000704	
T(798)	= 20.0000704	
T(598)	= 20.0000704	
T(398)	= 20.0000704	
T(198)	= 20.0000552	

Programa para o cálculo de distribuição de temperaturas ao longo do fio termopar móvel (T5).

```
program aleta;
type vetor=array [1..2251] of real;
var  T,Q,P,Ta  :vetor;
     Tf,Tff,
     a1,a2,
     b1,b2,
     a3,b3,
     a,b,c,d   :real;
     i,
     N1,N2,N3,
     X1,X2,X3,
     aux,aux1  :integer;
     arq       :text;
     arquivo   :string;

begin
arquivo:=ç:\language\pascal6\raleta31.pas';
assign(arq,arquivo);
rewrite(arq);
     a:=1;
     b:=0;
     c:=0;
     d:=0;

** Definição dos pontos onde serão fornecidas condições de
```

contorno. **

```
X1:=4016;
N1:=X1 DIV 2+1;
X2:=4374;
N2:=X2 DIV 2+1;
Tff:=22;
b1:=39;
b2:=34;
a1:=(b2-b1)/(X2-X1);
a2:=(Tff-b2)/(4500-X2);
```

** A temperatura do fluido ao longo do fio termopar é armazenada na variável Ta[i]. **

```
for i:=1 to 3 do Ta[i]:=0;
for i:=4 to N1 do Ta[i]:=20;
for i:=N1+1 to N2 do Ta[i]:=2*(i-N1)*a1+b1;
for i:=N2+1 to 2251 do Ta[i]:=2*(i-N2)*a2+b2;
```

** Cálculo de todos os valores de P e Q para cada ponto da malha gerada. São 2250 pontos que compõe a malha para o fio de 4500 mm, ou seja, um ponto a cada 2 mm. **

```
P[1]:=b/a;
Q[1]:=d/a;
for i:=2 to N1 do
  begin
```

```
a:=1010.228;
b:=500;
c:=500;
d:=5114.018*Ta[i]*0.002;
P[i]:=b/(a-c*P[i-1]);
Q[i]:=(d+c*Q[i-1])/(a-c*P[i-1])
end;
for i:=N1+1 to 2248 do
begin
a:=1020.837;
b:=500;
c:=500;
d:=1.04185e4*Ta[i]*0.002;
P[i]:=b/(a-c*P[i-1]);
Q[i]:=(d+c*Q[i-1])/(a-c*P[i-1])
end;
for i:=2249 to 2250 do
begin
a:=1044.859;
b:=500;
c:=500;
d:=2.242952e4*Ta[i]*0.002;
P[i]:=b/(a-c*P[i-1]);
Q[i]:=(d+c*Q[i-1])/(a-c*P[i-1])
end;
a:=522.43;
b:=0;
c:=500;
```



```
d:=2.2430e4*Ta[2251]*0.001;
P[2251]:=b/(a-c*P[i-1]);
Q[2251]:=(d+c*Q[i-1])/(a-c*P[i-1]);
```

```
** Aqui começa o cálculo das temperaturas a partir dos valores
de P e Q de cada ponto da malha. **
```

```
T[2251]:=Q[2251];
writeln(arq,'T(4500) = ',T[2251]:10:7);
i:=2250;
T[i]:=P[i]*T[i+1]+Q[i];
writeln(arq,'T(4498) = ',T[2250]:10:7);
i:=2249;
T[i]:=P[i]*T[i+1]+Q[i];
writeln(arq,'T(4496) = ',T[2249]:10:7);
for i:=2248 downto 2 do
  begin
    aux:=i mod 100;
    aux1:=(i-1)*2;
    T[i]:=P[i]*T[i+1]+Q[i];
    if aux=0 then
      writeln(arq,'T(',aux1:4,') = ',T[i]:10:7);
    if i=2009 then
      writeln(arq,'T(',aux1:4,') = ',T[i]:10:7)
  end;
close(arq)
end.
** Final do programa. **
```

A.2 - Estimativa do Erro na Conversão da Leitura de Milivolts para °C

Para a medição de temperaturas foram utilizados fios termopares do Tipo K da marca OMEGA com isolamento de fibra de vidro e diâmetro do fio de 0,2 milímetros. Estes termopares são formados por fios de liga níquel-cromo (chromel) e níquel-alumínio (alumel). A junção do termopar foi feita através de uma prensagem mecânica dos fios e com a deposição de solda de estanho na ponta forjada. A leitura dos sinais foi feita com um milivoltímetro e posteriormente eles foram convertidos para temperatura (°C) com a utilização de uma tabela padrão para este tipo de termopar elaborada pela antiga National Bureau of Standards (NBS) dos Estados Unidos e apresentada em um catálogo técnico da OMEGA. Três termopares que foram utilizados nas medições foram aferidos fazendo-se a medição do sinal fornecido estando submetidos a um banho com água a temperatura constante (equipamento próprio para calibração de termopares). A temperatura do banho e da junta de referência (banho com gelo fundente) foi medida através de termômetros de imersão calibrados. As tabelas obtidas para os três termopares foram comparadas com a tabela padrão da NBS. As interpolações foram feitas utilizando Splines cúbicas entre os pontos de dados. Na tabela A2.1 estão os valores para a diferença entre o valor da temperatura fornecida por interpolação nas tabelas da aferição e o valor fornecido por interpolação na tabela do NBS. Observa-se que as diferenças oscilam entre +0,18 °C e +0,38 °C, considerando os valores dos três termopares. Como a aferição foi feita para

um número pequeno de pontos, a tabela gerada não é suficiente para converter a faixa de valores medidos que foram obtidos. Desta maneira, optou-se por utilizar a tabela do NBS considerando uma incerteza de $+0,38;-0$ associada aos valores de temperatura obtidos.

Termopar 1	Termopar 2	Termopar 3
0.19	0.23	0.33
0.23	0.18	0.30
0.23	0.23	0.35
0.28	0.27	0.32
0.29	0.25	0.37
0.31	0.24	0.31
0.31	0.30	0.37
0.31	0.26	0.33
0.34	0.31	0.38
0.32	0.30	0.36
0.33	0.36	0.34
	0.32	0.33

Tabela A2.1 - Diferença entre a temperatura convertida a partir das tabelas de aferição e a temperatura convertida a partir da tabela do NBS

A.3 - Cálculo Preliminar das Perdas de Calor pelas Paredes e pela Superfície Livre do Modelo

Para estimar as perdas de calor pela superfície livre e pelas paredes frontal e traseira do modelo bidimensional considerou-se as condições de operação nominais (tabela 3-3, modelo 2D) e utilizou-se a seguinte equação fornecida por Holman (1986) para determinar o coeficiente de convecção natural para paredes horizontais e verticais:

$$Nu_f = C. (Gr_f \cdot Pr_f)^m \quad (1)$$

onde

- Nu - número de Nusselt;
- C - coeficiente tabelado (Holman, 1986);
- m - coeficiente tabelado (Holman, 1986);
- Gr - número de Grashof;
- Pr - número de Prandtl;

a) Perdas de calor pelas paredes de acrílico

A figura A3.1 apresenta um corte da parede de acrílico. A condutibilidade térmica do acrílico é de 0,19 W/m.°C. A água dentro da piscina na região da camada quente está a uma temperatura de aproximadamente 40 °C. Supõe-se que a temperatura interna da parede é igual à temperatura do fluido ($T_{p1} = 40$ °C). Inicialmente supõe-se que a temperatura externa da parede seja de 25 °C ($T_{p2} = 25$ °C). A temperatura ambiente (T_{amb}) é de 20 °C. Desta maneira calculam-se as propriedades necessárias com relação à temperatura de filme para a parede externa. A temperatura de

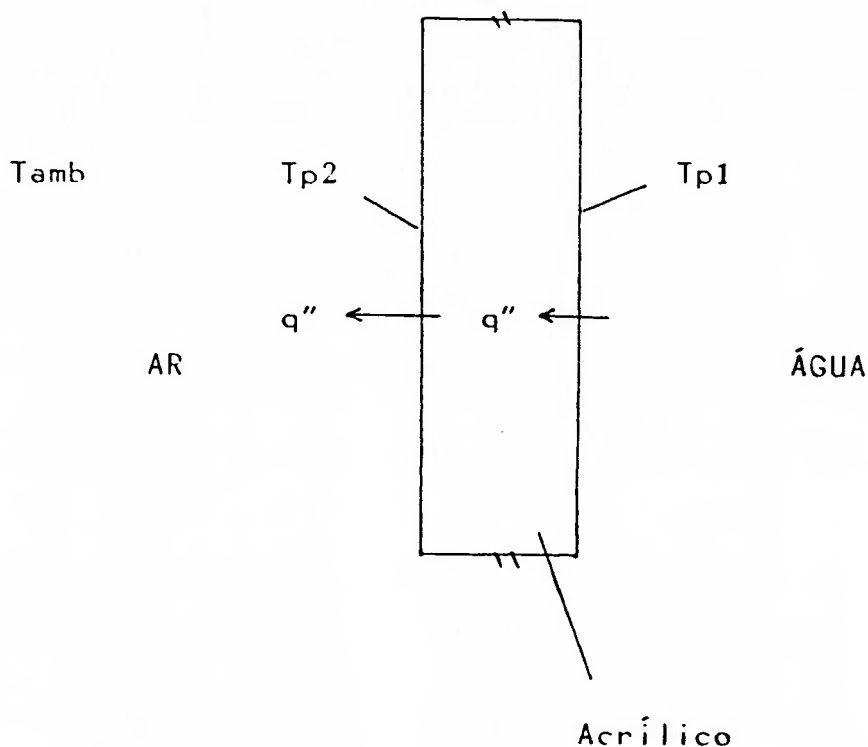


Figura A3.1 - Corte da parede de acrílico

filme é dada por:

$$T_{p2f} = \frac{T_{p2} + T_{amb}}{2} \quad (2)$$

Com as propriedades necessárias calcula-se $Gr_f \cdot Pr_f$. Com este valor determina-se as constantes C e m da equação (31) e calcula-se Nu_f . Com Nu_f obtém-se o coeficiente de convecção para o sistema parede-ar. Fazendo o balanço térmico na parede, calcula-se o novo valor de T_{p2} e repetem-se os cálculos em um processo iterativo até que T_{p2} não apresente variação significativa entre duas iterações consecutivas. Para o caso apresentado foram necessárias apenas duas iterações para se obter o valor de $T_{p2} = 28 \text{ } ^\circ\text{C}$ para um coeficiente de convecção natural de

3,4 W/m².°C. A equação da perda de calor pela parede é:

$$q'' = h. (T_{p2} - T_{amb}) \quad (3)$$

Logo, $q'' = 27,2 \text{ W/m}^2$

A partir dos resultados experimentais, supõe-se que a região de troca de calor ocorre a partir do topo da piscina, tem altura $\Delta z = 0,302$ metros e ocorre ao longo de todo o eixo y da piscina. Assim, a área total de troca de calor é:

$$A_t = 0,65 \cdot 0,302 \cdot 2 = 0,3926 \text{ m}^2$$

Logo, o calor total perdido pelas paredes frontal e traseira do modelo bidimensional é:

$$q_t = 10,7 \text{ watts}$$

b) Perda de calor pela superfície livre do modelo

Supõe-se que a superfície livre da água é uma parede horizontal com temperatura constante e igual a 40 °C que troca calor por convecção natural com o ar ambiente. Segue-se o procedimento descrito anteriormente, com exceção de que aqui somente será necessário fazer os cálculos uma vez, pois a temperatura da parede já é conhecida. O coeficiente de convecção calculado é 4,73 W/m².°C e a potência perdida para o ar, considerando a área superior da piscina, é:

$$q_{ts} = 6,2 \text{ watts}$$

A.4 - Comentários Sobre os Resultados da Análise de Incertezas

A tabela a seguir faz uma comparação dos valores das incertezas calculadas anteriormente para as variáveis independentes e os valores dos desvios padrão obtidos para estas variáveis (ver tabela 4-2) nas oito medições realizadas para o caso 1.

Variável	Incerteza	Desvio Padrão
Q_{wepm}	$\pm 1,02$	$\pm 2,31$
Q_{vem}	$\pm 0,36$	$\pm 0,50$
Q_{vsm}	$\pm 0,36$	$\pm 0,50$
T1	$+1,17; -0,25$	$\pm 1,26$
T2	$+0,46; -0,25$	$\pm 0,26$

Verifica-se que para as três variáveis de vazão e para o termopar T1, o desvio padrão durante as medições engloba completamente a incerteza associada. Apenas para T2 o desvio padrão não engloba completamente a incerteza calculada. Porém, considerando a variação da temperatura de entrada da água pelo piso entre os casos 1, 2 e 3 (ver tabela 3-3) observa-se que esta temperatura variou de 19,2 °C (caso 1) até 23,9 °C (caso 2) e esta variação não alterou a estabilidade da camada de água quente. O valor de T2 é uma variável independente, mas não há controle direto sobre ela. T2 é a temperatura da água fornecida pela rede. Logo, conclui-se que a incerteza associada a T2 não vai alterar os resultados obtidos.

Considerando a análise feita acima sobre as variáveis independentes chega-se à conclusão de que o desvio padrão dos

dados medidos para o campo de temperaturas pelo termopar T5 (valores na tabela 4-2) engloba a incerteza associada a estes valores devido à incerteza das variáveis independentes. Na tabela 4-8 estão os valores das incertezas associadas a cada ponto de medição do campo de temperaturas. Estas incertezas consideram o desvio padrão dos dados medidos por T5 (tabela 4-2) e as outras fontes de incerteza relacionados na tabela A1 (deste apêndice) para o termopar T5.

Os valores de incertezas na tabela 4-8 são mais elevados para as linhas i e j, devido aos elevados desvios padrão das medições para estas linhas (ver a tabela 4-2) e ao erro de condução pelo fio (+0;-0,89°C), como pode ser visto na tabela A1. Os desvios padrão das medições para estas linhas são elevados provavelmente devido a pequenas oscilações na posição da região de transição durante a tomada de dados. Estas oscilações não afetam a estabilidade da camada de água quente, como pode ser deduzido do valor dos desvios padrão dos outros pontos de medição, fora das linhas i e j (ver tabela 4-2), cujo valor máximo é 0,3 °C. Os erros fixos atingem de maneira uniforme todos os valores medidos, ou seja, têm influência nos valores absolutos das temperaturas, mas praticamente não influem nos resultados e nas conclusões obtidos no que se refere à análise de estabilidade da camada térmica. Nesta análise considera-se apenas as diferenças de temperatura, como no caso do gradiente que forma a região de transição, e isto praticamente elimina os erros fixos do resultado final.

APÊNDICE B - EQUAÇÕES UTILIZADAS NO PROGRAMA COMPUTACIONAL PARA A SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Neste apêndice será descrito de maneira resumida como o programa computacional utilizado para as simulações numéricas (PHOENICS) descreve os fenômenos físicos, quais são as principais equações discretizadas e como são definidas as condições de contorno e outras fontes das variáveis dependentes presentes no problema em estudo.

Não é o propósito deste apêndice explicar como as equações são derivadas ou quais as subrotinas utilizadas na sua resolução.

B.1 Como o programa descreve os fenômenos físicos

a) Variáveis dependentes

O programa descreve um fenômeno envolvendo o fluxo de calor ou massa através da distribuição no espaço e no tempo de temperaturas, velocidades, pressões, concentrações e outras grandezas físicas importantes.

O programa foi desenvolvido para trabalhar com 50 variáveis dependentes, mas este número pode ser aumentado, alterando-se o código fonte. Ele pode ser utilizado para escoamentos com uma ou duas fases (bifásicos). Algumas das variáveis dependentes definidas internamente são:

- P1 = pressão de ambas as fases;
- U1,U2 = velocidade na direção x das fases 1 e 2;
- V1,V2 = velocidade na direção y das fases 1 e 2;
- W1,W2 = velocidade na direção z das fases 1 e 2;
- R1,R2 = fração volumétrica das fases 1 e 2;

H_1, H_2 = entalpia específica das fases 1 e 2.

b) Variáveis independentes

Para um caso geral, as variáveis independentes nas simulações são quatro, o tempo (t) e as três coordenadas espaciais (x, y, z). Para facilidade de referência, para o tempo especifica-se a direção como anterior-posterior (early-late), para x utiliza-se oeste-leste (west-east), para y utiliza-se sul-norte (south-north) e para z utiliza-se baixo-alto (low-high).

c) Variáveis auxiliares

As variáveis auxiliares distinguem-se das variáveis dependentes por serem derivadas a partir de equação algébricas ao invés de equações diferenciais. Exemplos de variáveis auxiliares são:

- propriedades moleculares do meio, como viscosidade laminar, difusividade, número de Prandtl, etc;
- propriedades termodinâmicas, como densidade, entalpia de saturação, etc.

d) Método de discretização

O programa utiliza o Método dos Volumes Finitos (MVF), descrito por Patankar (1980), para discretizar o domínio de cálculo.

O domínio é dividido em células, no espaço e no tempo. Na figura B1.1 está um esquema simplificado que ilustra esta divisão. Deve ser observado que as células não precisam ser iguais no tamanho ou retangulares na forma. Na figura B1.2 está

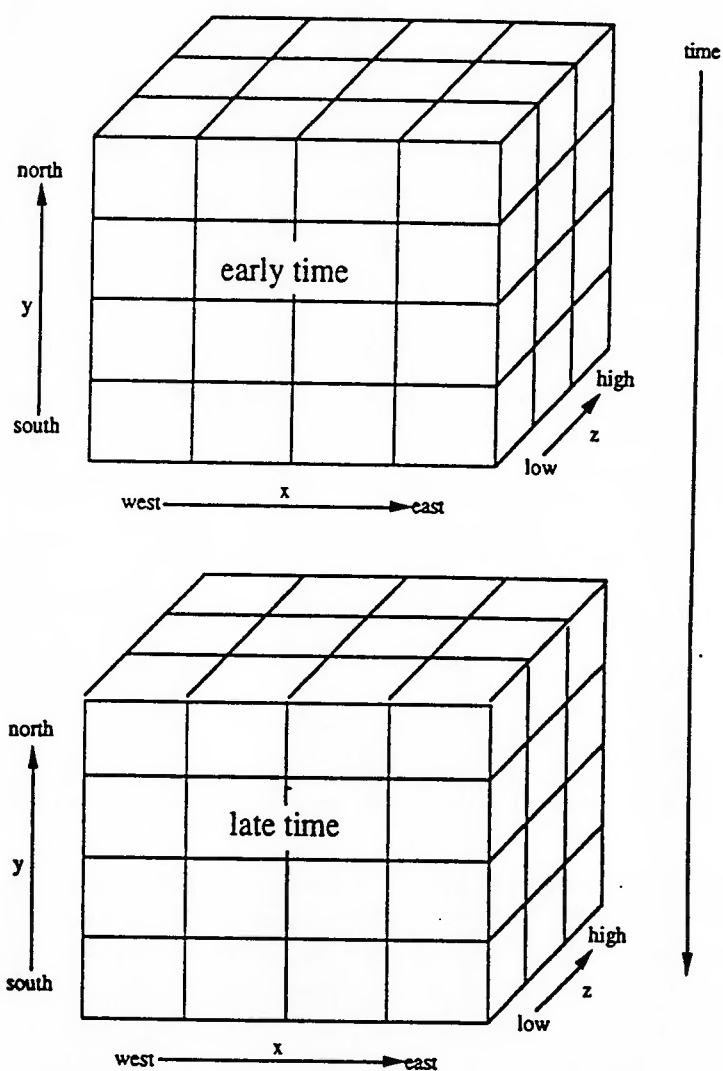


Figura B1.1 - Discretização do domínio de cálculo

uma vista de uma célula e suas vizinhas. O programa calcula as temperaturas, pressões e concentrações nos locais indicados por P, N, S, E, W, que ficam dentro das células. As velocidades são calculadas nas paredes das células, nos locais indicados pelas letras e, w, n, s. Uma vista tridimensional iria mostrar as células vizinhas da célula P no eixo z.

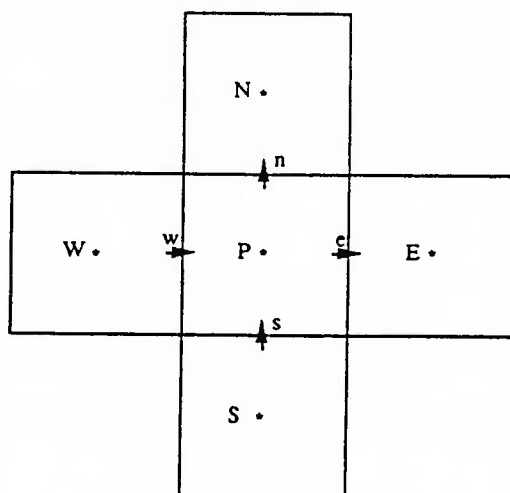


Figura B1.2 - Nomenclatura para a equação discretizada

B.2 As equações resolvidas pelo programa

a) As equações diferenciais

O programa resolve as equações discretizadas correspondentes ao conjunto de equações diferenciais que tem a seguinte expressão geral:

$$\frac{\partial(r_i \cdot \rho_i \cdot \varphi_i)}{\partial t} + \text{div}(r_i \cdot \rho_i \cdot \vec{v}_i \cdot \varphi_i - r_i \cdot \Gamma_{\varphi_i} \cdot \text{grad } \varphi_i) = r_i \cdot S_{\varphi_i} \quad (1)$$

transitório
convecção
difusão
fonte

onde:

t = tempo;

r_i = fração volumétrica da fase i ;

ρ_i = densidade da fase i ;

φ_i = representa qualquer propriedade que é conservada da fase i , como entalpia, momento por unidade de massa, energia da turbulência, etc;

\vec{v}_i = vetor velocidade da fase i ;

$\Gamma_{\phi i}$ = representa o coeficiente de transferência da propriedade ϕ na fase i ;

$S_{\phi i}$ = representa a fonte para ϕ_i .

b) Fechamento do conjunto de equações

Para fechar o conjunto das equações diferenciais e permitir a sua resolução é necessário especificar as variáveis auxiliares e as condições de contorno.

De maneira geral, uma variável auxiliar, por exemplo, α_1 pode ser escrita em função das outras variáveis auxiliares (α_2 , α_3 , etc) e em função das variáveis dependentes (P_1 , U_1 , etc). Um exemplo de equação auxiliar é a equação dos gases perfeitos que permite calcular a densidade em função da pressão e da temperatura do gás.

A integração das equações diferenciais no domínio de cálculo exige que sejam definidas as condições de contorno. Elas são representadas pelos fluxos convectivos e difusivos das grandezas que são conservadas, na direção normal à área da superfície que define o domínio de cálculo.

B.3 Equações discretizadas pelo Método dos Volumes Finitos

Internamente o programa resolve um conjunto de equações algébricas que representam as consequências de:

- integrar as equações diferenciais no volume finito de uma célula de cálculo e (para problemas transitórios) em um intervalo de tempo finito;

- aproximar os valores das variáveis no volume, na área e no tempo através de hipóteses de interpolação.

Várias hipóteses de interpolação podem ser utilizadas. Se não for feita nenhuma escolha, o programa utiliza o esquema "upwind" totalmente implícito, devido à sua confiabilidade.

Qualquer que seja a escolha da hipótese, o conjunto das equações discretizadas apresenta a seguinte forma geral:

$$\varphi_P = \frac{a_E \cdot \varphi_E + a_W \cdot \varphi_W + a_N \cdot \varphi_N + a_S \cdot \varphi_S + a_H \cdot \varphi_H + a_L \cdot \varphi_L + a_T \cdot \varphi_T + S}{a_E + a_W + a_N + a_S + a_H + a_L + a_T + a_P} \quad (2)$$

onde:

φ = variável dependente em questão;

P, E, W, N, H, L = subscritos indicando os locais onde a variável φ é calculada;

T = subscrito indicando o valor de φ no instante anterior;

a = coeficientes temporariamente tratados como constantes. [a] = kg/s.

Por exemplo, para escoamento monofásico:

$$a_E = A_e \cdot \frac{(\Gamma_E + \Gamma_P)/2}{(X_E - X_P)} \quad , \quad \text{para } u_e > 0 \quad (3)$$

$$a_E = \rho_E \cdot |u_e| \cdot A_e + A_e \cdot \frac{(\Gamma_E + \Gamma_P)/2}{(X_E - X_P)} \quad , \quad \text{para } u_e < 0 \quad (4)$$

onde A_e = área associada à parede e da célula.

Os termos S e a_P representam a influência de uma fonte da variável φ .

B.4 Condições de contorno e outras fontes

(a) Idéia geral

Determinar as condições de contorno significa especificar os fluxos convectivos e difusivos nas superfícies que definem o domínio de cálculo. O procedimento para defini-las no programa fundamenta-se nos seguintes pontos:

(1) O programa sempre trata uma condição de contorno como um tipo de fonte da grandeza em questão (massa, momento, energia, etc). Logo, ele não introduz os valores das variáveis nas condições de contorno diretamente.

(2) As fontes são introduzidas no centro das células, e não nas suas paredes, porém há subrotinas que relacionam os valores do centro da célula com os valores nas suas paredes.

(3) O programa especifica as fontes através de um "coeficiente" (C) e um "valor" (V). A fonte para a variável ϕ determinada por C_ϕ e V_ϕ é:

$$C_\phi \cdot (V_\phi - \phi_P) \quad (5)$$

onde ϕ_P é o valor de ϕ no nó P, ou seja, o valor de ϕ na célula considerada.

(b) Tratamento das condições de contorno no programa

A condição de contorno que afeta, por exemplo, a entalpia do material em uma das células vai ser representada como uma fonte adicional de energia térmica na célula. Podem existir várias fontes para uma mesma célula, cada uma representando um efeito físico ou condição de contorno. A contribuição total de todas as condições de contorno para uma fonte fica:

$$C_1 \cdot (V_1 - \varphi_1) + C_2 \cdot (V_2 - \varphi_2) + \dots \quad (6)$$

Adicionando a fonte definida pela equação (6) na equação discretizada (2), e rearranjando a expressão, obtém-se a seguinte equação para φ_P :

$$\varphi_P = \frac{a_E \cdot \varphi_E + a_W \cdot \varphi_W + \dots + S + C_1 \cdot V_1 + C_2 \cdot V_2 + \dots}{a_E + a_W + \dots + a_P + C_1 + C_2 + \dots} \quad (7)$$

c) Casos especiais

Quando a condição de contorno estabelece que o valor de φ_P é constante, V assume este valor e C é fixado em um valor muito grande, assim, a equação (7) reduz-se a:

$$\varphi_P = \frac{\dots + V \cdot C}{\dots + C} = V \quad (8)$$

Quando a condição de contorno estabelece um fluxo fixo da grandeza em questão, ao coeficiente C deve ser atribuído um valor muito pequeno, assim ele será desprezível em comparação com os outros termos no denominador da equação (7). Depois, o termo V deve ser escolhido de maneira que o produto $V \times C$ seja igual ao fluxo desejado.

Desta maneira, qualquer tipo de condição de contorno pode ser representada no domínio de cálculo do problema.