

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

F224m Faria, Lucas Paglioni Pataro
Modelagem matemática e avaliação experimental da não uniformidade do escoamento da água em coletores solares planos / Lucas Paglioni Pataro Faria. Belo Horizonte, 2008.
149f. : il.

Orientadora: Elizabeth Marques Duarte Pereira
Co-orientador: Rudolf Huebner
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Energia solar. 2. Aquecimento. 3. Métodos de simulação. 4. Modelos matemáticos. 5. Cálculos numéricos. I. Pereira, Elizabeth Marques Duarte. II. Huebner, Rudolf. III. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU: 620.91

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.



Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**MODELAGEM MATEMÁTICA E AVALIAÇÃO
EXPERIMENTAL DA NÃO UNIFORMIDADE
DO ESCOAMENTO DA ÁGUA EM COLETORES
SOLARES PLANOS**

Lucas Paglioni Pataro Faria

Belo Horizonte, 20 de Dezembro de 2007.



Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**MODELAGEM MATEMÁTICA E AVALIAÇÃO
EXPERIMENTAL DA NÃO UNIFORMIDADE
DO ESCOAMENTO DA ÁGUA EM COLETORES
SOLARES PLANOS**

Lucas Paglioni Pataro Faria

*Dissertação apresentada ao Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da PUC Minas
como parte dos requisitos para obtenção do título de
MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA MECÂNICA*

ORIENTADORA: Prof^ª Elizabeth Marques Duarte Pereira, D.Sc.

CO-ORIENTADOR: Prof Rudolf Huebner, D.Sc.

Banca Examinadora:

Prof^ª.: Elizabeth Marques Duarte Pereira, D. Sc. - PUC Minas - Presidente, Orientadora.

Prof.: Sérgio de Morais Hanriot, D. Sc. - PUC Minas - Examinador Interno.

Prof.: Rudolf Huebner, D.Sc – UFMG - Examinador Externo.

Prof.: Alexandre Marcial da Silva, D. Sc - Examinador Externo.

Belo Horizonte, 20 de Dezembro de 2007.

Lucas Paglioni Pataro Faria

Modelagem matemática e avaliação experimental da não uniformidade do escoamento da água em coletores solares planos

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da PUC Minas como parte dos requisitos para obtenção do título de MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Belo Horizonte, 2007.

Elizabeth Marques Duarte Pereira

Elizabeth Marques Duarte Pereira (Orientadora) – PUC Minas

Rudolf Huebner

Rudolf Huebner (Co-Orientador – Examinador Externo) – UFMG

Sérgio de Moraes Hanriot

Sérgio de Moraes Hanriot (Examinador Interno) - PUC Minas

Alexandre Marcial da Silva

Alexandre Marcial da Silva (Examinador Externo)

A minha família, aos amigos que me apóiam e acreditam nos meus ideais e em especial à minha orientadora Prof.^ªDr.^ª Elizabeth Marques Duarte Pereira e ao meu co-orientador Prof. Dr. Rudolf Huebner.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais pela oportunidade em dissertar sobre um assunto de tamanha nobreza, ao CNPq pelo apoio financeiro e em especial ao Grupo de Estudos em Energia (GREEN) pelo excelente apoio acadêmico e brilhante coordenação da Prof^ª. Dr^ª. Elizabeth Marques Duarte Pereira.

Resumo

A economia propiciada pelos aquecedores solares de água, em substituição aos chuveiros elétricos, é entendida como uma *geração virtual de energia elétrica*, visto que estes equipamentos são responsáveis por mais de 5% do consumo nacional de energia elétrica e por cerca de 18% da demanda de ponta do sistema elétrico. A minimização desse consumo de ponta significaria um grande benefício para o sistema de geração e distribuição de energia, deslocando a urgência de grandes investimentos de recursos, além de diminuir a pressão ambiental trazida pela inundação de grandes lagos necessários às hidrelétricas. Para a implementação intensiva de sistemas de aquecimento solar, torna-se ainda necessário o desenvolvimento de ferramentas de simulação que permitam uma análise criteriosa do comportamento de coletores solares em associações de grande porte, agilizando a etapa de projeto e inserção dos coletores nestas associações com maior grau de confiabilidade. O modelo físico proposto baseia-se nas equações de conservação da energia, massa e momentum, contemplando a não-uniformidade da vazão nos tubos de distribuição dos coletores solares. Os procedimentos experimentais desenvolvidos incluem ensaios internos realizados no simulador solar para avaliação do desempenho térmico de um coletor solar plano, operando sob diferentes condições de vazão de água. Os resultados obtidos experimentalmente foram utilizados para validação do modelo numérico proposto. A análise dos resultados obtidos experimentalmente foi confrontada com os resultados numéricos, sendo observadas as tolerâncias e incertezas da instrumentação utilizada, obtendo-se resultados bastante satisfatórios para a simulação, notadamente para a distribuição de temperatura do fluido.

Palavras Chaves: Energia, Solar, Aquecimento, Simulador, Modelo e Numérico.

Abstract

The economy propitiated by the solar water heaters, in substitution to the electric showers, it is understood as a virtual generation of electric power, because these equipments are responsible for more than 5% of the national consumption of electric power and for about 18% of the top demand of the electric system. The consumption minimization would mean a great benefit for the generation system and energy distribution, moving the urgency of great investments of resources, besides, reducing the environmental pressure brought by the flood of great necessary areas to the hydroelectric ones. For the intensive implementation of solar heating systems, its becomes still necessary the development of simulation tools that allow a discerning analysis of the solar collectors behavior in associations of great load, activating the project stage and inserting the collectors in these associations with larger reliability degree. The proposed physical model bases on the equations of energy conservation, mass and momentum, contemplating the no-uniformity of the flow in the distribution tubes of the solar collectors. The developed experimental procedures include internal rehearsals accomplished in the solar simulator for thermal acting evaluation of the collector solar plan, operating under different conditions of water flow. The results obtained experimentally were used for validation of the proposed numeric model. The results analysis obtained experimentally was confronted with the numeric results, being observed the tolerances and uncertainties of the used instrumentation, being obtained quite satisfactory results for the simulation, especially for the temperature fluid distribution.

Keywords: Energy, Solar, Heating, Simulator, Model and Numeric.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1	Instalação de Aquecimento Solar da Contank.....	36
FIGURA 2.1	Seção transversal de um coletor solar de placa plana básico.....	45
FIGURA 2.2	Detalhe esquemático da placa e tubo de um coletor solar.....	47
FIGURA 2.3	Distribuição de Temperatura sobre a placa absorvedora.....	48
FIGURA 2.4	Circuito térmico equivalente para um coletor de placa plana com duas coberturas: (a) Em função das resistências de condução, convecção e radiação; (b) Em função das resistências entre as placas.....	49
FIGURA 2.5	Desenho esquemático da conexão placa e tubo.....	53
FIGURA 2.6	Balanco de energia sobre o elemento de aleta.....	53
FIGURA 2.7	Balanco de energia sobre um elemento de fluido.....	54
FIGURA 2.8	Distribuição de pressão nas calhas de um absorvedor isotérmico.....	57
FIGURA 2.9	Medidas experimentais de temperatura sobre placas absorvedoras de coletores conectados em paralelo.....	58
FIGURA 2.10	Exemplos de métodos alternativos de conexão de arranjos de coletores Solares (a) arranjo série-paralelo e (b) arranjo paralelo-série.....	58
FIGURA 2.11	Módulos de coletores em paralelo e série.....	59
FIGURA 2.12	Coeficientes de Perdas de Localizadas para Entrada de Tubos.....	70
FIGURA 2.13	Nó A, junção dos trechos 1, 2 e 5.....	71
FIGURA 2.14	Diagrama esquemático da malha ABCD.....	72
FIGURA 2.15	Fluxograma para equilíbrio do anel.....	73
FIGURA 3.1	Croqui's do Coletor Solar Simulado.....	75
FIGURA 3.2	Segmento Divisor $i=0$ do Coletor Solar.....	79
FIGURA 3.3	Tubo de Elevação $i=0$ do Coletor Solar.....	80
FIGURA 3.4	Segmento Combinador $i=0$ do Coletor Solar.....	83
FIGURA 3.5	Nodo $i=0$ completo do Coletor Solar.....	86
FIGURA 3.6	Transição do nodo $i=0$ para $i=1$ do coletor solar.....	87

FIGURA 3.7	Calha Divisora $i=0$ para $i=1$ do Coletor Solar.....	87
FIGURA 3.8	Calha Combinadora $i=0$ para $i=1$ do Coletor Solar.....	89
FIGURA 3.9	Equações de Transição do nodo $i=0$ para $i=1$ completas.....	90
FIGURA 4.1	Detalhe das lâmpadas do Simulador Solar e do Céu Artificial.....	93
FIGURA 4.2	Detalhe do sistema gerador de vento.....	94
FIGURA 4.3	Instalação dos sensores de temperatura e transdutores de pressão (a) à entrada do coletor solar.....	95
FIGURA 4.3	Instalação dos sensores de temperatura e transdutores de pressão (b) à saída do coletor solar.....	96
FIGURA 4.4	Simulador Solar com Indicação do sensor de temperatura ambiente.....	96
FIGURA 4.5	Detalhe da fixação dos termopares de contato.....	97
FIGURA 4.6	Detalhe do medidor de vazão e do seu sistema de controle (a) e (b).....	98
FIGURA 4.7	Medida da inclinação do coletor na bancada de testes.....	99
FIGURA 5.1	(a) Fixação de termopares na placa absorvedora.Desenho Esquemático.....	108
FIGURA 5.1	(b) Fixação de termopares na placa absorvedora.....	108

LISTA DE TABELAS

TABELA 1.1	Resultados Globais do Laticínio Solar.....	36
TABELA 2.1	Fatores de correção para escoamentos turbulentos.....	66
TABELA 4.1	Faixas de Vazão Volumétricas Ensaaiadas.....	97
TABELA 5.1	Resultados Experimentais – Vazão de $8,66 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ (0,52 l/min).....	100
TABELA 5.2	Resultados Experimentais – Vazão de $1,71 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (1,03 l/min).....	101
TABELA 5.3	Resultados Experimentais – Vazão de $2,58 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (1,55 l/min).....	101
TABELA 5.4	Resultados Experimentais - Vazão de $3,43 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (2,06 l/min).....	101
TABELA 5.5	Resultados Experimentais - Vazão de $4,30 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (2,58 l/min).....	101
TABELA 5.6	Resultados Experimentais - Vazão de $5,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (3,10 l/min).....	101
TABELA 5.7	Resultados Experimentais - Vazão de $6,01 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (3,61 l/min).....	102
TABELA 5.8	Resultados Experimentais - Vazão de $7,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (4,13 l/min).....	102
TABELA 5.9	Resultados Experimentais - Vazão de $7,73 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (4,64 l/min).....	102
TABELA 5.10	Temperatura de Saída Média da água - 0,52 l/min ($8,66 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$).....	104
TABELA 5.11	Temperatura de Saída Média da água - 1,03 l/min ($1,71 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$).....	104
TABELA 5.12	Temperatura de Saída Média da água - 1,55 l/min ($2,58 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$).....	104
TABELA 5.13	Temperatura de Saída Média da água - 2,06 l/min ($3,43 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$).....	104
TABELA 5.14	Temperatura de Saída Média da água - 2,58 l/min ($4,30 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$).....	104
TABELA 5.15	Temperatura de Saída Média da água - 3,10 l/min ($5,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$).....	104
TABELA 5.16	Temperatura de Saída Média da água - 3,61 l/min ($6,01 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$).....	105
TABELA 5.17	Temperatura de Saída Média da água - 4,13 l/min ($7,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$).....	105
TABELA 5.18	Temperatura de Saída Média da água - 4,64 l/min ($7,73 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$).....	105
TABELA 5.19	Distribuição de Temperaturas de Saída do Fluido no Coletor.....	106
TABELA 5.20	Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – 0,52 l/min ($8,66 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$)	109
TABELA 5.21	Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – 1,03 l/min ($1,71 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)	109

TABELA 5.22	Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – 1,55 l/min (2,58 x 10 ⁻⁵ m ³ /s)	110
TABELA 5.23	Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – 2,06 l/min (3,43 x 10 ⁻⁵ m ³ /s)	110
TABELA 5.24	Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – 2,58 l/min (4,30 x 10 ⁻⁵ m ³ /s)	110
TABELA 5.25	Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – 3,10 l/min (5,16 x 10 ⁻⁵ m ³ /s)	110
TABELA 5.26	Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – 3,61 l/min (6,01 x 10 ⁻⁵ m ³ /s)	110
TABELA 5.27	Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – 4,13 l/min (7,16 x 10 ⁻⁵ m ³ /s)	111
TABELA 5.28	Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – 4,64 l/min (7,73 x 10 ⁻⁵ m ³ /s)	111
TABELA 5.29	Distribuição de Temperaturas para a Calha Divisora	112
TABELA 5.30	Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora–0,52 l/min (8,66x 10 ⁻⁶ m ³ /s)	113
TABELA 5.31	Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora–1,03 l/min (1,71x 10 ⁻⁵ m ³ /s)	113
TABELA 5.32	Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora–1,55 l/min (2,58 x 10 ⁻⁵ m ³ /s)	113
TABELA 5.33	Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora–2,06 l/min (3,43 x 10 ⁻⁵ m ³ /s)	113
TABELA 5.34	Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora–2,58 l/min (4,30 x 10 ⁻⁵ m ³ /s)	113
TABELA 5.35	Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora–3,10 l/min (5,16 x 10 ⁻⁵ m ³ /s)	114
TABELA 5.36	Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora–3,61 l/min (6,01 x 10 ⁻⁵ m ³ /s)	114
TABELA 5.37	Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora–4,13 l/min (7,16 x 10 ⁻⁵ m ³ /s)	114
TABELA 5.38	Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora–4,64 l/min (7,73 x 10 ⁻⁵ m ³ /s)	114
TABELA 5.39	Distribuição das Temperaturas para a Calha Combinadora	115

TABELA 5.40	Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – 0,52 l/min (8,66x 10 ⁻⁶ m ³ /s).....	116
TABELA 5.41	Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – 1,03 l/min (1,71x 10 ⁻⁵ m ³ /s).....	117
TABELA 5.42	Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – 1,55 l/min (2,58 x 10 ⁻⁵ m ³ /s).....	117
TABELA 5.43	Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – 2,06 l/min (3,43 x 10 ⁻⁵ m ³ /s).....	117
TABELA 5.44	Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – 2,58 l/min (4,30 x 10 ⁻⁵ m ³ /s).....	117
TABELA 5.45	Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – 3,10 l/min (5,16 x 10 ⁻⁵ m ³ /s).....	118
TABELA 5.46	Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – 3,61 l/min (6,01 x 10 ⁻⁵ m ³ /s).....	118
TABELA 5.47	Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – 4,13 l/min (7,16 x 10 ⁻⁵ m ³ /s).....	118
TABELA 5.48	Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – 4,64 l/min (7,73 x 10 ⁻⁵ m ³ /s).....	118
TABELA 5.49	Distribuição de Temperaturas para o Último Tubo de Elevação.....	120
TABELA 5.50	Média dos Desvios (Experimental Numérico) - Tubos de Elevação.....	121
TABELA 5.51	Distribuição de Temperaturas para os Tubos de Elevação Intermediários..	122
TABELA 5.52	Queda de Pressão ao longo do Coletor Solar.....	127
TABELA A.1	Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 0,52 l/min).....	141
TABELA A.2	Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 1,03 l/min).....	142
TABELA A.3	Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 1,55 l/min).....	143
TABELA A.4	Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 2,06 l/min).....	144
TABELA A.5	Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 2,58 l/min).....	145

TABELA A.6	Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 3,10 l/min).....	146
TABELA A.7	Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 3,61 l/min).....	157
TABELA A.8	Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 4,13 l/min).....	148
TABELA A.9	Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 4,64 l/min).....	149

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1.1	Número de instalações de calor solar para processo industrial identificadas em todo o mundo.	34
GRÁFICO 1.2	Instalação solar térmica de 360 kW para um processo de lavagem industrial Contank.	37
GRÁFICO 5.1	Evolução da perda de carga em função da vazão de água nos coletores solares.....	102
GRÁFICO 5.2	Evolução da eficiência térmica em função da vazão de água nos coletores solares.....	103
GRÁFICO 5.3	Desvio absoluto entre os valores experimentais e simulados para a temperatura da água à saída do coletor solar sob diferentes vazões de teste.....	105
GRÁFICO 5.4	Temperaturas de Saída Placa e Fluido (Experimental X Numérico).....	106
GRÁFICO 5.5	Distribuição de Temperatura – Calha Divisora (Experimental X Numérico).....	112
GRÁFICO 5.6	Distribuição de Temperatura – Calha Combinadora (Experimental X Numérico).....	115
GRÁFICO 5.7	Distribuição de Temperatura - Último Tubo de Elevação (Experimental X Numérico).....	120
GRÁFICO 5.8	Diferença média (Num-Exp) da Distribuição de Temperatura em todos os Tubos de Elevação.....	121
GRÁFICO 5.9	Distribuição de Temperatura - Tubo de Elevação Intermediário (Experimental X Numérico).....	122
GRÁFICO 5.10	Distribuição Volumétrica na Calha Divisora de um Coletor Solar com 07 Tubos de Elevação.....	123
GRÁFICO 5.11	Distribuição Volumétrica na Calha Combinadora de um Coletor Solar com 07 Tubos de Elevação.....	124
GRÁFICO 5.12	Distribuição Volumétrica nos Tubos de Elevação.....	125
GRÁFICO 5.13	Perfil de Vazão nos Tubos de Elevação X Número de Nodos.....	126
GRÁFICO 5.14	Distribuição de Pressão ao longo dos Segmentos da Calhas Divisora do Coletor Solar.....	129

GRÁFICO 5.15	Distribuição de Pressão ao longo dos Segmentos da Calha Combinadora do Coletor Solar.....	130
GRÁFICO 5.16	Distribuição de Pressão ao longo da Entrada dos Tubos de Elevação do Coletor Solar.....	131
GRÁFICO 5.17	Distribuição de Pressão ao longo da Saída dos Tubos de Elevação do Coletor Solar.....	132

NOMENCLATURA

Símbolos Latinos:

A_b	Área transversal do tubo de elevação [m ²]
A_c	Área coletora [m ²]
A_c	Área transversal da calha combinadora [m ²]
A_d	Área transversal da calha divisora [m ²]
β	Inclinação do coletor (É o ângulo entre o plano da superfície em questão e a horizontal; $0 \leq \beta \leq 180^\circ$).
C_b	Condutância da conexão de solda entre o tubo de elevação e placa absorvedora [W/m ² K]
C_c	Fator adimensional de correção do fluxo da quantidade de movimento para o segmento divisor
C_d	Fator adimensional de correção do fluxo da quantidade de movimento para o segmento divisor
C_p	Calor específico da água [J/kg °C]
d	Espessura do isolamento [m]
D	Diâmetro [m]
D_b	Diâmetro do tubo de elevação [m]
D_c	Diâmetro da calha combinadora [m]
D_d	Diâmetro da calha divisora [m]
D_i	Diâmetro interno do tubo [m]
E	Intervalo entre dois tubos de elevação [m]
f	Fator de atrito
F'	Fator de eficiência do coletor
F''	Fator de vazão do coletor
F_R	Fator de remoção de calor do coletor
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]

G_T	Energia solar incidente [W/s]
h	Perda de carga em condutos [m]
$h_{c,p-cl}$	Coefficiente de transferência de calor convectivo entre duas placas paralelas inclinadas [W/m ² K]
h_e	Perda de carga na entrada [m]
h_f	Perda devido ao atrito entre a água e o tubo [m]
h_{fi}	Coefficiente de transferência de calor entre o fluido e o tubo (W/m ² K)
$h_{r,c1-a}$	Coefficiente de transferência de calor por radiação [W/m ²]
$h_{r,p-cl}$	Coefficiente de transferência de calor radiativo entre duas placas paralelas inclinadas [W/m ²]
h_v	Perda de energia [m]
h_w	Coefficiente de transferência de calor do vento [W/m ² K]
h_1	Perda devido a curvas na tubulação [m]
h_2	Perda devido a expansões bruscas na tubulação [m]
h_3	Perda devido a contrações bruscas na tubulação [m]
h_4	Perda devido a válvulas [m]
H	Altura do tubo de elevação [m]
H_m	Perda mecânica aplicada ou retirada por alguma máquina [m]
HR	Intensidade média da radiação solar [W/m ²]
I	Radiação incidente [W/m ²]
I_b	Radiação direta (É a radiação solar recebida do sol sem ser dispersa pela atmosfera) [W]
I_d	Radiação difusa (É a radiação recebida do sol após sua direção ter sido mudada pela dispersão da atmosfera) [W]
I_T	Radiação total (Radiação direta + Radiação difusa) [W]
k	Condutividade térmica [W/m ² K]

k_b	Condutância térmica da conexão de solda ente o tubo de elevação e a placa absorvedora [W/m²K]
K	Coefficiente de perda de carga localizada
K_b	Fator de perda de carga localizada no tubo de elevação
K_c	Fator de perda de carga localizada na calha
K_d	Fator de perda de carga localizada na calha
K_1	Contração brusca causada pelo estrangulamento do fluxo ao passar da calha para o tubo de elevação
K_2	Expansão brusca causada pelo fluxo ao passar do tubo de elevação para a calha
L	Comprimento característico [m]
L_{eq}	Comprimento equivalente [m]
m	Massa [kg]
\dot{m}	Vazão mássica do coletor [kg/s]
n	Número de tubos de elevação do coletor solar
N	Número de placas de vidro
Nu	Número de Nusselt
P_{bc}	Pressão do fluido na saída do tubo de elevação [N/m²]
P_{bd}	Pressão do fluido na entrada do tubo de elevação [N/m²]
P_{cl}	Pressão do fluido no segmento da calha combinadora a esquerda [N/m²]
P_{cr}	Pressão do fluido no segmento da calha combinadora a direita [N/m²]
Pr	Número de Prandtl
$\frac{P}{\gamma}$	Carga de pressão [m]
P_{dr}	Pressão do fluido no segmento da calha divisora a direita [N/m²]
q	Vazão específica; vazão de distribuição em marcha [m³/s.m]

q_{fin}	Energia conduzida para a região do tubo por unidade de comprimento na direção do fluxo [W/m]
$q_{perda,topo}$	Perda de calor através da cobertura por unidade de área [W/m ²]
q_{tubo}	Ganho útil para o tubo por unidade de comprimento da aleta na direção da vazão [W/m]
q'_u	Ganho útil para o tubo por unidade de comprimento da aleta na direção da vazão [W/m]
Q	Vazão volumétrica [m ³ /s]
$\dot{Q}_{S,in}$	Taxa de calor solar incidente [W]
Q_u	Energia útil por unidade de tempo [W/s]
r	Raio de curvatura [m]
\vec{R}	Resultante das forças externas atuantes no sistema [N]
R_b	Fator de geometria.
R_l	Resistência para a vizinhança [m ² /W]
R_3	A resistência da cobertura do topo para a vizinhança [m ² /W]
S	Radiação solar absorvida pelo coletor por unidade de área do absorvedor [W/m ²]
t	Tempo [s]
T_a	Temperatura ambiente [K]
T_b	Temperatura da placa acima da conexão de solda [K]
T_{bc}	Temperatura do fluido na saída do tubo de elevação [K]
T_{bd}	Temperatura do fluido na entrada do tubo de elevação [K]
T_{cl}	Temperatura do fluido no segmento da calha combinadora a esquerda [K]
T_{cr}	Temperatura do fluido no segmento da calha combinadora a direita [K]
T_{c1}	Temperatura da primeira cobertura do coletor solar [K]
T_{dl}	Temperatura do fluido no segmento da calha divisora a esquerda [K]

T_{dr}	Temperatura do fluido no segmento da calha divisora a direita [K]
T_f	Temperatura do fluido [K]
$T_{f,i}$	Temperatura do fluido na entrada do coletor [K]
T_{fm}	Temperatura principal (característica) do fluido [K]
$T_{f,o}$	Temperatura do fluido na saída do coletor [K]
T_p	Temperatura sobre a placa absorvedora [K]
T_{pm}	Temperatura principal da placa absorvedora [K]
T_s	Temperatura de Superfície [K]
U_b	Coefficiente de perda da base [W/m ² K]
U_L	Coefficiente global de perda de calor [W/m ² K]
U_t	Coefficiente de perda pelo topo a partir da placa coletora para o ambiente [W/m ² K]
\vec{V}	Vetor que representa a velocidade média do escoamento, na seção considerada [m/s]
V	Velocidade [m/s]
V_{bc}	Velocidade do fluido na saída do tubo de elevação [m/s]
V_{bd}	Velocidade do fluido na entrada do tubo de elevação [m/s]
V_{cl}	Velocidade do fluido no segmento da calha combinadora a esquerda [m/s]
V_{cr}	Velocidade do fluido no segmento da calha combinadora a direita [m/s]
V_{dl}	Velocidade do fluido no segmento da calha divisora a esquerda [m/s]
V_{dr}	Velocidade do fluido no segmento da calha divisora a direita [m/s]
y	Comprimento variado [m]
y_b	Distância do ponto de medição da temperatura de saída [m]
y_m	Distância do ponto de medição da temperatura na saída da calha divisora ou combinadora [m]

W	Distância entre os tubos de elevação [m]
W_b	Distância entre os tubos de elevação [m]
W_m	Comprimento da aleta para a calha [m]
Z	Energia ou carga de pressão [m]

Símbolos Gregos:

α	Absortividade do vidro.
β	Coefficiente da quantidade de movimento, ou de Boussinesq.
γ	Comprimento da conexão de solda entre o tubo de elevação e a placa absorvedora [m]
δ	Espessura da placa absorvedora [m]
Δx	Comprimento de um volume de controle sobre a placa absorvedora ou unidade de comprimento na direção do fluxo [m]
ε	Emissividade térmica; Fator de diluição da radiação difusa.
ε_g	Emitância do vidro
ε_p	Emitância da placa
η	Eficiência do coletor [%]
θ	Ângulo de inclinação do coletor [°]
μ	Viscosidade absoluta da água [kg/ms]
μ_d	Parâmetro do tipo de Biot
ρ	Reflectância do solo.
ρ_{bc}	Massa específica do fluido na saída do tubo de elevação [kg/m ³]
ρ_{bd}	Massa específica do fluido na entrada do tubo de elevação [kg/m ³]
ρ_{cl}	Massa específica do fluido no segmento da calha combinadora a esquerda [kg/m ³]
ρ_{cr}	Massa específica do fluido no segmento da calha combinadora a direita [kg/m ³]

ρ_{dl}	Massa específica do fluido no segmento da calha divisora a esquerda [kg/m³]
ρ_{dr}	Massa específica do fluido no segmento da calha divisora a direita [kg/m³]
σ	Constante de Stefan Boltzmann
τ	Transmitância do vidro.
Φ	Parâmetro adimensional da não uniformidade do fluxo de água.

SUMÁRIO

1.0	INTRODUÇÃO	24
1.1	O PAPEL DAS ENERGIAS RENOVÁVEIS NO BRASIL	24
1.2	A EXPEDIÇÃO “ENERGIA POSITIVA PARA O BRASIL”	25
1.3	ENERGIA SOLAR FOTOVOLTAICA E SOCIEDADE	26
1.4	ENERGIA SOLAR TÉRMICA - UM GRANDE MERCADO NO BRASIL	28
1.5	INDICADORES INTERNACIONAIS	30
1.6	CONTRIBUIÇÃO MUNICIPAL À MITIGAÇÃO DAS MUDANÇAS CLIMÁTICAS	31
1.7	O GRANDE POTENCIAL DE APLICAÇÃO DO CALOR SOLAR PARA PROCESSOS INDUSTRIAIS	33
1.8	ESTADO DA ARTE	37
1.9	OBJETIVOS GERAIS E ESPECÍFICOS	43
2.0	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	44
2.1	TRANSFERÊNCIA DE CALOR - COLETORES SOLARES	44
2.2	MECÂNICA DOS FLUIDOS	63
3.0	MODELAGEM MATEMÁTICA	75
3.1	ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO COLETOR SOLAR PLANO	75
3.1.1	Dimensões Externas	76
3.1.2	Cobertura	76
3.1.3	Placa Absorvedora	76
3.1.4	Revestimento	76
3.1.5	Tubulação/Serpentina/Tubo de Elevação	76
3.1.6	Tubulação/Calhas Coletoras	76
3.1.7	Isolamento da Base	76
3.2	DISTRIBUIÇÃO DAS VELOCIDADES NAS CALHAS DIVISORAS E NOS TUBOS DE ELEVÇÃO	77
3.3	RESOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES GOVERNANTES PARA O COLETOR SOLAR	78
3.3.1	Equações Governantes para o Nodo $i=0$	79
3.3.2	Resolução das equações governantes de transição do nodo $I=0$ para o nodo $I=1$	86
4.0	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	92
4.1	ENSAIO PARA AVALIAÇÃO TÉRMICA E DO ESCOAMENTO EM COLETORES SOLARES PLANOS	92
4.1.1	Bancada de Ensaios	92
4.1.2	Procedimento Experimental	98
5.0	DISCUSSÕES DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS E SIMULADOS	100
5.1	ENSAIOS EXPERIMENTAIS DE EFICIÊNCIA TÉRMICA E PERDA DE CARGA	100

5.2	DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS AO LONGO DO COLETOR SOLAR - TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA.....	103
5.3	AVALIAÇÃO QUALITATIVA DA DISTRIBUIÇÃO DE VAZÃO AO LONGO DO COLETOR SOLAR.....	108
5.3.1	Distribuição de Vazão para a Calha Divisora.....	109
5.3.2	Distribuição de Vazão para a Calha Combinadora.....	112
5.3.3	Distribuição de Vazão para os Tubos de Elevação.....	116
5.4	DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO AO LONGO DO COLETOR SOLAR.....	127
6.0	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	133
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	136
	APÊNDICE A - Resultados Experimentais.....	141

1.0 INTRODUÇÃO

1.1 O PAPEL DAS ENERGIAS RENOVÁVEIS NO BRASIL

No Brasil, torna-se cada vez maior a necessidade de se buscar alternativas sustentáveis para garantir o desenvolvimento do país. Dentre esses vetores de sustentabilidade e desenvolvimento, destacam-se as fontes de energia limpas e renováveis.

O Brasil pode ter um papel de liderança mundial nesta revolução energética renovável, incrementando a geração de empregos e sua economia interna e, também, a exportação de biocombustíveis e de equipamentos e tecnologias limpas.

O momento atual representa uma oportunidade especial para a promoção de uma política interna energética sustentável que potencialize ações, em grande escala, na área da conservação energética e das novas fontes de energia renováveis como solar (fotovoltaica e térmica), biogás (de lixo, esterco ou esgoto), biomassa (resíduos agrícolas, serragem), biodiesel, álcool e óleos in natura, energia eólica e de pequenas centrais hidrelétricas.

Busca-se, dessa forma, minimizar probabilidades de um novo *apagão*, com o uso eficiente das fontes disponíveis e com a geração de energia elétrica de forma social, econômica e ambientalmente correta sem a implantação de novas usinas nucleares ou termelétricas a carvão mineral no território brasileiro, que tantos prejuízos acarretam ao meio ambiente e à saúde humana.

1.2 A EXPEDIÇÃO “ENERGIA POSITIVA PARA O BRASIL”

O Greenpeace lançou, em outubro de 2004, a *Expedição Energia Positiva para o Brasil* (HOTSITE DO TOUR, 2007), visando promover as fontes de energia renováveis e sustentáveis e a eficiência energética. Demonstrava, assim, sua viabilidade técnica e a possibilidade de aplicação de tais conceitos no cotidiano do cidadão comum brasileiro.

As fontes renováveis de energia oferecem inúmeras vantagens em relação aos combustíveis fósseis (nuclear, carvão mineral e petróleo) como, por exemplo, assegurar a sustentabilidade da geração de energia a longo prazo, reduzir as emissões atmosféricas de poluentes, criar novas oportunidades de empregos e diminuir o desmatamento de nossas florestas.

O projeto dispunha de um caminhão, equipado com uma carreta de 12 metros, onde era feita uma exposição multimídia sobre as energias renováveis. Toda a energia elétrica necessária ao funcionamento simultâneo de dois computadores, um aparelho de TV, um DVD, um vídeo cassete e 12 lâmpadas fluorescentes, que totaliza 2400W, era proveniente de 24 placas fotovoltaicas.

A expedição percorreu 21 estados brasileiros, 14 mil quilômetros durante 80 dias. Em metade desse percurso, foi acompanhada por um caminhão movido a óleos vegetais in natura.

Ao final dessa expedição, o contêiner e os equipamentos foram doados à Cooperativa Mista dos Produtores Extrativistas do Rio Iratapuru. Esta comunidade fica localizada a 420 km de Macapá no Estado do Amapá. Neste local, existe uma pequena fábrica de extração de óleo de castanha, cuja produção é vendida para a Natura (Empresa do setor de cosméticos e produtos de higiene e de perfumaria), que utiliza a matéria-prima na produção de sua linha Natura Ekos. O contêiner solar gera energia elétrica para apoiar a atividade produtiva da comunidade.

A escolha da Cooperativa Iratapuru se deveu à sua preocupação com a conservação do meio ambiente. A comunidade obteve a certificação do FSC Brasil (Forest Stewardship Council), entidade internacional que audita os processos de manejo dos ativos da natureza, para garantir que sejam sustentáveis. A Natura, parceira da comunidade, criou um fundo de desenvolvimento sustentável da comunidade, repassando 0,5% da receita líquida obtida com a venda dos produtos que utilizam a matéria-prima proveniente de Iratapuru.

1.3 ENERGIA SOLAR FOTOVOLTAICA E SOCIEDADE

A primeira grande barreira para a difusão da tecnologia fotovoltaica e a consolidação de seu mercado é o alto custo da energia produzida pelos geradores fotovoltaicos. Assim, o governo federal tem implementado mecanismos governamentais de incentivo, além de programas de políticas públicas com objetivo de promover a universalidade de atendimento da energia elétrica no país. Com tais mecanismos, criam-se mercados para que essas tecnologias possam se desenvolver e, conseqüentemente, promover a diminuição de seus custos.

Para os mercados atualmente competitivos, isto é, a eletrificação rural em comunidades isoladas (residências, escolas, postos de saúde e centros sociais), o preço dos módulos fotovoltaicos não é um obstáculo definitivo (3 US\$/Wp) (ANEEL, 2006). Muitos domicílios em regiões remotas e isoladas do País, quando apresentam pequena demanda de energia, basicamente para fins de iluminação e comunicação, podem ser eletrificados com sistemas fotovoltaicos a um custo da ordem de R\$ 3.500,00 por instalação. Sistemas desse porte podem oferecer ao usuário 15 kWh/mês, serviço que satisfaz a condição mínima de atendimento, conforme discutido em audiência pública de regulamentação desses sistemas, realizada em 28 de abril de 2004 (ANEEL, 2006).

A implantação de sistemas fotovoltaicos em zonas isoladas pode contribuir de forma efetiva para a universalização do serviço elétrico, particularmente em áreas distantes das linhas de distribuição de energia ou áreas em que a adoção de tecnologias convencionais causaria danos indesejáveis ao meio ambiente, como por exemplo, a eletrificação de inúmeros domicílios de famílias que ocupam parques e áreas de preservação. Cabe ressaltar que a substituição de pequenos geradores a diesel permite a geração de energia elétrica com níveis mínimos de emissões de CO₂ da ordem entre 40 e 60 g/kWh, (ANEEL, 2006).

Tecnicamente, esses sistemas concorrem com geradores elétricos convencionais. No entanto, essa concorrência ainda ocorre em condições desfavoráveis para os geradores fotovoltaicos, porque a formação de preços não atribui nenhum valor à redução das emissões e a origem renovável do recurso.

Segundo dados da ANEEL (2006), a contribuição da geração fotovoltaica à matriz energética do país, ainda modesta, considera 15 MWp⁽¹⁾ instalados para um fator de capacidade para sistemas fotovoltaicos isolados da ordem de 12%. Assim, a produção anual de 1050 kWh/kWp, valor compatível com os resultados obtidos em campo, atinge a cifra de 15,7 GWh/ano. Deve-se evidenciar que os sistemas conectados à rede operam com fator de capacidade superior aos observados em sistemas isolados, atingindo valores entre 15% e 19% para uma produtividade anual na faixa de 1300 e 1700 kWh/kWp.

Dentre as desvantagens atuais encontradas para a geração solar fotovoltaica, destacam-se principalmente os custos elevados que, em alguns casos, são 8 vezes maiores do que a forma convencional de suprimento energético e o regime intermitente da radiação solar.

⁽¹⁾ O *Watt (W)* é uma unidade de potência enquanto a unidade *W_p* (Watt pico) é uma unidade de potência específica da tecnologia solar fotovoltaica. Como a potência entregue por um módulo fotovoltaico depende da intensidade de irradiação solar incidente, define-se a potência gerada pelo módulo quando submetido às condições padrão, ou seja, irradiação de 1000 W/m², temperatura de célula de 25°C e massa de ar igual a 1,5 (adimensional).

Em relação aos custos elevados para o investimento inicial, observa-se uma tendência acelerada de redução, notadamente quando se aliam mecanismos de incentivos ambientais, tais como os certificados de seqüestro de carbono que poderão ser obtidos pelas centrais de geração fotovoltaica.

1.4 ENERGIA SOLAR TÉRMICA - UM GRANDE MERCADO NO BRASIL

Segundo destaca Délcio Rodrigues (2005) “*apesar de oferecer claras vantagens tanto ambientais como sociais, a energia solar tem sido aproveitada apenas com uma parte ínfima de seu imenso potencial. Porém, face às limitações na geração de energia convencional, a energia solar ganhará mais destaque num futuro próximo*”.

O Brasil tem uma média anual de 280 dias de sol, o que representa um potencial de 15 trilhões de MWh por ano, 50 mil vezes mais do que o consumo nacional de energia elétrica registrado em 1999 (RODRIGUES, 2005). Tais números evidenciam a potencialidade do mercado brasileiro.

A economia propiciada pelos aquecedores solares de água, em substituição aos chuveiros elétricos, é entendida como uma *geração virtual de energia elétrica*, visto que estes equipamentos são responsáveis por mais de 5% do consumo nacional de energia elétrica e por cerca de 18% da demanda de ponta do sistema elétrico (RODRIGUES, 2005). A minimização desse consumo da ponta significaria um grande benefício para o sistema de geração e distribuição de energia, deslocando a urgência de grandes investimentos de recursos, além de diminuir a pressão ambiental trazida pela inundação de grandes lagos necessários às hidrelétricas.

No cenário energético atual, mais de 82% da capacidade de geração de eletricidade instalada no Brasil é proveniente de usinas hidrelétricas, sendo os 18% restantes oriundos de

termelétricas convencionais, com 15,1% gerados a partir de combustíveis fósseis, com pequeníssima contribuição de biomassa, e 2,9% de term nucleares (RODRIGUES, 2005).

Em 2004, foi aprovado pelo Congresso Nacional o novo modelo para o setor elétrico brasileiro que previu a continuação da hegemonia da geração de eletricidade de origem hídrica, apesar de promover a maior participação da geração termelétrica, principalmente a partir do gás natural.

Neste modelo, são evidenciados os impactos socioambientais da hidroeletricidade, conforme documento elaborado por centenas de ONGs brasileiras e internacionais e encaminhado à Conferência Internacional pelas Energias Renováveis.

Com relação à Comissão Mundial de Barragens (2006), o documento afirma que “...as grandes barragens são responsáveis pelo desalojamento de 40 a 80 milhões de pessoas no mundo, sendo que muitas dessas pessoas recebem uma compensação inadequada ou até nenhuma compensação. Milhões de pessoas têm perdido suas terras e estilos de vida e têm sofrido também por causa dos efeitos à jusante e de outros impactos indiretos das grandes barragens”.

O mesmo documento alerta para os impactos ambientais das grandes hidrelétricas, por serem emissoras de gases que provocam o efeito estufa, já que “...a decomposição da matéria orgânica nos reservatórios das hidrelétricas causa a emissão de metano e gás carbônico”, e que esse é “...um importante fator no rápido declínio da biodiversidade fluvial no mundo todo”.

O documento aponta também para a possível alteração hidrológica motivada pelas mudanças climáticas globais. Essas mudanças, causadas pelo aquecimento global, podem implicar na redução notável da geração hidrelétrica quando o regime de chuvas se altera.

Diante deste cenário, medidas que reduzem a necessidade de novas barragens como a substituição intensiva dos chuveiros elétricos pelos aquecedores solares de água torna-se uma alternativa real e competitiva.

Potencialmente, os aquecedores solares seriam candidatos a projetos do Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL), conforme Protocolo de Kyoto (RODRIGUES, 2005).

O MDL promove o uso de fontes renováveis de energia, fornecendo recursos financeiros como contrapartida à redução de emissão de gases que provocam o efeito estufa, o que pode ser um impulso adicional à penetração dessa tecnologia no mercado brasileiro.

Além das vantagens ambientais, a tecnologia termossolar apresenta vantagens sociais advindas da modularidade de suas aplicações, da descentralização da sua produção, da possibilidade de ser desenvolvida por pequenas e médias empresas, e da capacidade de gerar mais empregos por unidade de energia transformada. Dados do Departamento de Energia Solar da Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABRAVA, 2006), mostram que a produção anual de 1 milhão de m² de coletores geraria aproximadamente 30 mil empregos diretos, sendo 8 mil na indústria, em micros e pequenas indústrias de produtos agregados e afins, 14 mil de instaladores, 4 mil de vendedores e distribuidores e 4 mil de técnicos de nível médio.

1.5 INDICADORES INTERNACIONAIS

Uma estimativa preliminar do potencial deste mercado no Brasil pode ser adquirida com base em indicadores internacionais.

Segundo o Programa de Aquecimento e Refrigeração Solar da Agência Internacional de Energia (IEA, 2006), Israel, Grécia e Chipre são os países de maior penetração da tecnologia solar para aquecimento de água. Chipre tem cerca de 0,95 m² de coletores por

habitante e a Grécia 0,2 m². Ainda segundo a IEA, a média atual deste indicador para os países filiados à agência é de 0,04 m² por habitante. Para alcançar tal média, a área instalada no Brasil, que hoje é cerca de 3 milhões de m², deveria atingir 7 milhões de m². Para alcançar os índices apresentados por Israel e Grécia, a área instalada deveria ser 35 e 167 milhões de m² de coletores, respectivamente.

Diante de tais números, Mesquita e Pereira (2007) avaliam que o mercado brasileiro, que atende atualmente residências unifamiliares de média e alta renda (66%), edifícios residenciais (6%) e instalações industriais e comerciais (11%), tendo grande potencial de crescimento. Entretanto, os grandes desafios do setor no país são as aplicações industriais de média temperatura, além da definição de novos modelos de financiamento e de negócios.

1.6 CONTRIBUIÇÃO MUNICIPAL À MITIGAÇÃO DAS MUDANÇAS CLIMÁTICAS

A geração de energia descentralizada e em pequena escala pode contribuir consideravelmente para a proteção do clima global e, ao mesmo tempo, ter um importante papel na melhoria da qualidade de vida. Neste sentido, os aquecedores solares são particularmente promissores: a tecnologia é uma das mais simples e baratas fontes de energia renovável, com uma relação custo-benefício bastante favorável para a redução de emissões de gases-estufa. Com apoio via mecanismos de comercialização de carbono, os aquecedores solares podem ser um componente importante dos esforços de mitigação das mudanças climáticas.

Quando aquecedores solares são aplicados na suplementação ou na substituição de aquecedores convencionais, evitam a inundação de áreas nas hidroelétricas ou a queima de combustíveis fósseis, normalmente utilizados. Conseqüentemente, as emissões de gases

causadores do efeito estufa e de outros poluentes podem ser reduzidas pelo uso dos aquecedores solares, o que melhora a qualidade do ar das cidades.

Apesar dos efeitos benéficos ambientais e econômicos da tecnologia, um grande número de barreiras ainda impede sua grande difusão, Cita-se dentre os principais os códigos de obra pouco amigáveis à tecnologia, altos custos iniciais de instalação para o consumidor final quando comparados às alternativas convencionais e a falta de uma política de financiamento a juros adequados para empresas e usuários.

Os mercados emergentes de certificados de redução de emissão (CRE) de carbono e outros gases de efeito estufa oferecem oportunidades de superação destas barreiras e podem ajudar a difundir a tecnologia no Brasil. Desde o início dos esforços de mitigação das mudanças climáticas, o comércio de CREs tem sido considerado para o controle das emissões internacionais de gases de efeito estufa por prover os participantes de maneiras flexíveis e com boa relação custo-benefício para o cumprimento das metas acordadas. Hoje, vários programas de comércio de reduções de emissão de gases de efeito estufa, obrigatórios e voluntários, estão em operação e, com a entrada em vigor do Protocolo de Kyoto no início de 2005, o mercado expande-se significativamente. No caso do aquecimento solar, podem ser citados as iniciativas da Índia e China (NORTON B., 2006) e os estudos para o caso brasileiro (PEREIRA et al, 2007).

Para nações em desenvolvimento como o Brasil, o Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL) do Protocolo de Kyoto é uma oportunidade de obtenção de recursos para a proteção do meio ambiente e para o desenvolvimento sustentável. O MDL promove o comércio de CREs entre nações em desenvolvimento e as industrializadas, produzindo recursos para projetos que ao mesmo tempo reduzam emissões de carbono e contribuam para o desenvolvimento sustentável em suas três dimensões, ambiental, social e econômica.

Os rendimentos da comercialização de CREs podem trazer uma contribuição significativa para a implantação de aquecedores solares. Cálculos preliminares mostram que o MDL pode abater em pelo menos 10% o custo de implantação dos projetos, mesmo usando valores conservadores como o custo da tonelada de carbono evitado a US\$5 por tonelada e o período de 10 anos de crédito. Com valores mais elevados e períodos de crédito maiores, a contribuição potencial dos CREs aos projetos pode ser ainda maior. Os rendimentos da comercialização de CREs podem ajudar a lidar com várias das barreiras enfrentadas pelos aquecedores solares. Os CREs podem tornar os equipamentos mais baratos para os consumidores e melhorar a viabilidade de projetos de instalação e também de empresas solares.

Arranjos financeiros que ataquem dificuldades ao financiamento, tais como financiamentos de terceiras partes ou contratos de desempenho, podem ter sua viabilidade facilitada com os recursos dos CREs servindo para alavancar financiamentos adicionais. Os recursos de CREs podem também ajudar a superar barreiras técnicas e institucionais ao desenvolvimento do mercado de aquecedores solares de água, se forem empregados para o desenvolvimento do mercado, superação de barreiras legais, treinamento, marketing de suas vantagens socioambientais e promoção da aplicação de padrões de qualidade (RODRIGUES, 2005).

1.7 O GRANDE POTENCIAL DE APLICAÇÃO DO CALOR SOLAR PARA PROCESSOS INDUSTRIAIS

No final de 2003, os sistemas de aquecimento solar de água instalados em todo o mundo correspondia a uma capacidade de cerca de 92 GW_t. Comparado com 48 GW de potência eólica e 4 GW_p de fotovoltaico, o solar térmico já apresentava uma posição

dominante entre as energias renováveis. (IEA, 2006). Entretanto, sua penetração no setor industrial é apenas discreta, sendo identificadas em todo o mundo apenas 85 instalações correspondentes a uma potência total de cerca de 27 MW_t (38.500 m^2), ou seja, apenas 0,03% da capacidade total do solar térmico instalado. O gráfico 1.1 evidencia os setores industriais que vêm adotando o aquecimento solar. As possíveis áreas de aplicação incluem processos de produção de vapor, secagem, reações químicas, lavagem, fusão e cozedura e, também, aquecimento e arrefecimento ambiente dos edifícios fabris.

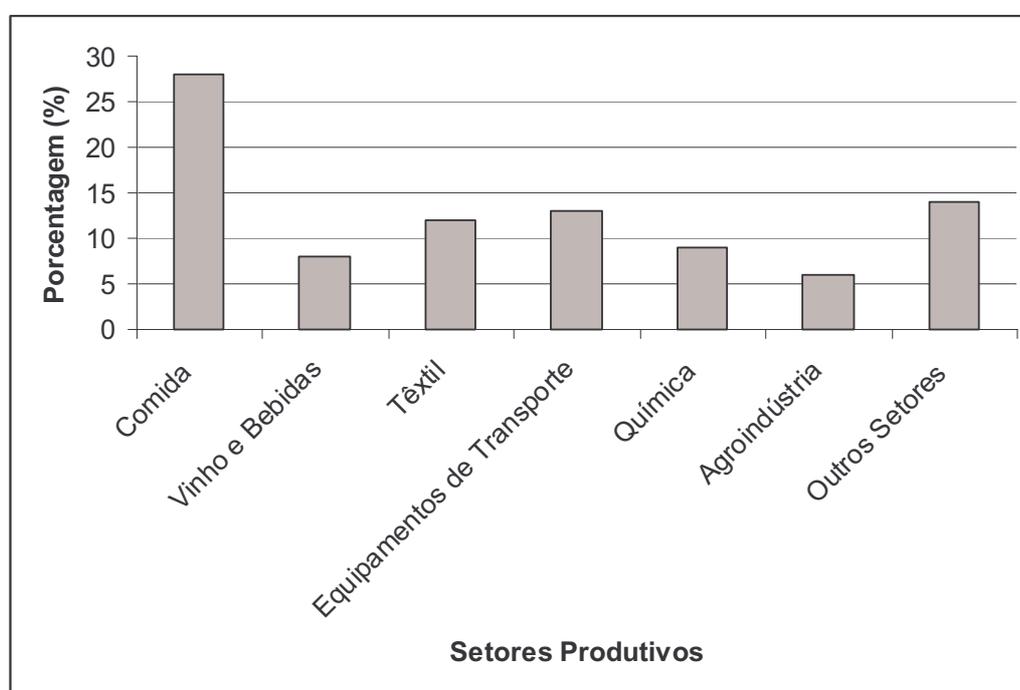


Gráfico 1.1: Número de instalações de calor solar para processo industrial identificadas em todo o mundo.

Fonte: IEA, 2006.

Estudos realizados pela Eurostat (2002) evidenciavam à época que o aquecimento poderia atender de 2 a 3 % do consumo total de energia térmica no setor industrial, atingindo, assim, valores da ordem de 5 PJ/ano na Áustria, 21 PJ/ano na Península Ibérica e 32 PJ/ano na Itália.

Em 2006, foi disponibilizado o relatório da Tarefa 33/IV (IEA, 2006) que resumiu os principais resultados destes estudos, dirigidos principalmente aos tomadores de decisão políticos. Este documento constitui uma ferramenta de divulgação para campanhas de promoção a nível nacional e regional e de políticas na área do aquecimento solar em processos industriais.

Estudo de Casos 1: Lacticínio Solar na Áustria

No âmbito da Tarefa 33/IV da IEA, foram examinadas as possibilidades de recuperação de calor e utilização de energia solar térmica em uma indústria de laticínios na Áustria. Nesta empresa são processados 25.000 litros por hora de leite para produção de 15.000 toneladas por ano de diferentes tipos de queijo.

O primeiro passo da investigação consistiu na otimização dos processos de utilização de calor. Com uma metodologia do tipo “Pinch analysis”, foi calculado um sistema de recuperação de calor para o processo industrial. Os resultados deste cálculo mostram a situação otimizada para atender a demanda de energia através da instalação de trocadores de calor e de uma necessidade adicional reduzida de calor e frio para a produção.

No passo seguinte, foi feita uma análise detalhada sobre a viabilidade da instalação de aquecimento solar. O primeiro resultado da energia fornecida pela instalação solar (“*ganhos solares*”) é mostrado na Tabela 1.1. A partir destes dados, foi calculada a poupança em gás natural, que atinge valores de 80% e gera períodos de retorno de investimento muito razoáveis de aproximadamente um ano.

TABELA 1.1 - Resultados Globais do Laticínio Solar

Área de Coletores	1000 m ²	1500 m ²
Ganhos Solares [MWh/a]	553	710
Poupança Gás ($\eta=65\%$) m ³ /a	85000	109000
Redução - Emissões CO ₂ - t/a	170	218

Fonte: EUROSTAT, 2002.

Estudo de Casos 2: Lavagem Industrial na Espanha

A instalação solar Contank em Castellbisbal (Barcelona), mostrada na figura 1.1, iniciou o seu funcionamento em março de 2005. O processo industrial consiste na lavagem de containers para transporte de líquidos.

Vista da instalação solar da Contank



Dados Técnicos da Instalação Solar da Contank	
Tipo de Coletor Solar	Plano Seletivo
Capacidade Instalada	360kW (510m ²)
Inclinação dos Coletores	20°
Orientação dos Coletores	24° Sudoeste
Volume de Armazenamento	40m ³
Vazão	16,35m ³ /h (água - glicol 30%)
Apoio	Caldeira a gás natural

Figura 1.1: Instalação de Aquecimento Solar da Contank.

Fonte: EUROSTAT, 2002

A instalação é formada por dois campos de coletores solares, que fazem o pré-aquecimento da água até uma temperatura final de 70–80 °C para o processo de lavagem, instalados na cobertura da fábrica. Os ganhos solares, apresentados na figura 1.2, são da ordem de 429 MWh (841 kWh/m²), correspondentes a uma fração solar de apenas 20%. O custo do investimento para o sistema solar foi de 268.000 €, financiado parcialmente pelo IDAE e ICAEN. A poupança anual estimada é de 14.300 € (para um custo do gás natural de 25 €/MWh). Considerando-se os custos de funcionamento e manutenção (cerca de 1.250 €/ano), a poupança é de cerca de 13.050 €/ano com período de retorno simples de 10 anos (IEA – 2006).

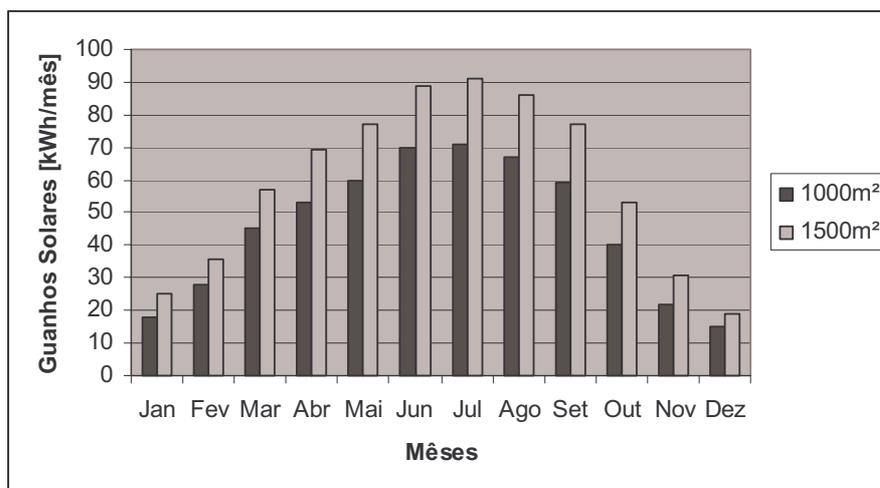


Gráfico 1.2: Instalação solar térmica de 360 kW para um processo de lavagem industrial Contank.

Fonte: EUROSTAT, 2002.

1.8 ESTADO DA ARTE

A utilização da energia solar em instalações de grande porte vem ganhando espaço no mercado brasileiro como medida efetiva de conservação de energia e redução de custos operacionais. Nestes casos, a aplicação de grandes baterias de coletores para aquecimento de água, associados em série e paralelo são obrigatórias para atender as demandas requeridas de vazão de água e níveis de temperatura.

Para tal, são necessários estudos sobre o rendimento global dessa associação de coletores, em função da eficiência individual de cada equipamento e da uniformidade do fluxo de água nas respectivas baterias de coletores solares.

Diversos autores, citados a seguir, desenvolveram estudos sobre a avaliação dos diversos parâmetros que influenciam na eficiência energética de um coletor ou associação de coletores.

Simon (1976) utiliza um simulador solar para a determinação da eficiência de coletores solares para garantir condições controladas de vento, temperatura ambiente e

irradiação solar. Seus resultados validam os ensaios internos e demonstram que uma simples redução na perda de calor não garante uma melhor eficiência do coletor solar.

Appelbaum e Bany (1979) tratam primeiramente da influência do sombreamento de postes sobre coletores verticais e inclinados (componentes de sombra, altura e área). Os resultados mostram a inserção dos coletores na obra, incluindo a inclinação angular, dimensões do coletor, espaçamento entre coletores e número de coletores na bateria. Conclui, ainda, que o sombreamento de coletores deve ser levado em conta em projetos de aquecimento solar em grande escala.

Cooper e Dunkle (1981) propõem um modelo não-linear para um coletor solar, mas consideram que o coeficiente global de perda de calor varia linearmente com a diferença de temperatura entre o fluido no coletor e o ambiente, característico de instalações em série.

Chiou (1982) considera que a distribuição de vazão nos tubos de elevação é usualmente não uniforme sobre condições normais de operação. Tal condição pode estar associada a imperfeições na construção, instalações impróprias dos coletores solares ou problemas de deposição e entupimento dos tubos. Em seu trabalho, são considerados dezesseis modelos com distribuição inadequada de fluxo. A degradação da eficiência do coletor devido aos efeitos da não-uniformidade do fluxo é determinada para vários coletores em condições de produção/operação. Conclusivamente um parâmetro de não-uniformidade do fluxo “ Φ ” é introduzido para representar as divergências da má distribuição do fluxo em relação a seu principal valor. Foi, então, encontrado neste estudo uma relação única entre o grau de deteriorização da eficiência do coletor devido ao efeito de não-uniformidade do fluxo e seu respectivo o parâmetro de não uniformidade do fluxo Φ .

Phillips (1982) propõe um modelo linear explícito para a prever a eficiência de um coletor solar, incluindo, também, os efeitos de perda radiativa.

Hahne (1985) estuda os efeitos de parâmetros construtivos sobre a eficiência de coletores solares de placa plana, observando ganhos mais significativos decorrentes de melhorias nas propriedades radiantes do absorvedor e das coberturas transparentes. Assim, uma alta qualidade dos materiais e um alto estado de tecnologia são pré-requisitos.

Lund (1986) introduz um fator de forma que descreve em detalhes os vários projetos de dutos, obtendo desta forma uma aplicabilidade geral. Lund emprega as equações de condução bi-dimensional na placa e de transferência de calor no duto. Em contraste com métodos anteriores, o seu método é aplicável para todos os projetos de dutos e avalia a transferência de calor desenvolvida e as variáveis que afetam o desempenho térmico da placa.

O modelo físico, desenvolvido por Wang e Wu (1990), discute a não-uniformidade do fluxo de água nos tubos de distribuição. O sistema de equações gerado com base nas leis de conservação de massa, energia e momentum é composto por 19 equações para cada tubo e foi adotado como referência no desenvolvimento do presente trabalho.

Oliva et al. (1991) propõem um modelo numérico para a determinação do comportamento térmico de um coletor solar. O modelo leva em consideração os aspectos multidimensionais e transientes que caracterizam o fenômeno de transferência de calor em um coletor solar. O modelo permite a análise da influência de alguns aspectos como: distribuição não uniforme do fluxo, áreas de sombreamento e variações na dimensão e propriedades de diferentes elementos.

Perers (1993) sugere um método dinâmico para arranjo de coletores solares, ensaiados e avaliados com informações padrões e programas de simulação. O objetivo de seu trabalho era encontrar uma conexão prática e suficientemente precisa entre a medida experimental de eficiência de um coletor operando externamente e os parâmetros de eficiência de um coletor que podem ser usados em programas de simulação para previsão da eficiência a longo termo, com base em médias horárias.

Jones e Lior (1994) prevêem uma distribuição da vazão nas calhas inferiores e superiores de coletores solares, muitas vezes sendo mantido o termo em inglês *manifolds*, negligenciando os efeitos transientes. O modelo desenvolvido é hidrodinâmico e discreto, gerando um sistema de equações algébricas simultâneas não-lineares que são resolvidas numericamente para 54 combinações diferentes das principais variáveis independentes. Em seus resultados, concluem que a razão entre o diâmetro do tubo de elevação e o diâmetro da calhas (d_r/d_i) tem grande influência sobre a má distribuição do escoamento em coletores solar típicos, aumentando com o fator $(d_r/d_i)^4$.

Kikas (1995) investiga uma distribuição de fluxo laminar isotérmica e não-isotérmica através de coletores solares de água. Equações algébricas de primeira e segunda ordem foram desenvolvidas para uma distribuição laminar de fluxo totalmente desenvolvido (isotérmico e não-isotérmico), levando em consideração resultados experimentais sobre perda de pressão em junções. Kikas prevê que a taxa de fluxo isotérmico entre dois tubos de elevação não depende do número total de tubos de elevação ou da taxa total de vazão no circuito, mas apenas da localização deles no circuito. Além disso, ele sugere que: *“um esforço para obter-se resultados mais detalhados da queda de pressão na vazão dos tubos de elevação é necessário. O efeito da variação do coeficiente de transferência de calor dentro do coletor solar com a vazão, como também o efeito da não-uniformidade da temperatura da água ao longo das calhas é deixado para investigação”*.

Dymond e Kutscher (1996) propõem o desenvolvimento de um modelo para coletores solares com base na má distribuição de fluxo que acontece em construções de grande escala como é mostrado em fotografias com infravermelho. Esta distribuição deficiente de fluxo pode penalizar o desempenho da associação de coletores devido às maiores perdas convectivas e radiantes de calor. Este artigo descreve o desenvolvimento de um programa de

computador que permite aos projetistas prever a não-uniformidade do fluxo e sua eficiência final.

Bosanac e Nielsen (1997) discutem como parâmetros operacionais podem diferir consideravelmente em comparação com valores teóricos baseados em resultados de ensaios de laboratório para um único coletor. Tais discrepâncias podem ser causadas por isolamento inapropriado de arranjo de tubulações, distribuição não-uniforme do fluxo dentro do arranjo, dentre outros...

Hilmer et al. (1999) apresentam uma solução numérica e validação do modelo dinâmico de coletores solares operando sob regime de vazões variáveis, com a inclusão do método de resolução de um conjunto gerado de equações diferenciais parciais de primeira ordem típicas. A contribuição deste método é permitir o tratamento da vazão dependente do tempo radiação não-uniforme espacialmente ou coeficientes de transferência de calor variáveis.

Kazeminejad (2002) propõe uma análise numérica do fluxo bi-dimensional em um coletor solar de placa plana, discutindo sobre o grande número de parâmetros que influenciam a eficiência de um coletor de placa plana. Dentre estes, citou parâmetros construtivos, operacionais, meteorológicos e ambientais, além da temperatura do fluido à entrada do coletor, da sua vazão mássica e do espaçamento entre os tubos de distribuição.

Weitbrecht et al. (2002) propõem um método experimental com grande precisão para determinação da vazão e de medidas de pressão em cada tubo de elevação, com objetivo de investigar a relação entre as perdas nas junções e os números de Reynolds locais. Além disto, desenvolvem cálculos semi-empíricos, usados em uma análise de sensibilidade inferindo sobre as várias distribuições de vazão possíveis em coletores solares. Concluem que a distribuição do fluxo depende primordialmente da relação entre as perdas energéticas nos tubos de elevação e as perdas energéticas nas calhas inferiores e superiores.

Kang M. et al. (2006) conduziram um modelo numérico para estudar o desempenho térmico de uma grande associação de coletores solares, que podem ser integrados como parte da estrutura de um telhado, sem grandes dificuldades. Segundo os autores, a associação de coletores solares consiste de uma rede de tubos de elevação e calhas para simular coletores conectados em série, formando um grande coletor. Os resultados mostram que a eficiência térmica da associação de coletores é principalmente influenciada pela quantidade de tubos de elevação, pela relação $\left(\frac{H}{W}\right)$ onde H é o comprimento do tubo de elevação e W é a largura do coletor solar, pela taxa de vazão mássica, condutividade térmica e espessura da placa absorvedora. Diferenças na faixa de 2,5 a 8,0% foram detectadas, dependendo do parâmetro específico testado. Uma das conclusões do autor é que a água nas calhas de divisão (inferiores) permanece praticamente à mesma temperatura de entrada no coletor solar, apesar de haver alguma transferência de calor através das paredes dos tubos de elevação. Tal afirmação vem também validar o modelo aqui proposto.

A contribuição do presente trabalho, em complementação aos estudos anteriores elaborados pelos autores citados, trata do desenvolvimento de uma análise do comportamento de coletores solares em associações de grande porte, com a criação de ferramentas de simulação que agilizem a etapa de projeto e inserção dos coletores nestas associações com maior grau de confiabilidade.

1.9 OBJETIVOS GERAIS E ESPECÍFICOS

A proposta deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo matemático que permita avaliar comparativamente o rendimento global de associações de coletores em grandes baterias a partir das eficiências individuais dos coletores e da consideração dos efeitos da não-uniformidade do escoamento da água através dos tubos de distribuição.

Objetivos Específicos:

Os objetivos específicos do presente trabalho são:

1. Desenvolver um modelo matemático para avaliação da distribuição de temperaturas, pressão e velocidades ao longo de um coletor solar.
2. Extrapolar o algoritmo para representar uma bateria de n coletores solares associados em paralelo.
3. Implementar rotinas computacionais em Softwares.
4. Conceber, projetar e construir as bancadas experimentais internas e externas para realização dos ensaios experimentais.
5. Validar o modelo desenvolvido a partir da comparação entre os resultados das simulações matemáticas e dos ensaios experimentais.

2.0 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Os conceitos e modelos discutidos neste capítulo são amplamente conhecidos na literatura nacional e internacional sobre o tema deste trabalho, com destaque para o livro *Solar Engineering of Thermal Processes* dos autores DUFFIE e BECKMAN (1991). Entretanto, foram incluídos no texto com objetivo de formalizar a nomenclatura adotada, evidenciando os conhecimentos adquiridos durante sua realização.

Todo o desenvolvimento apresentado se aplica a coletores solares com placa absorvedora plana, simplesmente denominados neste texto como *coletores solares*.

2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR - COLETORES SOLARES

O coletor solar é um tipo especial de trocador de calor que transforma a energia da radiação solar em energia térmica. Entretanto, o fluxo dessa energia radiante é reduzido, tendo seu valor máximo limitado em 1367 W/m^2 fora da atmosfera terrestre. Assim, aplicações práticas que demandam aportes energéticos mais significativos exigirão a implantação de grandes áreas de coletores solares, onde ocorrem problemas de distribuição e uniformidade de escoamento.

Coletores solares com placa absorvedora plana podem ser projetados para aplicações a temperaturas moderadas da ordem de 100°C acima da temperatura ambiente. Tais coletores solares absorvem as componentes direta e difusa da irradiação solar, sem necessidade de rastreamento do Sol e requerem baixos níveis de manutenção. As aplicações potenciais destas unidades são em aquecimento solar de água residencial, aquecimento para edificações, condicionamento de ar e em processos de aquecimento industrial.

Descrição de coletores solares de placa plana:

As partes importantes de um coletor solar para aquecimento de líquido, como mostrado na figura 2.1 são: a superfície “negra” absorvedora de energia solar e que promove a transferência da energia absorvida para o fluido; cobertura transparente na faixa de comprimentos de onda da radiação solar incidente sobre a superfície absorvedora e opaca na região de emissão da placa absorvedora, reduzindo, assim, as perdas por convecção para a atmosfera e isolamento térmico nas laterais e na base do coletor solar, de modo a minimizar as perdas por condução.

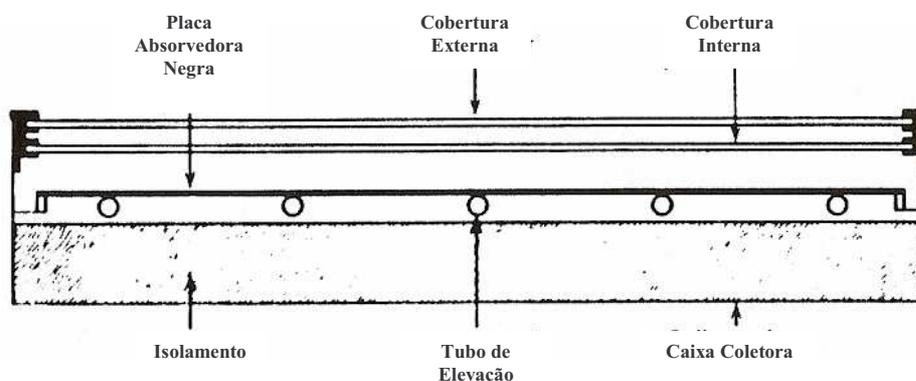


Figura 2.1: Seção transversal de um coletor solar de placa plana básico

Fonte: DUFFIE e BECKMAN,1991.

Equações básicas de balanço energético para um coletor solar plano:

Em regime permanente, a eficiência de um coletor solar é descrita por um balanço de energia que iguala o fluxo de energia solar incidente (I) ao fluxo de energia absorvida pela placa absorvedora acrescido das perdas térmicas e perdas óticas (DUFFIE e BECKMAN,1991).

A radiação solar absorvida pelo coletor solar por unidade de área do absorvedor (S) é dada pela equação:

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho_g (I_b + I_d) (\tau\alpha)_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (2.1)$$

onde I : corresponde à média horária da radiação solar incidente no plano horizontal. Os subscritos b , d e g representam a componente direta, difusa e do albedo, respectivamente; t indica uma superfície inclinada.

$\left(\frac{1 + \cos \beta}{2}\right)$ e $\left(\frac{1 - \cos \beta}{2}\right)$ são os fatores de forma geométricos entre o plano inclinado de um ângulo β , em relação ao plano horizontal, e a abóboda celeste e entre a superfície do coletor e o solo, respectivamente.

R_b – Fator de Geometria.

$$R_b = \frac{I_{bt}}{I_b} \quad (2.2)$$

α – Absortância da tinta ou do tratamento seletivo

τ – Transmitância do vidro.

ρ - Densidade

A radiação solar absorvida pelo coletor solar por unidade de área do absorvedor (Q_u) é igual a diferença entre a radiação solar incidente na placa absorvedora e as perdas óticas definida pela equação abaixo:

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (2.3)$$

A energia térmica perdida para a vizinhança, a partir do coletor solar de área A_c , ocorre por condução, convecção e radiação infravermelha, sendo representada pelo produto do coeficiente global de transferência de calor (U_L) pela a diferença entre a temperatura principal da placa absorvedora (T_{pm}) e a temperatura ambiente (T_a).

A maior restrição do uso da equação 2.3 é que a temperatura da placa absorvedora varia para cada posição -x da calha coletora e posição -y ao longo de cada tubo de elevação da água. Seu valor é, também, função do projeto do coletor, da radiação solar incidente e das condições operacionais do fluido à entrada do coletor solar, (DUFFIE e BECKMAN,1991).

A eficiência térmica (η) do coletor solar é definida como a relação do ganho útil sobre um período de tempo específico em relação a energia solar incidente sobre o mesmo período de tempo:

$$\eta = \frac{\int Q_u dt}{A_c \int G_T dt} \quad (2.4)$$

onde:

- Q_u Energia útil por unidade de tempo [W/s];
- G_T Energia solar incidente [W/s]
- A_c Área coletora [m²]

Distribuição de temperatura em coletores solares:

Conforme pode ser observado nas figuras 2.2. e 2.3, parte da energia solar absorvida pela placa deve ser conduzida até os tubos de elevação. Assim, a temperatura é máxima no ponto médio entre dois tubos consecutivos. A temperatura acima dos tubos será aproximadamente uniforme por causa da presença do tubo e da solda ou encaixe placa-tubo.

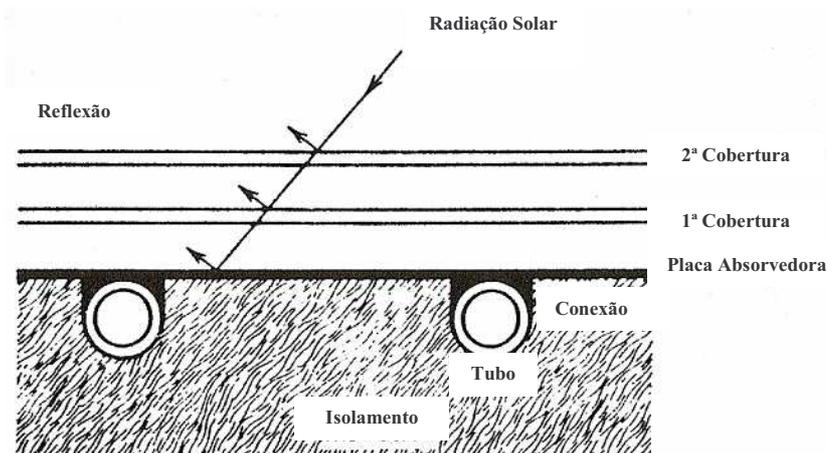


Figura 2.2: Detalhe esquemático da placa e tubo de um coletor solar

Fonte: DUFFIE e BECKMAN,1991.

A energia transferida para o fluido irá aquecê-lo, causando um gradiente de temperatura na direção do seu escoamento. Em qualquer localização y , a distribuição geral de

temperatura na direção x é mostrada na figura 2.3 (c) e em qualquer localização x , a distribuição de temperatura na direção y é mostrada no item (d) da mesma figura. Deve-se destacar que neste modelo, proposto por Duffie e Beckman (1991), não é considerada a não-uniformidade de distribuição do fluido.

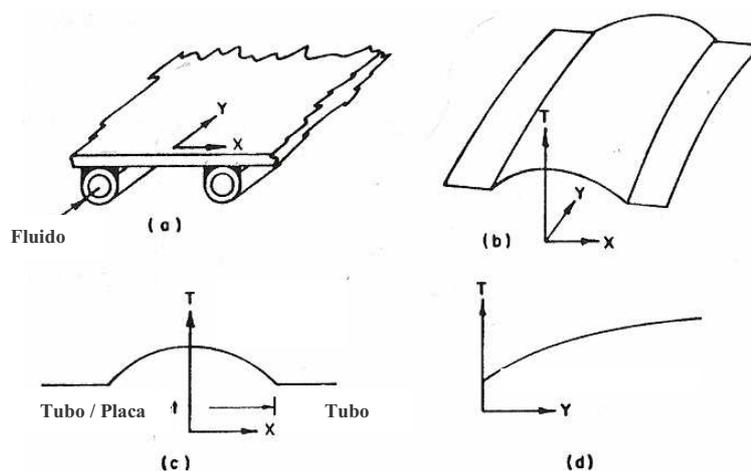


Figura 2.3: Distribuição de Temperatura sobre a placa absorvedora.

Fonte: DUFFIE e BECKMAN,1991.

Para desenvolver o modelo referente à geometria mostrada na figura 2.3, Duffie e Beckman (1991) propuseram hipóteses simplificadoras, discutidas em detalhes no texto referenciado.

Coefficiente global de perda de calor - U_L :

Considere o circuito térmico equivalente para um coletor solar com duas coberturas mostrado na figura 2.4. A energia perdida através do topo é o resultado da convecção e radiação entre as placas paralelas. Em regime permanente, a transferência de energia entre a placa à temperatura T_p e a primeira cobertura a T_{c1} é igual à transferência de calor entre as duas coberturas adjacentes e, também, entre a cobertura 2 e o meio externo. Esta última é denominada *perda térmica pelo topo*, sendo calculada pela equação:

$$q_{perda,topo} = h_{c,p-c1}(T_p - T_{c1}) + \frac{\sigma(T_p^4 - T_{c1}^4)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_{c1}} - 1} \quad (2.5)$$

onde $h_{c,p-c1}$ é o coeficiente de transferência de calor convectivo entre duas placas de vidro paralelas inclinadas, ϵ_p e ϵ_{c1} , são as emitâncias da placa absorvedora e da cobertura respectivamente. σ é a constante de Stefan Boltzman.

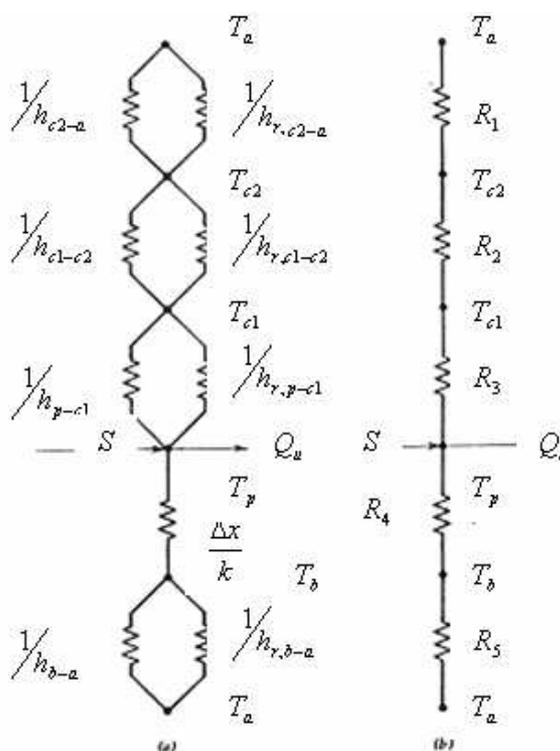


Figura 2.4: Circuito térmico equivalente para um coletor solar de placa plana com duas coberturas: (a) Em função das resistências de condução, convecção e radiação; (b) Em função das resistências entre as placas.

Fonte: DUFFIE e BECKMAN,1991

Se a definição de coeficiente de transferência de calor radiativo for utilizada, a perda de calor para o topo pode ser rescrita na forma:

$$q_{perda,topo} = (h_{c,p-c1} + h_{r,p-c1})(T_p - T_{c1}) \quad (2.6)$$

onde

$$h_{r,p-c1} = \frac{\sigma(T_p + T_{c1})(T_p^2 + T_{c1}^2)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_{c1}} - 1} \quad (2.7)$$

A resistência R_3 , entre a cobertura mais interna e a placa absorvedora pode ser expressa como:

$$R_3 = \frac{1}{h_{c,p-cl} + h_{r,p-cl}} \quad (2.8)$$

A resistência térmica entre a cobertura mais externa e vizinhança tem a mesma forma da equação (2.8), ou seja, uma associação em paralelo das perdas por convecção e por radiação, mas o coeficiente de transferência de calor por convecção da cobertura em relação ao ambiente é dado por (DUFFIE e BECKMAN,1991) :

$$h_w = \text{máx} \left[5, \frac{8,6V^{0,6}}{L^{0,4}} \right] \quad (2.9)$$

onde V: velocidade do Vento (m/s)

L: comprimento característico do coletor [m] dado pela equação

$$L = \frac{4.A_c}{2 * \text{Perímetro}} \quad (2.10)$$

A resistência térmica da radiação a partir da cobertura leva em consideração a radiação trocada com o céu à temperatura T_s . Por conveniência, referencia-se esta resistência em relação à temperatura ambiente T_a , sendo o coeficiente de transferência de calor por radiação escrito como:

$$h_{r,cl-a} = \frac{\sigma \epsilon_c (T_{cl} + T_s)(T_{cl}^2 + T_s^2)(T_{cl} - T_s)}{(T_{cl} - T_a)} \quad (2.11)$$

A resistência térmica equivalente R_l é, então, dada por:

$$R_l = \frac{1}{h_w + h_{r,cl-a}} \quad (2.12)$$

O coeficiente de perda pelo topo a partir da placa absorvedora para o ambiente é:

$$U_t = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (2.13)$$

Para qualquer das duas placas adjacentes, a nova temperatura da placa j pode ser expressa em termos da temperatura da placa i como:

$$T_j = T_i - \frac{U_i(T_p - T_a)}{h_{c,i-j} + h_{r,i-j}} \quad (2.14)$$

Uma equação empírica para U_i foi desenvolvida por Klein (1979) seguindo os procedimentos de Hottel e Woertz (1942) e Klein (1975), citados por Duffie e Beckman, 1991. Esta equação é válida para temperaturas de placa entre a ambiente de 200°C, sendo a incerteza esperada para o coeficiente U_i da ordem de $\pm 0,3\text{W/m}^2\text{C}$:

$$U_i = \left\{ \frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} \left[\frac{(T_{pm} - T_a)}{(N+f)} \right]^e} + \frac{1}{h_w} \right\}^{-1} + \frac{\sigma(T_{pm} + T_a)(T_{pm}^2 + T_a^2)}{(\epsilon_p + 0,00591Nh_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0,133\epsilon_p}{\epsilon_g} - N} \quad (2.15)$$

sendo:

$$e = 0,430 \left(1 - \frac{100}{T_{pm}} \right)$$

onde N : número de coberturas de vidro

$$f : (1 + 0,089h_w - 0,1166h_w\epsilon_p)(1 + 0,07866N)$$

$$C : 520(1 - 0,00005\beta^2) \text{ para } 0^\circ < \beta < 70^\circ. \text{ Para } 70^\circ < \beta < 90^\circ \text{ use } \beta : 70^\circ$$

β : inclinação do coletor solar, expressa em graus;

ϵ_g : emitância do vidro

ϵ_p : emitância da placa

T_a : temperatura ambiente (K)

T_{pm} : temperatura média da placa (K)

h_w : coeficiente de transferência de calor do vento ($\text{W/m}^2\text{K}$)

σ : Constante de Stefan-Boltzmann: $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$

A perda de energia através da base do coletor é representada por duas resistências em série, R_4 e R_5 (figura 2.4), onde R_4 representa a resistência à transferência de calor pelo isolamento térmico e R_5 corresponde à resistência por convecção e radiação para o ambiente.

Por simplificação, DUFFIE e BECKMAN (1991) sugerem anular a resistência R_5 , pois seu valor é normalmente inferior à R_4 . Assim, o coeficiente de perda da base U_b é dado por:

$$U_b = \frac{1}{R_4} = \frac{k}{L} \quad (2.16)$$

onde k e L são a condutividade térmica do isolamento e sua espessura, respectivamente.

Para avaliação das perdas térmicas pelas bordas laterais do coletor solar, o fluxo de calor é considerado unidimensional em cada uma dessas faces. Assim, as perdas térmicas pelas laterais também são, também, referenciadas à área coletora A_c , sendo escritas na forma:

$$U_e = \frac{(UA)_{edge}}{A_c} \quad (2.17)$$

Se for assumido que todas as perdas ocorram para uma mesma temperatura de superfície T_s , o coeficiente global de perda do coletor solar U_L é a soma dos coeficientes de perda do topo, base e borda:

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (2.18)$$

Distribuição de temperatura entre tubos e o fator de eficiência do coletor (F'):

A distribuição de temperaturas entre dois tubos pode ser derivada se assumirmos temporariamente que o gradiente de temperatura na direção do fluxo é desprezível, considerando-se o tratamento de aletas de ponta adiabática.

Considere a configuração placa-tubo mostrada na figura 2.5. A distância entre os tubos é W , o diâmetro do tubo é D e a placa é fina com espessura δ . A aleta mostrada na figura 2.6 (a), é de comprimento $(W-D)/2$. Uma região elementar de largura Δx e unidade de comprimento na direção do fluxo é mostrada na figura 2.6 (b).

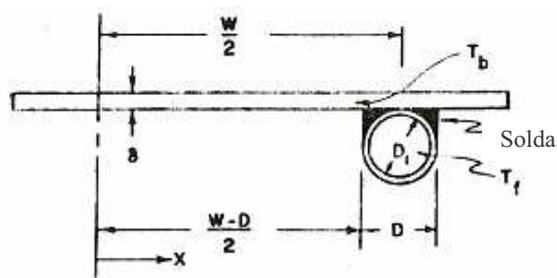


Figura 2.5: Desenho esquemático da conexão placa e tubo.

Fonte: DUFFIE e BECKMAN,1991

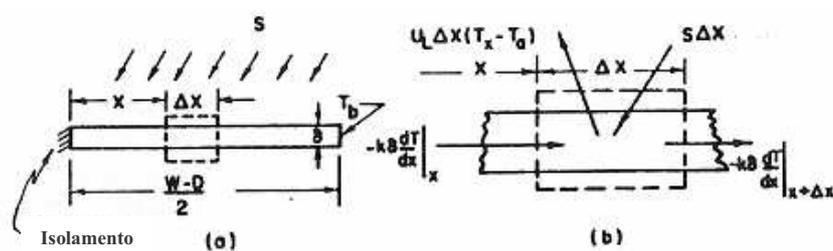


Figura 2.6: Balanço de energia sobre o elemento de aleta.

Fonte: DUFFIE e BECKMAN,1991.

A partir dos balanços de energia e aplicação das respectivas condições de contorno, obtém-se:

Para o fator de eficiência da aleta F :

$$F = \frac{\tanh [m(W - D)/2]}{m(W - D)/2} \quad (2.19)$$

Para o fator de eficiência do coletor solar F' :

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[\frac{1}{U_L} [D + (W - D)F] + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]} \quad (2.20)$$

Distribuição de temperatura na direção do fluxo:

O ganho útil para o tubo por unidade de comprimento da aleta na direção -y é calculado pela equação:

$$q'_u = [(W - D)F + D][S - U_L(T_b - T_a)] \quad (2.21)$$

Como a resistência à passagem do calor para fluido é resultante dos efeitos da conexão ou solda placa-tubo e dos efeitos convectivos tubo-fluido, o ganho útil de calor pode ser expresso em termos de duas resistências como:

$$q'_u = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{h_{fi}\pi D_i} + \frac{1}{C_b}} \quad (2.22)$$

onde D_i é o diâmetro interno do tubo e h_{fi} é o coeficiente de transferência de calor entre o fluido e a parede interna do tubo.

Observe à figura 2.7, expressa-se o balanço de energia sobre a vazão através de um único tubo de comprimento Δy como (DUFFIE e BECKMAN, 1991):

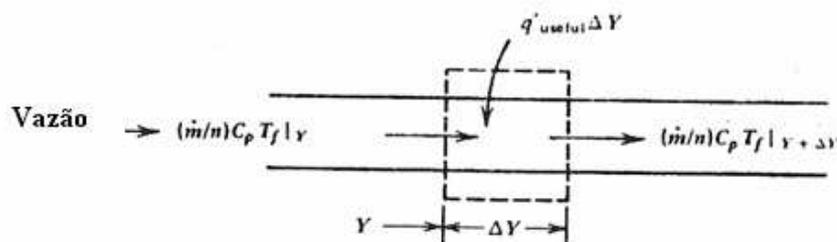


Figura 2.7: Balanço de energia sobre um elemento de fluido

Fonte: DUFFIE e BECKMAN, 1991.

A condutância da conexão pode ser estimada a partir do conhecimento da condutância térmica da conexão k_b , da média da espessura da conexão γ e de seu comprimento b . Por unidade de comprimento, tem-se:

$$C_b = \frac{k_b b}{\gamma} \quad (2.22a)$$

Os balanços de energia para o elemento de fluido, integrado para todo o comprimento do coletor solar, fornece a equação para a temperatura do fluido em qualquer posição y (admitindo que a temperatura de entrada do fluido é T_{fi}):

$$\frac{T_f - T_a - S/U_L}{T_{fi} - T_a - S/U_L} = \exp\left(\frac{-U_L n W F' y}{\dot{m} C_p}\right) \quad (2.23)$$

onde:

$T_f = T_{bc}(i)$	Temperatura de saída do tubo de elevação (K);
$T_{fi} = T_{bd}(i)$	Temperatura de entrada do tubo de elevação (K);
n	Número de tubos de elevação;
W	Comprimento da aleta (mm) para o primeiro tubo de elevação do primeiro coletor;
y_b	Distância a que se deseja medir a temperatura de saída(m)
\dot{m}	Vazão mássica de entrada (kg/s)
C_p	Calor específico da água (J/kg K)

Fator de remoção de calor do coletor e fator de vazão:

É conveniente definir a quantidade que relaciona o ganho útil de energia de um coletor com o ganho útil se toda a superfície do coletor solar estivesse à temperatura de entrada do fluido. Esta quantidade é chamada de *fator de remoção de calor do coletor solar* F_R (DUFFIE e BECKMAN, 1991), sendo calculada pela equação:

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p (T_{fo} - T_{fi})}{A_C [S - U_L (T_{fi} - T_a)]} \quad (2.24)$$

Temperatura característica do fluido e da placa:

Para avaliar a eficiência do coletor, é necessário conhecer o coeficiente global de perda e o coeficiente de transferência de calor interno do fluido. No entanto, U_L e h_{fi} são

dependentes da temperatura. A temperatura característica do fluido pode ser encontrada integrando-se a equação (2.23) de 0 a L, ou seja:

$$T_{fm} = \frac{1}{L} \int_0^L T_f(y) dy \quad (2.25)$$

Substituindo-se F_R e Q_u ; a temperatura característica do fluido foi mostrada por Klein et al. (1974), citado por Duffie e Beckman (1991), como sendo:

$$T_{fm} = T_{fi} + \frac{Q_u / A_c}{F_R U_L} (1 - F'') \quad (2.26)$$

Esta é a temperatura adequada para se avaliar as propriedades do fluido de trabalho.

A temperatura da placa sempre será maior do que a temperatura do fluido devido à resistência de transferência de calor entre a superfície absorvedora e o fluido. A temperatura da placa pode ser usada para calcular o ganho útil de um coletor solar. Assim, tem-se:

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (2.27)$$

A temperatura característica da placa é:

$$T_{pm} = T_{fi} + \frac{Q_u / A_c}{F_R U_L} (1 - F_R) \quad (2.28)$$

A equação acima pode ser resolvida de forma iterativa. Primeiro estima-se um valor para a temperatura característica da placa no qual U_L é calculado. Com valores aproximados de F_R e Q_u , uma nova temperatura da placa é obtida a partir da equação (2.23) a qual será usada para encontrar um novo valor para o coeficiente de perda pelo topo. O novo valor de U_L é usado para refinar F_R e o processo é repetido. Um primeiro passo razoável para T_p para coletores de aquecimento de água, operando a taxas típicas de vazão por área de 0,01 a 0,02 kg/m²s é $T_{fi} + 10^\circ\text{C}$ (DUFFIE e BECKMAN, 1991).

Distribuição de Vazão nos Coletores Solares:

Os cálculos de eficiência de um coletor solar são baseados na hipótese implícita da distribuição de vazão uniforme em todos os tubos de elevação em um único ou em múltiplos coletores solares associados. Se a vazão não for uniforme, as partes do coletor com baixa vazão ao longo dos tubos de elevação terão baixo F_R em comparação com aquelas com vazões mais elevadas. Assim o projeto das duas calhas, inferior e superior e dos tubos de elevação é importante para que se obtenha uma boa eficiência para o coletor solar. Este problema foi estudado analítica e experimentalmente por Dunkle e Davey (1970), citados por Duffie e Beckman (1991). Tais efeitos são de grande importância em grandes sistemas de circulação forçada; pois os sistemas com circulação natural tendem a ser auto-reguláveis.

Dunkle e Davey (1970) consideram que o escoamento é turbulento nas calhas, sendo laminar nos tubos de elevação. A análise experimental realizada demonstra uma queda de pressão ao longo das calhas para uma situação comum da água entrando por apenas um lado da calha inferior e saindo no topo da calha superior. As implicações para esta distribuição de pressão são óbvias: a queda de pressão da base para o topo é maior no final do coletor solar do que na porção central, indo para altas vazões nos últimos tubos de elevação e baixas vazões nos tubos de elevação centrais.

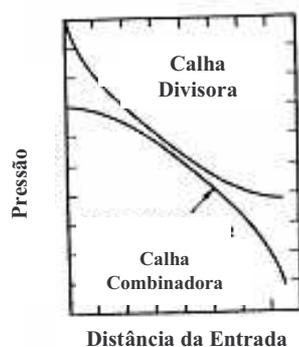


Figura 2.8: Distribuição de pressão nas calhas de um absorvedor isotérmico

Fonte: Dunkle e Davey, 1970.

Assim, diferenças entre temperaturas medidas em uma mesma localização relativa em associações de coletores solares fornecem uma medida indireta da falta de uniformidade da vazão nos tubos de elevação. A figura 2.9 mostra medidas de temperaturas para uma associação de 12 coletores solares conectados em paralelo. Constatam-se diferenças de temperatura de até 22°C do centro para as bordas do coletor solar. Conectando-se os coletores solares em arranjos série-paralelo ou apenas em paralelo como mostrado na figura 2.10 o resultado é uma distribuição de temperaturas e vazão mais uniformes (DUFFIE e BECKMAN, 1991).

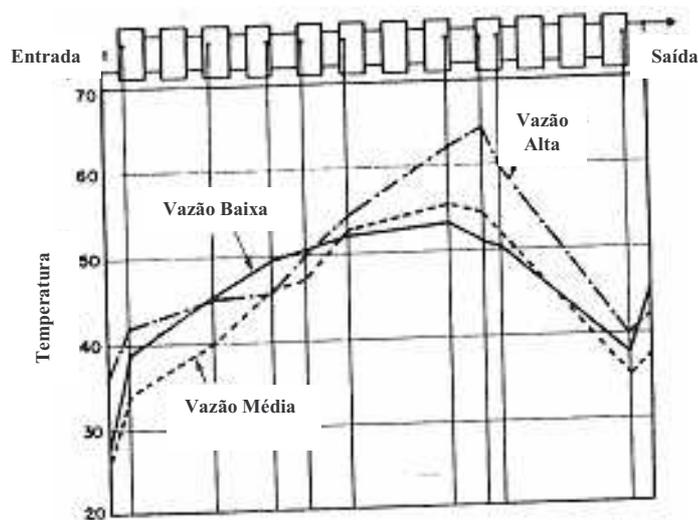


Figura 2.9: Medidas experimentais de temperatura sobre placas absorvedoras de coletores conectados em paralelo. Fonte: *Dunkle e Davey [1970]*

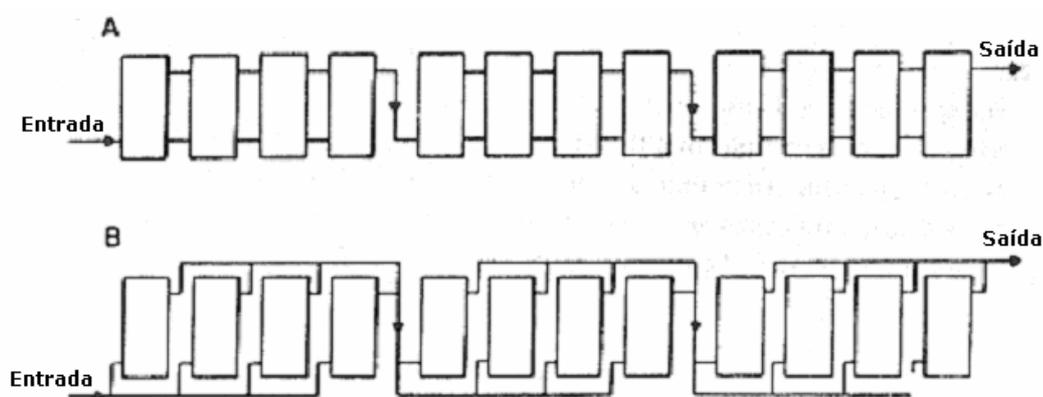


Figura 2.10: Exemplos de métodos alternativos de conexão de arranjos de coletores solares (a) arranjo série-paralelo e (b) arranjo paralelo-série. Fonte: *Dunkle e Davey, 1970.*

Arranjo de Coletores Solares - Conexões em Série:

Coletores solares podem ser conectados em série, paralelo ou em combinações. A eficiência do conjunto de coletores solares é dependente do tipo de arranjo, vazão através dos tubos de elevação e das temperaturas de entrada para os módulos individuais (DUFFIE e BECKMAN, 1991).

A figura 2.11 mostra arranjos de dois módulos (ou dois grupos de módulos) com conexões em paralelo e em série, respectivamente. Considerando-se que os módulos sejam idênticos, sabe-se que quando a vazão para os arranjos é a mesma, a velocidade através dos tubos de elevação dos arranjos conectados em série é duas vezes superior àquela para o arranjo em paralelo. Se essas diferenças nas velocidades não acarretam uma diferença apreciável em F' por meio de seus efeitos sobre h_{fi} , então, não devem existir diferenças apreciáveis da eficiência entre os dois arranjos

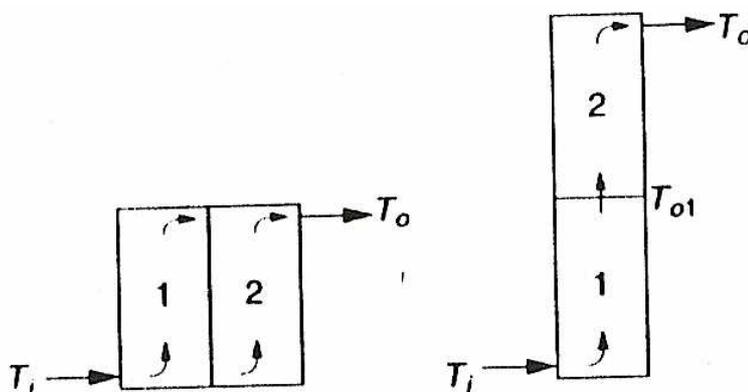


Figura 2.11: Módulos de coletores em paralelo e série.

Fonte: DUFFIE e BECKMAN, 1991.

Quando ocorre uma diferença significativa em F' e F_R ou se o projeto dos módulos não for o mesmo, a eficiência dos arranjos deve variar. No arranjo em série, a eficiência do segundo (e do subsequente) não será a mesma do primeiro, pois sua temperatura de entrada será a temperatura de saída do primeiro coletor. Como a eficiência aumenta para menores

temperaturas da água à entrada do coletor solar, no arranjo em série as eficiências térmicas individuais serão decrescentes na bateria de coletores.

Para a saída da combinação tem-se:

$$Q_{u,1} + Q_{u,2} = A_1 F_{R1} [(\tau\alpha)_1 I_T - U_L (T_i - T_a)] + A_2 F_{R2} [(\tau\alpha)_2 I_T - U_{L2} (T_{o,1} - T_a)] \quad (2.29)$$

onde T_i é a temperatura de entrada do fluido para o par de coletores e $T_{o,1}$ é a temperatura de entrada do segundo coletor solar, que é encontrada a partir da saída do segundo coletor solar:

$$T_{o,1} = T_i + \frac{Q_{u,1}}{\dot{m} C_p} \quad (2.30)$$

Os valores de $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ para cada coletor solar devem ter os valores correspondentes para a vazão do fluido atual através do par. Através da eliminação de $T_{o,1}$ destas duas equações, a saída útil da combinação pode ser expressa como:

$$Q_{u,1+2} = [A_1 F_{R1} (\tau\alpha)_1 (1 - K) + A_2 F_{R2} (\tau\alpha)_2] I_T - [A_1 F_{R1} U_{L1} (1 - K) + A_2 F_{R2} U_{L2}] (T_i - T_a) \quad (2.31)$$

onde K é dado por:

$$K = \frac{A_2 F_{R2} U_{L2}}{\dot{m} C_p} \quad (2.32)$$

A forma da equação que determina $Q_{u,1+2}$ sugere que a combinação dos dois coletores solares pode ser considerada como um único coletor com as seguintes características:

$$A_c = A_1 + A_2 \quad (2.33)$$

$$F_R(\tau\alpha) = \frac{A_1 F_{R1}(\tau\alpha)_1 (1-K) + A_2 F_{R2}(\tau\alpha)_2}{A_c} \quad (2.34)$$

$$F_R U_L = \frac{A_1 F_{R1} U_{L1} (1-K) + A_2 F_{R2} U_{L2}}{A_c} \quad (2.35)$$

Se três ou mais coletores são conectados em série, então estas equações podem ser utilizadas para os dois primeiros coletores, definindo-se um primeiro coletor equivalente. As equações são aplicadas novamente com o primeiro coletor equivalente e o terceiro coletor torna-se o segundo coletor. O processo pode ser repetido para qualquer número de coletores. Se dois coletores são idênticos, Duffie e Beckman (1991) propõem para as equações de $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$:

$$F_R(\tau\alpha) = F_{R1}(\tau\alpha)_1 \left(1 - \frac{K}{2}\right) \quad (2.36)$$

$$F_R U_L = F_{R1} U_{L1} \left(1 - \frac{K}{2}\right) \quad (2.37)$$

Para N coletores idênticos em série, Onk et al. (1979) citados por Duffie e Beckman (1991) mostraram que repetidas aplicações das equações de $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ levam a:

$$F_R(\tau\alpha) = F_{R1}(\tau\alpha)_1 \left[\frac{1 - (1-K)^N}{NK} \right] \quad (2.38)$$

$$F_R U_L = F_{R1} U_{L1} \left[\frac{1 - (1-K)^N}{NK} \right] \quad (2.39)$$

Simulações em projeto de sistemas solares:

Ao longo dos anos, constatam-se esforços relevantes, empreendidos por autores de vários países, para estabelecer intercomparações detalhadas dos resultados obtidos a partir de programas de simulação e estudos experimentais da eficiência de componentes de instalações

de aquecimento solar. Busca-se dessa forma, otimizar as etapas de dimensionamento e projeto de instalações de sistemas de aquecimento solar.

Programas de Simulação:

Duffie e Beckman (1991) relatam uma grande diversidade de programas desenvolvidos para modelagem matemática de coletores solares. Dentre os mais importantes, citam:

WATSON - um programa desenvolvido pela Universidade de Waterloo no Canadá em 1989 para modelagem de um grande número de sistemas ativos, incluindo tanques estratificados e não-estratificados,

MINSUN: elaborado para simulações de sistemas com armazenamento sazonal onde as mudanças diárias de temperatura são pequenas.

ISFH: é um programa versátil, baseado em combinações de sub-rotinas detalhadas de seus componentes; incluindo modelos de geração de “*dias sintéticos*” a partir de informações do tempo em média mensal .

EMPG2 (European Modelling Group Program 2): é um programa de simulação modular, capaz de avaliar uma grande variedade de sistemas térmicos transientes, estratégias de controle de sistemas e tipos de carga.

TRNSYS: programa de simulação transiente de equipamentos térmicos, notadamente aqueles de aplicação solar, foi elaborado a partir da contribuição de diversas instituições internacionais, sendo constantemente atualizado. TRNSYS é o programa de maior difusão.

2.2 MECÂNICA DOS FLUIDOS

Equação da Continuidade:

O Teorema de Transporte de Reynolds estabelece uma relação entre a taxa de variação de propriedades extensivas B do sistema em relação à taxa de variação dessa mesma propriedade integrada no volume de controle correspondente e ao fluxo dessa propriedade através das superfícies de controle existentes. Comumente, a variável B torna-se a massa, quantidade de movimento linear, quantidade de movimento angular e energia (FOX, 2001).

Para um volume de controle fixo, a equação da continuidade é expressa como:

$$\int_{VC} \frac{\partial \rho}{\partial t} \partial V + \int_{SC} \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) d\vec{A} = 0 \quad (2.40a)$$

Para um volume de controle com i entradas e saídas unidimensionais, tem-se:

$$\int_{VC} \frac{\partial \rho}{\partial t} \partial V + \sum_i (\rho_i A_i V_i)_{sai} - \sum_i (\rho_i A_i V_i)_{ent} = 0 \quad (2.40b)$$

Para condições de regime permanente, $\frac{\partial \rho}{\partial t} \equiv 0$, e a equação 2.40b reduz-se a:

$$\sum_i (\rho_i A_i V_i)_{ent} = \sum_i (\rho_i A_i V_i)_{sai} \quad (2.40c)$$

A quantidade ρAV é chamada *fluxo de massa ou vazão mássica* (\dot{m}).

Em geral, a relação para a conservação da massa no escoamento permanente pode ser escrita como

$$\sum_i \left(\dot{m}_i \right)_{sai} = \sum_i \left(\dot{m}_i \right)_{ent} \quad (2.40d)$$

Equação da Energia Bernoulli:

FOX (2001) discute detalhadamente a dedução da Equação de Bernoulli. Aplicando-se as simplificações e hipóteses básicas para o caso de um escoamento de um fluido incompressível em regime permanente entre duas seções 1 e 2 tem-se que:

$$\left(Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{U_1^2}{2g} \right) - \left(Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{U_2^2}{2g} \right) = H_m + \Delta h \quad (2.41a)$$

onde Z é a carga de posição, P/γ corresponde à carga de pressão, $\alpha U^2/2g$ é a carga de velocidade, H_m é a energia aplicada ou retirada por alguma máquina dividida pelo produto mg e Δh é a perda de carga correspondente. O fator α ($\alpha=2 \rightarrow$ laminar e $\alpha=1 \rightarrow$ turbulento) e, também denominado *coeficiente de energia cinética* ou *de Coriolis*, visa corrigir o cálculo da parcela relativa a energia cinética, tendo em vista a adoção da velocidade média do fluxo $\left(\alpha U^2 / 2g \right)$, no lugar da média das energias cinéticas das partículas $\left(v^2 / 2g \right)$.

A experiência tem demonstrado que, no caso de escoamentos dos fluidos reais, uma parte da energia mecânica é despendida em forma de calor e em mudanças de energia interna, por causa das resistências ao escoamento (viscosidade, turbulência, atrito, etc.). Na hidráulica, esta perda de energia não contribui mais para o movimento do fluido e, por isso, é chamada de *perda de carga* (Δh).

Para os objetivos práticos da hidráulica, a equação da energia aplicada a duas seções de um escoamento permanente onde não existe máquina, é denominada equação de Bernoulli para os fluidos reais, normalmente escrita da seguinte forma para os condutos forçados:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{U_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{U_2^2}{2g} + \Delta h \quad (2.41b)$$

Equação da Quantidade de Movimento:

A equação da quantidade de movimento, também denominada *equação de momentum*, é deduzida a partir da segunda lei de Newton, aplicada ao conceito de quantidade de movimento ($m \vec{V}$), ou seja:

$$\vec{R} = d(m \vec{V})/dt \quad (2.42)$$

Aplicando este conceito ao caso de escoamento de líquidos, tem-se:

$$\vec{R} = \rho Q (\beta_2 \vec{V}_2 - \beta_1 \vec{V}_1) \quad (2.43)$$

em que:

\vec{R} : Resultante das forças externas atuantes no sistema;

ρ : Massa específica do líquido;

Q : Vazão volumétrica;

\vec{V} : Vetor que representa a velocidade média do escoamento, na seção considerada;

β : Coeficiente da quantidade de movimento ou de Boussinesq, também escrito como C_d e C_c , é um fator adimensional de correção do fluxo de quantidade de movimento, $\beta \geq 1$

Para o escoamento em um duto, a velocidade axial normalmente não é uniforme. Nesse caso, o cálculo simplificado do fluxo de quantidade de movimento

$$\int u \rho (V \cdot n) dA = \dot{m} V = \rho A V^2 \text{ é relativamente impreciso e deve ser corrigido por } \beta \rho A V^2.$$

Este coeficiente β leva em conta a variação que existe entre a velocidade das partículas do escoamento v e a velocidade média V considerada numa dada seção transversal ao escoamento. Assim, calcula-se o fluxo exato, igualando-o ao fluxo baseado na velocidade média do escoamento no duto.

$$\rho \int u^2 dA = \beta \dot{m} V = \beta \rho A V^2 \quad (2.44a)$$

ou

$$\beta = \frac{1}{A} \int \left(\frac{u}{V} \right)^2 dA \quad (2.44b)$$

Valores de β podem ser calculados com base em perfis de velocidade típicos, a saber:

$$\text{Escoamento Laminar: } u = U_0 \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right) \quad \beta = \frac{4}{3} \quad (2.45)$$

$$\text{Escoamento Turbulento: } u \approx U_0 \left(1 - \frac{r}{R} \right)^m \quad \frac{1}{9} \leq m \leq \frac{1}{5} \quad (2.46)$$

$$\beta = \frac{(1+m)^2 (2+m)^2}{2(1+2m)(2+2m)} \quad (2.47)$$

Nos escoamentos turbulentos internos e forçados, o coeficiente β frequentemente é superior a 1,1 e, para os escoamentos laminares, atinge 1,33. A tabela 2.1, mostra os fatores de correção para escoamentos turbulentos.

TABELA 2.1
Fatores de correção para escoamentos turbulentos

Escoamento Turbulento					
M	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{9}$
β	1,037	1,027	1,020	1,016	1,013

Fonte: FOX, 2001

Como estes valores são muito próximos da unidade, FOX (2001) normalmente recomenda desconsiderá-los.

Em escoamentos livres este coeficiente varia de 1,02 a 1,12. Assim, na maioria das aplicações práticas, pode-se adotar β igual à unidade tanto para escoamentos forçados quanto livres.

Determinação de K_1 - a vazão de água em tubulações:

Coletores solares podem ser tratados como sendo um sistema de tubos interconectados com o objetivo de aquecer o fluido de trabalho. Portanto, uma abordagem hidráulica sobre o assunto é bem pertinente para se avaliar as perdas de carga em um coletor solar. A equação clássica utilizada neste estudo para se computar as quedas de pressão ao longo do coletor é a do momentum (WHITE, 1999) e (TULLIS, 1998).

A quantidade de água que passa através de um tubo, ou de um conjunto de tubos, depende da pressão aplicada em sua entrada, das dimensões da tubulação, da condição interior desta tubulação, da presença de curvas fortes, expansões bruscas, contrações bruscas ou válvulas na linha. A disponibilidade total da água para promover este escoamento é dada pela distância vertical entre o nível da superfície da água à entrada e o nível da superfície da água à saída do coletor solar. Dessa energia, parte é usada para gerar a velocidade necessária da água à entrada da tubulação, sendo a fração restante perdida à entrada e ao longo do escoamento, principalmente através de curvas e obstruções. Se H representa a disponibilidade total, tem-se:

$$H = h_v + h_e + h_f + h_1 + h_2 + h_3 + h_4 \quad (2.48)$$

onde os subscritos se referem a:

v: velocidade, e: entrada do coletor, f: atrito entre a água e as paredes do tubo, l: curvas na tubulação, 2, 3 e 4 correspondem a expansões e compressões bruscas e a presença de válvulas, respectivamente.

Perdas Localizadas em Conjunto de Tubulações:

Para qualquer conjunto de tubulações, além da perda por atrito do tipo Moody, calculada para o comprimento dos tubos, existem perdas adicionais chamadas *de perdas*

localizadas, que são devidas aos acessórios do sistema, como: entrada e saída dos tubos, expansões ou contrações bruscas ou graduais, curvas, cotovelos, tês e outros acessórios, válvulas, abertas ou parcialmente fechadas. Em geral, as perdas são medidas experimentalmente e correlacionadas com os parâmetros de escoamento em tubos.

A perda de carga localizada (h_{pl}) medida é dada pela razão entre a perda $h_{pl} = \frac{\Delta p}{\rho g}$ através do dispositivo e a altura de velocidade $\frac{V^2}{2g}$ do sistema de tubos associados. Assim, o coeficiente de perda de carga localizada K é dado pela equação:

$$K = \frac{h_{pl}}{V^2/2g} = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (2.49)$$

Um procedimento alternativo para determinação de K é associá-lo à perda localizada correspondente a um *comprimento equivalente* L_{eq} de tubo, satisfazendo, assim, a relação de Darcy para o fator de atrito (WHITE, 1999):

$$h_{pl} = f \frac{L_{eq}}{d} \frac{V^2}{2g} = K \frac{V^2}{2g} \quad (2.50)$$

$$L_{eq} = \frac{Kd}{f} \quad (2.51)$$

Como todas estas perdas estão relacionadas ao termo $V^2/2g$, elas podem ser somadas em uma única perda total do sistema, quando o tubo tem diâmetro constante, na forma:

$$h_p = h_{pd} + \sum h_{pl} = \frac{V^2}{2g} \left(\frac{fL}{d} + \sum K \right) \quad (2.52)$$

Onde: $h_{pd} \rightarrow$ Perda Distribuída [m]

Como a entrada da água no coletor solar ocorre a partir de um reservatório finito, seu efeito corresponde a uma *contração brusca* (CB) entre dois tubos de diâmetros D para d ,

respectivamente. A água quente à saída do coletor dirige-se novamente ao reservatório e tem-se, então, uma expansão brusca (*EB*).

Para a expansão brusca, a tensão cisalhante no escoamento descolado (separado) nos cantos – região de “água morta” – é desprezível, de modo que uma análise de volume de controle entre a seção de expansão e o final da zona de separação fornece uma perda teórica, dada pela equação:

$$K_{EB} = \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 = \frac{h_{pl}}{V^2/2g} \quad (2.53)$$

Sabe-se que o coeficiente K_{EB} está baseado na velocidade do fluido no tubo de menor diâmetro.

Para a contração brusca, porém, a separação do escoamento no tubo a jusante provoca a contração da corrente principal em uma seção de diâmetro mínimo d_{min} , chamada de *vena contracta*. Uma vez que a teoria da *vena contracta* não está bem desenvolvida, os coeficientes de perda para a contração brusca conhecidos são apenas experimentais (WHITE, 1999).

Tais coeficientes são calculados através da equação empírica:

$$K_{CB} \approx 0,42 \left(1 - d^2/D^2\right) \quad (2.54)$$

até o valor $d/D = 0,76$. Para valores superiores a 0,76, recomenda-se aplicar o modelo de expansão brusca.

Perdas à Entrada:

Fox (2001) apresenta uma discussão detalhada para determinação das perdas de carga que ocorrem à entrada na tubulação e calculadas pela equação:

$$h_e = K_e \frac{V^2}{2g} \quad (2.55)$$

onde:

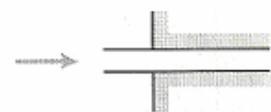
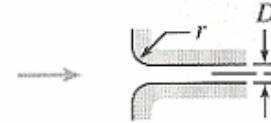
Tipo de Entrada		Coeficiente de Perda Localizada, K^a			
Reentrante		0,78			
Borda viva		0,50			
Arredondado		r/D	0,02	0,06	$\geq 0,15$
		K	0,28	0,15	0,04

Figura 2.12: Coeficientes de Perdas de Localizadas para Entrada de Tubos

Fonte: FOX, 2001

Modelo de Distribuição de Vazão de Hardy Cross:

Dentre os inúmeros métodos elaborados para solução de redes de tubos, o primeiro a ser largamente utilizado é o método de Hardy Cross, conforme Ingels e Powers (1964) e Daniel (1966). Sua aplicação é restrita à solução de circuitos fechados de tubulação, uma vez que dispensa dados de pressão (BAPTISTA e LARA, 2003).

Baptista e Lara (2003) citaram vários autores, como Carnahan *et al.* (1969), Coker (1991) e Cochran (1995), que aplicaram o método de Hardy Cross em casos simples, como o escoamento newtoniano incompressível em sistemas de tubulações horizontais, sem bombas. Em geral, as equações resultantes compõem um sistema algébrico não-linear. Para a sua solução, pode-se aplicar métodos genéricos como os adotados por Kahaner *et al.*, 1989 ou algoritmos específicos como os propostos por Shacham e Mah (1978) e Mah (1989).

Mais recentemente, Houache *et al.* (1996), também citados por Baptista e Lara (2003), estudaram o escoamento de fluidos compressíveis, cuja solução foi obtida através de algoritmos da teoria de grafos. Entretanto, para os cálculos nos casos de sistemas de tubulação mais complexos ou extensos, torna-se quase imprescindível o uso de recursos computacionais

mais robustos. Atualmente, dispõe-se de diversos programas computacionais específicos para a simulação de redes de tubulação, como Pipe-Flo, Pipe-Pro, Pipecalc, Pipeline Multiphase Flow with Total Energy Balance.

Como um coletor solar pode ser interpretado como uma rede de tubos, admite-se primeiramente que a vazão de entrada esteja concentrada em nós, considerados centros de consumo das áreas atendidas pela rede de distribuição, e conhecidos como *tubos de elevação*. Portanto, a vazão entre dois nós consecutivos da rede é uniforme, o que facilita sua análise.

O primeiro passo na análise é determinar a vazão em cada trecho da rede, fase esta denominada de equilíbrio do anel e cujo cálculo se fundamenta em dois princípios:

- Princípio da continuidade: a soma das vazões que afluem ao nó é igual a soma das vazões que dele saem.

Para exemplificar, considere o nó A, junção dos trechos 1, 2 e 5, mostrado na figura 2.13. Considere, também, que as vazões que entram neste nó são positivas e as que saem são negativas. Assim a aplicação desse princípio estabelece que:

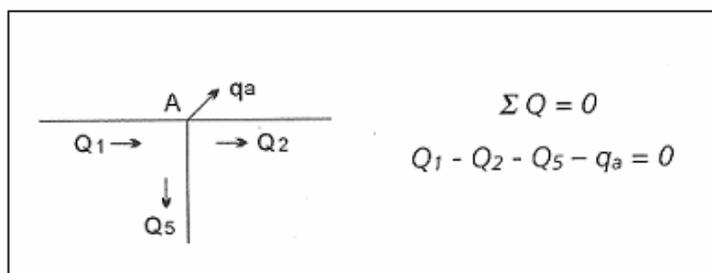


Figura 2.13: Diagrama esquemático do nó A e respectiva junção dos trechos 1, 2 e 5.

Fonte: BAPTISTA e LARA, 2003.

- Princípio da conservação da energia: a soma das perdas de carga nos condutos que formam o anel é zero.

Para tanto, atribui-se à perda de carga o mesmo sentido da vazão e convencionou-se o sentido horário como sendo positivo e o outro sentido negativo, como exemplificado na malha (ABCD), mostrada na figura 2.14 e cujo anel é formado pelos trechos 2, 3, 4 e 5.

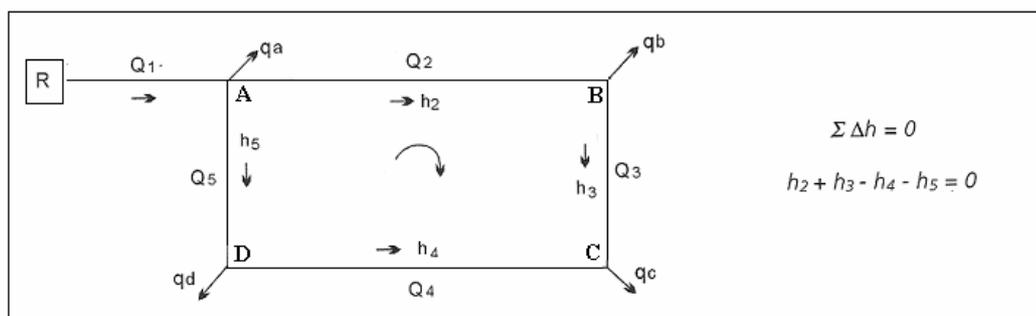


Figura 2.14: Diagrama esquemático da malha ABCD

Fonte: BAPTISTA e LARA, 2003.

A determinação das vazões em cada trecho do anel é obtida pelas equações descritas nas figuras 2.13 e 2.14, acrescidas das equações de perda de carga. A solução do sistema de equações gerado pode ser obtida por métodos iterativos. O método de cálculo manual mais utilizado para resolver este problema denomina-se *balanço de energia*, também conhecido por método de Hardy-Cross (BAPTISTA e LARA, 2003).

A metodologia utilizada no método Hardy-Cross, apresentada no fluxograma da figura 2.15, é inicializada pela estimativa das vazões nos trechos do anel, de modo a atender a equação da continuidade. Com base nesses valores, calcula-se a perda de carga correspondente. A condição de teste é feita com base na equação da conservação da energia. Se esta é atendida, a estimativa está correta e as vazões nos trechos determinadas.

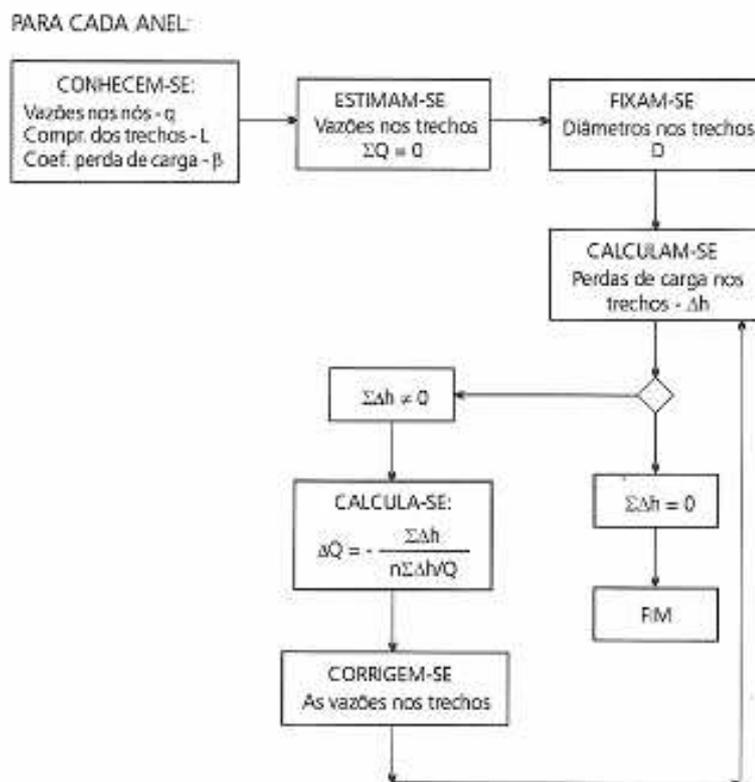


Figura 2.15: Fluxograma para equilíbrio do anel

Fonte: BAPTISTA e LARA, 2003.

Caso isso não ocorra, a vazão estimada deve ser corrigida de ΔQ , cujo fundamento matemático é apresentado a seguir:

Seja Δh a perda de carga num trecho genérico, representada pela expressão:

$$\Delta h = \beta \frac{Q^n}{D^m} L \quad (2.56)$$

em que β (Coeficiente de Perda de Carga – Adimensional), D (Diâmetro) e L (Comprimento) são conhecidos. Assim, pode-se escrever:

$$\Delta h = r Q^n \quad \text{sendo } r = \beta \frac{L}{D^m} \quad (2.57)$$

Seja Q_0 as vazões estimadas nos trechos, na iteração “o”, e que atenda ao primeiro princípio:

$$\sum Q_0 = 0 \quad \text{em cada nó.} \quad (2.58)$$

Se o anel estiver equilibrado, pelo segundo princípio, tem-se:

$$\sum \Delta h_0 = \sum r Q_0^n = 0 \quad (2.59)$$

Caso isto não se verifique, ao valor Q_0 deve-se adicionar um valor ΔQ_0 para a devida correção, assim:

$$Q_1 = Q_0 + \Delta Q_0 \quad (2.60)$$

Para que a nova vazão Q_1 atenda ao segundo princípio é necessário que:

$$\sum \Delta h = \sum r (Q_0 + \Delta Q_0)^n = 0 \quad (2.61)$$

Desenvolvendo-se o termo entre parênteses da equação 2.61, por meio do binômio de Newton e desprezando os termos onde ΔQ_0 é elevado a expoentes superiores à unidade tem-se:

$$\sum r (Q_0^n + nQ_0^{n-1}\Delta Q_0 + \dots) = 0 \quad (2.62a)$$

$$\sum r Q_0^n = -n \sum r Q_0^{n-1} \Delta Q_0 \quad (2.62b)$$

$$\Delta Q_0 = - \frac{\sum \Delta h_0}{n \sum \frac{\Delta h_0}{Q_0}} \quad (2.62c)$$

O modelo de Hardy Cross foi utilizado no desenvolvimento deste trabalho apenas para inicializar os valores das velocidades à entrada dos tubos de elevação e das calhas, observadas a partir de cada segmento divisor, sendo sua aplicação discutida em detalhes no Capítulo 3.

3.0 MODELAGEM MATEMÁTICA

A análise e os cálculos apresentados foram desenvolvidos inicialmente para apenas um tubo de elevação, sendo que o coletor solar definido para estudo possui um total de sete tubos de elevação, conforme mostrado na figura 3.1. Assim, a metodologia, a seqüência de cálculos e as considerações relevantes ficam evidenciadas. Como este tubo de elevação pode representar uma bancada de n coletores solares associados em paralelo constata-se boa correlação com a operação real de sistemas de aquecimento solar.

O modelo desenvolvido foi implementado nos programas Engineering Equations Solver (EES) e Matlab.

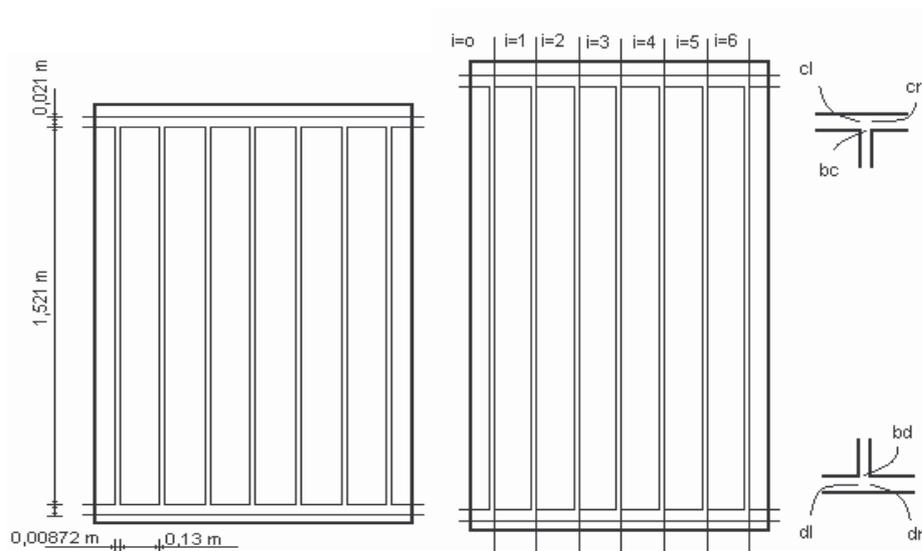


Figura 3.1: Croqui's do Coletor Solar Simulado

3.1 ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO COLETOR SOLAR PLANO

A seguir, são apresentados os parâmetros de entrada relativos ao coletor solar a ser simulado. Neste caso, já são mostradas as especificações do coletor doado para uma empresa brasileira, fabricante de coletores solares etiquetados pelo INMETRO.

3.1.1 Dimensões Externas

Dimensão (Y):	1715 (mm)
Dimensão (X):	1006 (mm)
Altura (Z):	58 (mm)
Área Externa (XY):	1,72 (mm ²)

3.1.2 Cobertura

Material:	Vidro Liso
Número de Peças:	3
Espessura:	3 (mm)
Espaçamento entre a Placa	22 (mm)

3.1.3 Placa Absorvedora

Material:	Alumínio
Dimensão (Y):	1702 (mm)
Dimensão (X):	990 (mm)
Espessura:	0,5 (mm)

3.1.4 Revestimento

Tipo de Pintura:	Comercial – Tinta Comum
Marca:	Akzo Nobel
Cor:	Preto Fosco Vinílico.

3.1.5 Tubulação/Serpentina/Tubo de Elevação

Tipo:	Tubular
Número de Tubos:	7
Material:	Cobre
Comprimento:	1521 (mm)
Seção Transversal:	Circular
Diâmetro Externo:	9,52 (mm)
Diâmetro Interno:	8,72 (mm)

3.1.6 Tubulação/Calhas Coletoras

Material:	Cobre
Numero de Calhas (Superior e Inferior):	02
Comprimento:	1062 (mm)
Seção Transversal:	Circular
Diâmetro Externo:	22 (mm)
Diâmetro Interno:	21 (mm)

3.1.7 Isolamento da Base

Material:	Papelão Kraft Sanfonado.
Espessura:	4 (mm)

3.2 DISTRIBUIÇÃO DAS VELOCIDADES NAS CALHAS DIVISORAS E NOS TUBOS DE ELEVAÇÃO

Conforme mencionada anteriormente, a modelagem desenvolvida baseia-se na teoria descrita no Capítulo 2.0 para o Modelo de Hardy Cross. Adotou-se a vazão especificada pelas normas internacionais para ensaio de coletores solares, pr EN 12975-2 e ANSI/ASHRAE 93-2003, igual a 1,2 litros por minuto por metro quadrado de área coletora. Como o coletor solar em questão possui uma área coletora de 1,72 m², a vazão de teste é de 3,4 x 10⁻⁵ m³/s. Este valor é adotado durante todas as simulações realizadas, embora para outras vazões a análise sejam semelhantes.

Portanto, tem-se:

- **Vazão de entrada:** $3,43 \times 10^{-5} \text{ (m}^3/\text{s)}$
- **Diâmetro da Calha Divisora:** $D_d = 21 \text{ (mm)}$
- **Área da seção transversal Calha Divisora:** $A_d = \frac{(\pi \times D_d^2)}{4} = 3,46 \times 10^{-4} \text{ (m}^2)$
- **Velocidade de Entrada da água na calha divisora:**
 $V_{dl}(0) = \frac{3,43 \times 10^{-5}}{3,46 \times 10^{-4}} = 0,099 \text{ (m/s)}$

O modelo de Hardy Cross foi utilizado para se estimar as velocidades de entrada em cada um dos tubos de elevação ($V_{bd}(i)$) e em cada calha divisora ($V_{cr}(i)$). As velocidades de saída em cada calha divisora foi considerada igual a de entrada, admitindo-se que o fluxo de calor neste segmento é desprezível. Entretanto, no modelo desenvolvido neste trabalho tal consideração não foi mantida. Para o Segmento Combinador e Calha Combinadora, aplicou-se um balanço de massa para determinação das velocidades de entrada e saída da água, a saber:

- **Velocidades de Entrada em Cada Calha:**

$$V_{dr}[0] = 0,084 \text{ m/s}$$

$$V_{dr}[1] = 0,070 \text{ m/s}$$

$$V_{dr}[2] = 0,056 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned}V_{dr}[3] &= 0,042 \text{ m/s} \\V_{dr}[4] &= 0,028 \text{ m/s} \\V_{dr}[5] &= 0,014 \text{ m/s} \\V_{dr}[6] &= 0,000 \text{ m/s}\end{aligned}$$

- **Velocidades de Entrada em cada tubo de elevação:**

$$\begin{aligned}V_{bd}[0] &= 0,083 \text{ m/s} \\V_{bd}[1] &= 0,082 \text{ m/s} \\V_{bd}[2] &= 0,081 \text{ m/s} \\V_{bd}[3] &= 0,081 \text{ m/s} \\V_{bd}[4] &= 0,081 \text{ m/s} \\V_{bd}[5] &= 0,082 \text{ m/s} \\V_{bd}[6] &= 0,083 \text{ m/s}\end{aligned}$$

As velocidades de saída foram determinadas a partir do balanço de massa nos mesmos segmentos. Em princípio, considera-se que as velocidades de saída nas *calhas de divisão* serão praticamente idênticas às velocidades de entrada, pois a quantidade de energia entregue é muito pequena e o escoamento pode ser descrito como isotérmico, desta forma atende-se a condição imposta pelo modelo de Hardy Cross para as calhas e segmentos divisores.

Para as calhas e segmentos combinadores optou-se por não aplicar o modelo de Hardy Cross. Adotou-se o balanço de massa a partir da equação do momentum para cálculo da temperatura da água à saída dos tubos de elevação.

3.3 RESOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES GOVERNANTES PARA O COLETOR SOLAR

A metodologia utilizada consiste em dividir o coletor solar em nodos e em equações de transição. Os nodos compreendem os segmentos divisores, tubos de elevação e segmentos combinadores e são numerados em seqüência a partir do primeiro tubo de elevação. As equações que regem o comportamento das Calhas Divisoras e Combinadoras serão chamadas de *equações de transição*, este nome vem do fato de que estas equações representam a transição das variáveis do nodo anterior para o nodo posterior e também estas equações são numeradas em seqüência a partir da primeira Calha Divisora e da primeira Calha Combinadora (WANG e WU, 1990).

3.3.1 Equações de Governo para o Nodo $i=0$

O nodo $i=0$ compreende o Segmento Divisor ($i=0$), o tubo de elevação ($i=0$) e o Segmento Combinador ($i=0$), conforme diagrama da figura 3.2

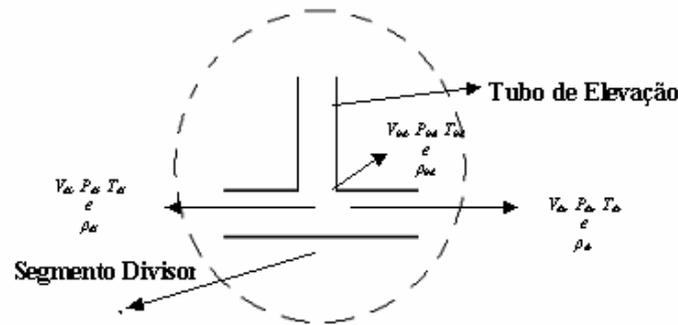


Figura 3.2: Segmento Divisor $i=0$ do Coletor Solar

1º Passo – Determinação das velocidades em cada tubo de elevação e calha:

Através do modelo de Hardy Cross estimou-se a distribuição de vazão e, conseqüentemente, as velocidades de entrada para cada calha divisora e tubo de elevação ao longo de todo coletor solar..

2º Passo – Definição das temperaturas de entrada nos segmentos divisores iguais às temperaturas de saída:

A partir das vazões calculadas pelo método de Hardy Cross (isotérmico), é bastante aceitável admitir-se que:

$$T_{bd}(i) = T_{dr}(i) = T_{dl}(i) \quad (3.1)$$

Esta condição foi adotada para todos os segmentos divisores, ou seja, a temperatura de entrada do volume de controle do segmento divisor $T_{dl}(i)$ é igual às duas outras temperaturas de saída deste mesmo volume de controle $T_{bd}(i)$ e $T_{dr}(i)$, conforme WEITBRECHT *et al.* (2002).

3º Passo – Determinação da temperatura à saída do tubo de elevação - $T_{bc}(i)$:

Utilizando-se a equação 2.23 para a distribuição de temperatura na direção do fluxo, determinou-se a temperatura da água à saída do tubo de elevação $T_{bc}(i)$, conforme diagrama mostrado na figura 3.3

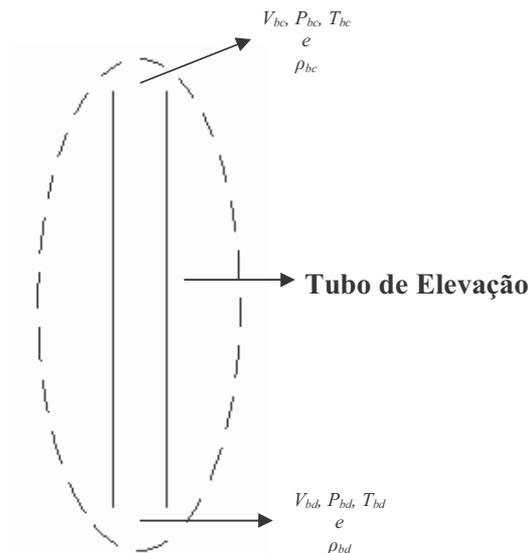


Figura 3.3: Tubo de Elevação $i=0$ do Coletor Solar

Substituindo-se os valores:

$$T_{fi} = T_{bd}(i) = T_{dr}(i) = T_{dt}(i) = 27,61 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_a = 25,31 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$S = 834,49 \text{ (} \frac{W}{m^2} \text{)}$$

$$(\tau \cdot \alpha) = 0,85$$

$$S = 834,49 \left(\frac{W}{m^2} \right) \cdot 0,85 = 709,30 \left(\frac{W}{m^2} \right)$$

Cálculo do Coeficiente Global de Perda de Calor de um Coletor:

Para um coletor comercial sem superfície seletiva, o coeficiente global de perda de calor fica na faixa de: 6,00 à 8,00 $W/m^2 \cdot ^\circ C$. Neste trabalho, os seguintes valores foram adotados:

$$U_L = 6,50 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$$

$$n=1$$

$$W_b = 130 \text{ (mm)}$$

$$y_b = 1520 \text{ (mm)}$$

$$C_p = 4190 \text{ J/kg } ^\circ C.$$

- **Cálculo da vazão mássica $\dot{m}(i)$:**

Diâmetro do Tubo de Elevação - $D_b = 8,72 \text{ (mm)}$

$$\text{Área do tubo de Elevação - } A_b = \frac{(\pi \cdot D_b^2)}{4} \text{ (m}^2\text{)} = 5,57 \times 10^{-5} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\rho_{bd}(i) = 999,9 - 0,057 \times T_{bd}(i) - 0,00358 \times T_{bd}(i)^2 = 995,6 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$V_{bd}(i) = 0,083 \text{ (m/s)}$$

$$\dot{m}(i) = V_{bd}(i) * \rho_{bd}(i) * A_b = 0,004 \text{ (kg/s)}$$

- **Cálculo de F :**

Aplicando-se os valores dos parâmetros especificados para o coletor solar adotado e das propriedades físicas dos materiais empregados na memória de cálculo, apresentada no Capítulo 2, a eficiência da aleta calculada a partir da equação 2.19 foi igual a 0,93.

- **Relações de Transferência de Calor para Fluxo Interno – Cálculo de h_{fi} :**

Para a determinação de h_{fi} no tubo de elevação $i = 0$, determinou-se primeiramente o número de Reynolds a partir da equação:

$$Re = \frac{V_{bd}(i) \times \rho_{bd}(i) \times D_b}{\mu} = 862,6 \quad (3.2)$$

onde μ : viscosidade absoluta da água, considerada constante e igual a 0,001 kg/m.s. O valor obtido foi de 862,6 que corresponde ao escoamento laminar.

Em seguida, determinou-se o número de Prandtl para o tubo de elevação com base na equação:

$$\text{Pr} = \frac{\mu_{\text{água}} \times Cp_{\text{água}}}{k_{\text{água}}} = 5,86 \quad (3.3)$$

Duffie e Beckman (1991) discutem o comportamento do número médio de Nusselt para tubos pequenos em função do número de Prandtl. Para as condições em estudo, Nusselt é da ordem de 5,0. Assim, o valor de h_{fi} é dado por:

$$h_{fi} = \frac{k_{\text{água}} \times Cp_{\text{água}}}{D_b} = 333,70 \left(\frac{W}{m^2 \times C} \right) = h_{te}(i) \quad (3.4)$$

O fator de eficiência do coletor, dado pela equação 2.20 é igual a 0,86.e a temperatura de saída do tubo de elevação:

$$T_f = 33,19 \text{ (}^\circ\text{C)} = T_{bc}(i) \quad (3.5)$$

4º Passo – Balanço de massa no tubo de elevação para a determinação de $V_{bc}(i)$:

Aplicando-se a equação (2.40c) às condições de simulação, tem-se que:

$$V_{bd}(i) = 0,083 \text{ (m/s)}$$

$$\rho_{bd}(i) = 999,9 - 0,057 \times T_{bd}(i) - 0,00358 \times T_{bd}(i)^2 = 995,6 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\rho_{bc}(i) = 999,9 - 0,057 \times T_{bc}(i) - 0,00358 \times T_{bc}(i)^2 = 994,1 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

logo,

$$V_{bc}(i) = 0,083 \text{ (m/s)}$$

5º Passo – Balanço de massa e energia no segmento combinador para a determinação de

$$V_{cr}(i) \text{ e } T_{cr}(i):$$

O diagrama, correspondente ao segmento combinador para o nodo 1, é mostrado na figura 3.4.

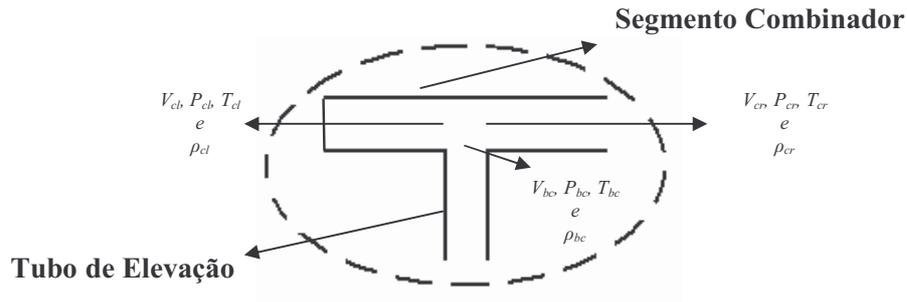


Figura 3.4: Segmento Combinador $i=0$ do Coletor Solar

Reaplicando-se a equação da continuidade para o nodo $i=0$ tem-se:

$$T_{bc}(i) = T_{cl}(i) = 33,19 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$V_{cl}(i) = 0 \text{ (m/s)}$$

-Equação da Energia – Bernoulli:

Reescrevendo-se a equação da energia para o segmento combinador, tem-se que:

$$A_c \times V_{cl}(i) \times \rho_{cl}(i) \times C_p \times T_{cl}(i) + A_b \times V_{bc}(i) \times \rho_{bc}(i) \times C_p \times T_{bc}(i) + D_o \times D_e \times F' \times [J \times (\tau \times \alpha) - U_L \times (T_{cl}(i) - T_a)] = A_c \times V_{cr}(i) \times \rho_{cr}(i) \times C_p \times T_{cr}(i) \quad (3.6)$$

Com base nas equações do balanço de massa e de energia, determinou-se $V_{cr}(i)$ e $T_{cr}(i)$.

Deve-se observar que para o segmento combinador admite-se um coeficiente de transferência de calor interno de $h_{fi} = 300 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (DUFFIE E BECKAMN, 1991). Obteve-se, assim, um fator de eficiência F' igual a 0,85. Este valor será admitido para todos os Segmentos Combinadores em todos os nodos devido ao fato dele representar um coeficiente médio de transferência de calor para este segmento.

$$D_c = 21 \text{ (mm)}$$

$$A_c = \frac{(\pi \times D_c^2)}{4} = 3,46 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\rho_{cr}(i) = 999,9 - 0,057 \times T_{cr}(i) - 0,00358 \times T_{cr}(i)^2 = 994,1 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$A_b = 5,57 \times 10^{-5} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$V_{bc}(i) = 0,083 \text{ (m/s)}$$

$$\rho_{bc}(i) = 999,9 - 0,057 \times T_{bc}(i) - 0,00358 \times T_{bc}(i)^2 = 994,1 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\rho_{cl}(i) = 999,9 - 0,057 \times T_{cl}(i) - 0,00358 \times T_{cl}(i)^2 = 994,1 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$V_{cr}(i) = 0,014 \text{ (m/s)}$$

$$T_{cr}(i) = 33,19 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

6º Passo – Equação do Momentum no Segmento Divisor para a determinação de $P_{dr}(i)$:

Aplicando-se a Equação da Quantidade de Movimento, equação 2.44a, às condições definidas, tem-se:

$$P_{dl}(i) - P_{dr}(i) = C_d (\rho_{dr}(i) V_{dr}(i)^2 - \rho_{dl}(i) V_{dl}(i)^2) + K_1 (\rho_{dr}(i) V_{dr}(i)^2 + \rho_{dl}(i) V_{dl}(i)^2) \quad (3.7)$$

$$P_{dl}(i) = 101325 \times \left(1 - \frac{0,0065 \times 850}{288,16} \right)^{\left(\frac{9,807}{287 \times 0,0065} \right)} = 91520 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

$$V_{dl}(i) = 0,099 \text{ (m/s)}$$

$$T_{dl}(i) = 27,61 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_{dr}(i) = 27,61 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\rho_{dl}(i) = 999,9 - 0,057 \times T_{dl}(i) - 0,00358 \times T_{dl}(i)^2 = 995,6 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\rho_{dr}(i) = 999,9 - 0,057 \times T_{dr}(i) - 0,00358 \times T_{dr}(i)^2 = 995,6 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$V_{dr}(i) = 0,084 \text{ (m/s)}$$

Sendo K_1 determinado no item abaixo.

- A Vazão de Água em Tubulações – Determinação de K_1 :

Considerando-se $D_d = 21\text{mm}$ e $D_b = 8,72\text{mm}$, a equação 2.54 fornece K_1 igual a 0,34. Para a determinação de C_d , é necessário definir-se preliminarmente o tipo de regime, laminar ou turbulento. Neste caso, o número de Reynolds, calculado pela equação 3.2, é igual a 2467, correspondente à região de transição. Assim, adotou-se um valor médio de C_d igual a 1,020, para o escoamento turbulento: .

Após estas considerações, obteve-se: $P_{dr}(i) = 91517 \text{ (N/m}^2\text{)}$

7º Passo – Equação do Momentum no Tubo de elevação e no Segmento Combinador para a determinação de $P_{bc}(i)$, $P_{bd}(i)$, $P_{cl}(i)$ e $P_{cr}(i)$

Aplicando a equação do momentum, equação (2.44c), para o tubo de elevação, tem-se:

$$(P_{bd}(i)) - (P_{bc}(i)) = \left[f \frac{(H - 0,5 \times D_b - 0,5 \times D_c)}{D_b} + K_b \right] \times \rho_{bd}(i) V_{bd}(i)^2 + (\rho_{bd}(i) + \rho_{bc}(i)) \times g \times H \times \text{sen}(\theta) \quad (3.8)$$

$$P_{bd}(i) = P_{dl}(i) + P_{dr}(i) = 183037 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

Para o número de Reynolds igual a 862,6, fator de atrito é dado pela equação:

$$f = 64 / \text{Re} = 0,074 \quad (3.9)$$

Para um valor de H igual a 1521(mm), obteve-se

$$K_b = 12,94$$

$$\rho_{bd}(i) = 999,9 - 0,057 \times T_{bd}(i) - 0,00358 \times T_{bd}(i)^2 = 995,6 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$V_{bd}(i) = 0,083 \text{ (m/s)}$$

$$\rho_{bc}(i) = 999,9 - 0,057 \times T_{bc}(i) - 0,00358 \times T_{bc}(i)^2 = 994,1 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$g: \text{Aceleração da gravidade} = 9,81 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

$$\theta: \text{Ângulo de Inclinação do Coletor} = 45^\circ$$

Para o segmento combinador, obteve-se Reynolds igual a 403. Segundo KIKAS (1995), o valor do coeficiente C_c para o escoamento laminar 1,33. Assim, obteve-se:

$$V_{cr}(i) = 0,014 \text{ (m/s)}$$

$$V_{cl}(i) = 0 \text{ (m/s)}$$

$$K_2 = \left(1 - \frac{D_b^2}{D_d^2} \right)^2 = 0,85$$

e, portanto,

$$P_{bc}(i) = 161872 \text{ N/m}^2$$

$$P_{cl}(i)=80936 \text{ N/m}^2$$

$$P_{cr}(i)=80936 \text{ N/m}^2$$

8º Passo – Visualização das Pressões, Velocidades e Temperaturas no nodo i=0:

A figura 3.5 mostra a discretização dos valores de pressão, velocidade e temperatura no nodo $i = 0$, para o Segmento Divisor, Tubo de Elevação e Segmento Combinador.

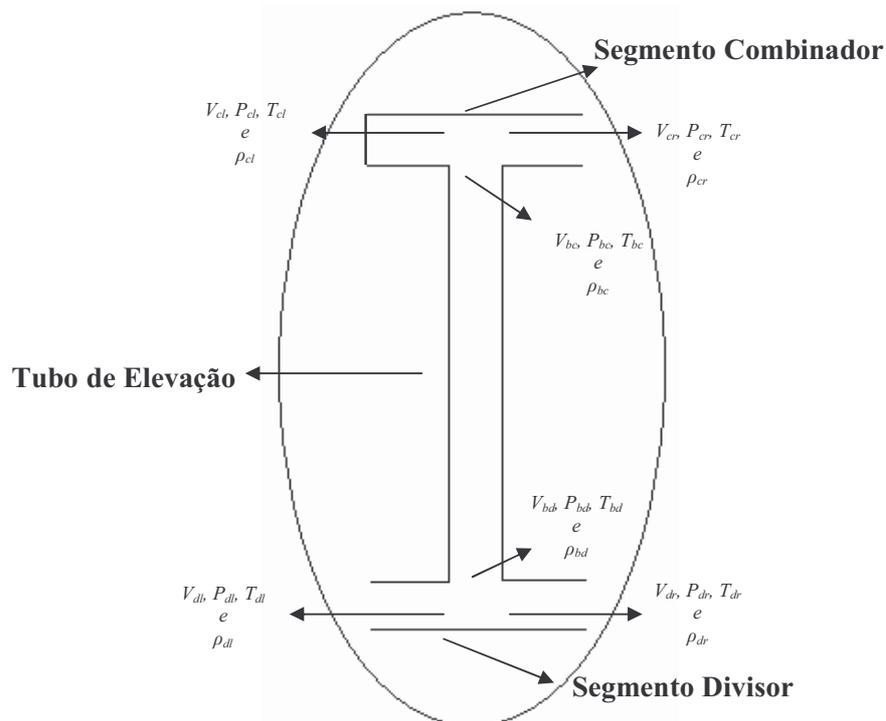


Figura 3.5: Nodo $i=0$ completo do Coletor Solar

3.3.2 Resolução das equações que governam a transição do nodo $i=0$ para o nodo $i=1$

Concluídos os cálculos para o nodo $i = 0$ é necessário que se faça a transição para o próximo nodo $i = 1$. Esta transição é baseada nas equações da conservação da massa, equação do momentum e equação de conservação da energia. Estas equações em conjunto possibilitam a obtenção das velocidades, temperaturas e pressões nas saídas das Calhas Divisoras e Combinadoras. Tais variáveis representam os dados iniciais para a obtenção dos resultados para o nodo $i=1$ (COOPER e DUNKLE, 1981).

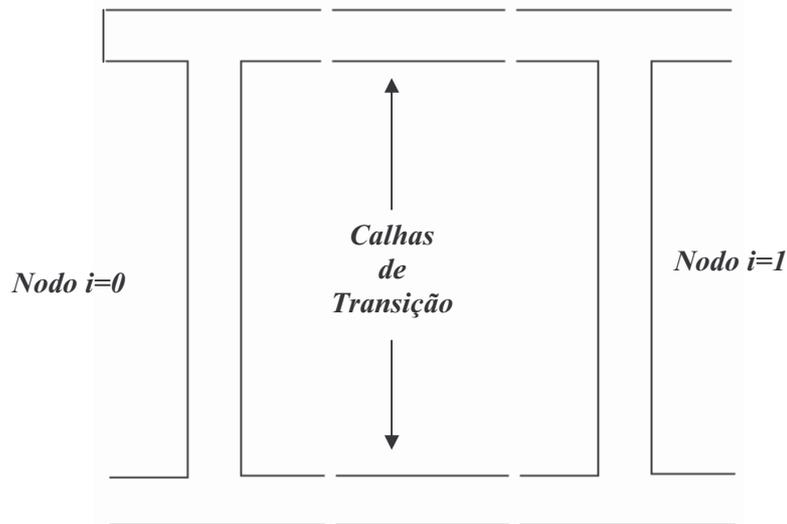


Figura 3.6: Transição do nodo $i=0$ para $i=1$ do coletor solar

1º Passo – Determinação da Temperatura de Saída na Calha Divisora $T_{dl}(i+1)$:

Utilizando-se a equação 2.23 para a distribuição de temperatura na direção do fluxo determinou-se a temperatura de saída do Calha Divisora $T_{dl}(i+1)$, conforme diagrama da figura 3.7.



Figura 3.7: Calha Divisora $i=0$ para $i=1$ do Coletor Solar

$$\text{Onde: } T_{fi} = T_{dr}(i) = 27,61 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\text{Comprimento da aleta (m) para a Calha Divisora: } W_m = 70 \text{ mm}$$

Distância para medida da temperatura na saída da Calha Divisora ou Combinadora.

$$y_m = 130 \text{ mm}$$

$$\dot{m} = V_{dr}(i) \times \rho_{dr}(i) \times A_d = 0,084 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \times 995,6 \text{ (kg/m}^3\text{)} \times 3,46 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)} = \mathbf{0,029 \text{ kg/s}}$$

As demais variáveis são idênticas àquelas do nodo $i=0$, com exceção de F' .

O procedimento para o cálculo de F' é similar ao executado para o nodo $i=0$. A fim de simplificar a análise, informa-se apenas o valor de F' para a Calha Divisora.

$$F'=0,974$$

Portanto,

$$T_f = T_{dl}(i+1) = 27,66 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

2º Passo – Determinação da velocidade de saída da calha divisora $V_{dl}(i+1)$:

Realizando-se o Balanço de Massa para a Calha Divisora, tem-se:

$$\rho_{dl}(i+1) = 999,9 - 0,057 \times T_{dl}(i+1) - 0,00358 \times T_{dl}(i+1)^2 = 995,6 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$0,084 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \times 995,6 \text{ (kg/m}^3\text{)} = V_{dl}(i+1) \times 995,6 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$V_{dl}(i+1) = 0,084 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

3º Passo – Determinação a pressão de saída na calha divisora $P_{dl}(i+1)$:

Para os parâmetros:

$$P_{dr}(i) - P_{dl}(i+1) = 0,5 \left[f \frac{(E - D_b)}{D_b} + K_d \right] \rho_{dr}(i) V_{dr}(i)^2$$

$$P_{dr}(i) = 91517 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

$$\rho_{dr}(i) = 999,9 - 0,057 \times T_{dr}(i) - 0,00358 \times T_{dr}(i)^2 = 995,6 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$V_{dr}(i) = 0,084 \text{ (m/s)}$$

$E = 130$ (mm) distância entre dois tubos de elevação.

$$K_d = f \frac{y_m}{D_d} = 0,24$$

$$\text{Re} = 2109$$

Calculou-se f pela equação para escoamento turbulento em tubo liso,

$$f = 0,3164 \times \text{Re}^{-0,25} = 0,039 \quad (3.10)$$

Obtendo-se:

$$P_{dl}(i+1) = 91514 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

4° Passo – Determinação da temperatura de saída na calha combinadora $T_{cl}(i+1)$:

Utilizando a equação 2.23 para a distribuição de temperatura na direção do fluxo, determinou-se a temperatura de saída da Calha Combinadora $T_{cl}(i+1)$, para o diagrama apresentado na figura 3.8.

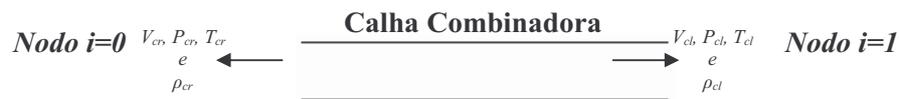


Figura 3.8: Calha Combinadora $i=0$ para $i=1$ do Coletor Solar

Assim, para as condições de simulação, obteve-se:

$$T_{fi} = T_{cr}(i) = 33,19 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\dot{m} = V_{cr}(i) \times \rho_{cr}(i) \times A_c = 0,014 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \times 994,1 \text{ (kg/m}^3\text{)} \times 3,46 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)} = \mathbf{0,004 \text{ kg/s}}$$

Neste caso, o valor obtido de F' para a Calha Combinadora foi de 0,97.

Portanto,

$$T_f = T_{cl}(i+1) = \mathbf{33,47 \text{ (}^\circ\text{C)}}$$

5° Passo – Determinação da velocidade de saída da calha combinadora $V_{cl}(i+1)$:

Repetindo-se os cálculos para as condições da calha combinadora, obteve-se:

$$V_{cl}(i+1) = 0,014 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

6° Passo – Determinação da pressão de saída na calha combinadora $P_{cl}(i+1)$:

Similarmente, o número de Reynolds foi igual a 403, gerando um fator de atrito igual a 0,158 e $P_{cl}(i+1) = \mathbf{80936 \text{ N/m}^2}$.

7º Passo – Inicialização das variáveis para do nodo i=1:

Neste ponto, é finalizada a etapa de determinação das variáveis necessárias para se iniciar os cálculos no nodo i=1, mostrado na figura 3.9.

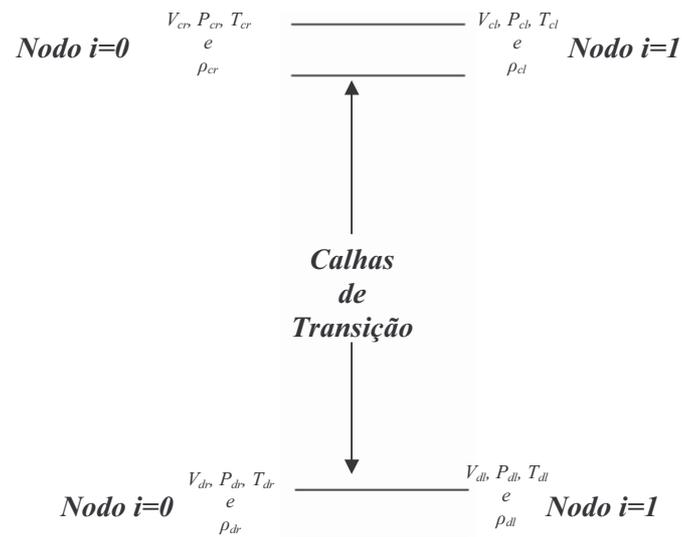


Figura 3.9: Equações de Transição do nodo i=0 para i=1 completas

Os dados de entrada para os Segmentos Divisor e Combinador são:

- Para o Segmento Divisor:

$$T_{dl}(i+1)=27,66 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$V_{dl}(i+1)=0,084 \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$P_{dl}(i+1)=91514 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

- Para o Segmento Combinador:

$$T_{cl}(i+1)=33,47 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$V_{cl}(i+1)=0,014 \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$P_{cl}(i+1)=80936 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

As demais considerações necessárias para se obter as variáveis do nodo $i=1$ são similares às admitidas para o nodo $i=0$, ou seja, no Segmento Divisor a Temperatura de entrada é igual as temperaturas de saída. Uma observação deve ser levada em consideração neste instante. Para os extremos do coletor, ou seja, aonde não existe fluxo de água em virtude de uma imposição fixa (Coletor Fechado), considera-se que as temperaturas de saída são iguais à temperatura de entrada. Estes casos acontecem em $T_{cl}(0) = T_{bc}(0)$ e $T_{dr}(n) = T_{dl}(n) = T_{bd}(n)$, onde n é o número de tubos de elevação, ou melhor, n é o número de nodos (KAZEMINEJAD, 2002).

4.0 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Os procedimentos experimentais desenvolvidos no escopo deste trabalho são discutidos neste texto, incluindo ensaios internos realizados no simulador solar e ensaios externos sob condições climáticas reais.

4.1 ENSAIO PARA AVALIAÇÃO TÉRMICA E DO ESCOAMENTO EM COLETORES SOLARES PLANOS

Os ensaios realizados visam a avaliação do desempenho térmico de um coletor solar plano para diferentes níveis de vazão de água, incluída a medida da perda de carga através do coletor para cada condição de teste. Os resultados obtidos experimentalmente serão utilizados para validação do modelo numérico desenvolvido no escopo deste trabalho.

4.1.1 Bancada de Ensaios

Os ensaios realizados exigiram uma adaptação da bancada interna de ensaios de coletores solares em operação no Grupo de Estudos em Energia (GREEN) da PUC Minas. Esta bancada, única na América Latina, foi doada à Universidade pela ELETROBRÁS/PROCEL dentro de um programa de financiamento do PNUD /Banco Mundial.

Simulador Solar:

O simulador solar, mostrado na Figura 4.1, é composto por 8 lâmpadas de metal Halide com potência máxima individual de 5000 (W). Os bulbos de cada lâmpada são colocados nos refletores de modo a garantir um nível de radiação com uniformidade melhor que 5% na área útil de ensaios. Este equipamento inclui, ainda, um céu artificial que simula as perdas radiantes entre o coletor solar e a abóboda celeste e um sistema gerador de vento ajustável desde velocidades próximas de zero até 4,5 (m/s).

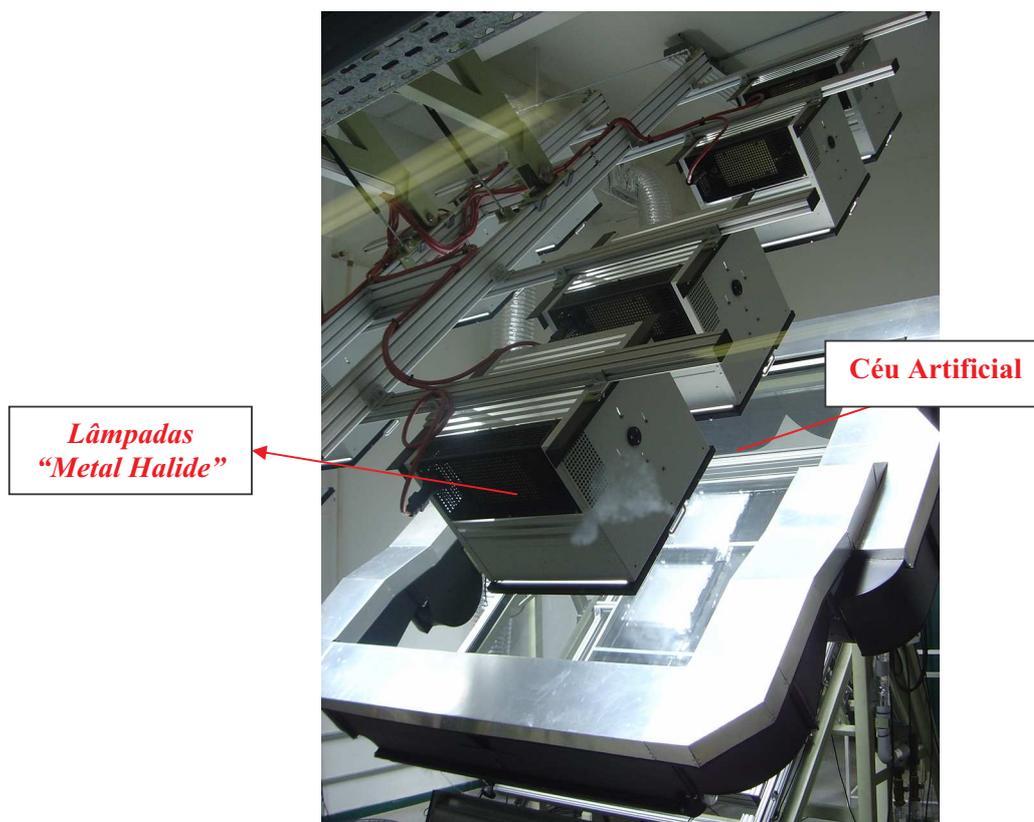


Figura 4.1: Detalhe das lâmpadas do Simulador Solar e do Céu Artificial

O céu artificial é composto por duas placas de vidros temperados com baixo teor de ferro e com 8 (mm) de espessura. Entre as duas placas, escoar ar resfriado proveniente de um trocador de calor com água gelada. Sua temperatura, controlada visualmente, deve ser mantida sempre 6 (°C) abaixo da temperatura ambiente de acordo com a norma de ensaios adotada.

Norma de Ensaio :

O coletor solar foi ensaiado com base na norma europeia prEN 12975-2 : Thermal Solar Systems and Components – Solar Collectors – Part 2: Test Methods, incluindo-se medições de pressão à entrada e saída do coletor solar e vazões variáveis de água.

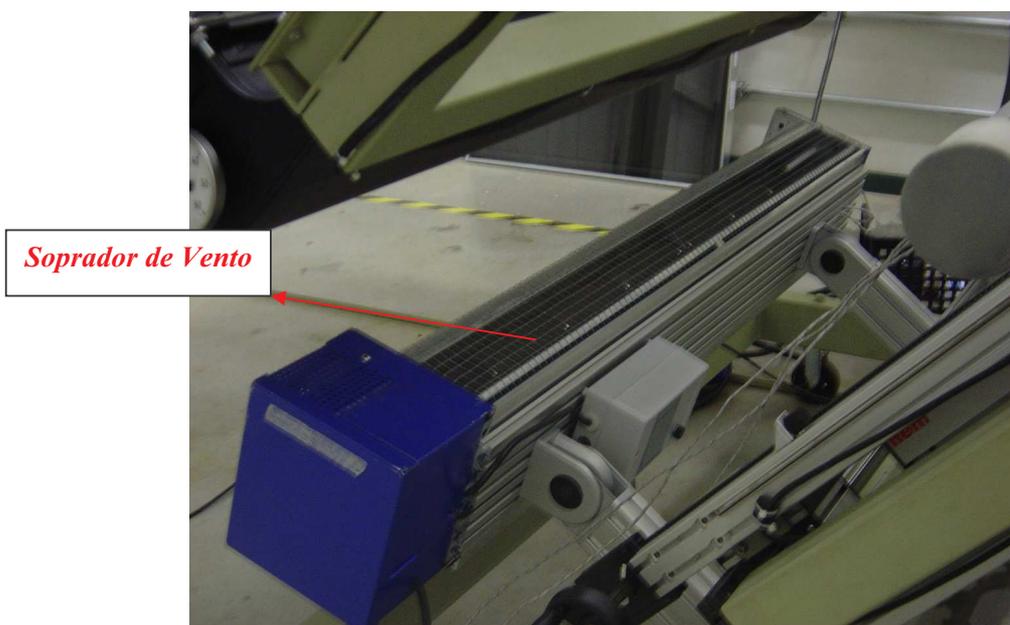


Figura 4.2: Detalhe do sistema gerador de vento

No caso da norma europeia, a vazão exigida em ensaios de coletores solares planos e fechados é constante e igual a $0,02 \left(\frac{kg}{s \cdot m^2} \right)$ de sua área externa. O coletor solar utilizado nos ensaios tem área de $1,72 \left(m^2 \right)$. Neste trabalho, foi também incluída a medição da temperatura da placa absorvedora (aletas) em diferentes pontos, mostrados na figura 4.5.

As variáveis monitoradas no ensaio e respectivas instrumentações são detalhadas a seguir:

- a) Pressão à entrada e saída da água no coletor solar: 02 Transdutores de Pressão Piezoresistivo: códigos IN205MP (saída) e IN206MP (entrada).
- b) Temperatura da água à entrada e saída do coletor solar: sensores PT 100 código IN083MT, previamente calibrados no laboratório LABELO da PUC/RS, conforme figuras 4.3 (a) e (b).
- c) Temperatura Ambiente: utiliza-se um sensor tipo PT100, também calibrado, instalado atrás do coletor no interior de um tubo muito bem isolado de modo a impedir a incidência de raios solares sobre ele, mostrado em detalhe na figura 4.4. Para garantir

níveis adequados de ventilação no tubo, é colocado um pequeno ventilador também dentro do tubo de proteção.

- d) Temperatura das aletas: foram instalados 6 (seis) termopares Tipo T Modelo Mineral, mostrado na figura 4.5, com uma incerteza de medição de $\pm 0,2$ ($^{\circ}\text{C}$).
- e) Radiação Solar: medida com um piranômetro de precisão marca Kipp Zonen de Classe 1. O valor médio medido na área de testes é $\bar{G} = 834,49 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right)$.
- f) Velocidade do Vento de aproximadamente 1,5 (m/s) fornecida pelo gerador de vento instalado na extremidade inferior da bancada do coletor solar mostrado na figura 4.2.
- g) Vazão volumétrica: medidor da marca KHRONE Código IN171MV, mostrado em detalhe na figura 4.6.

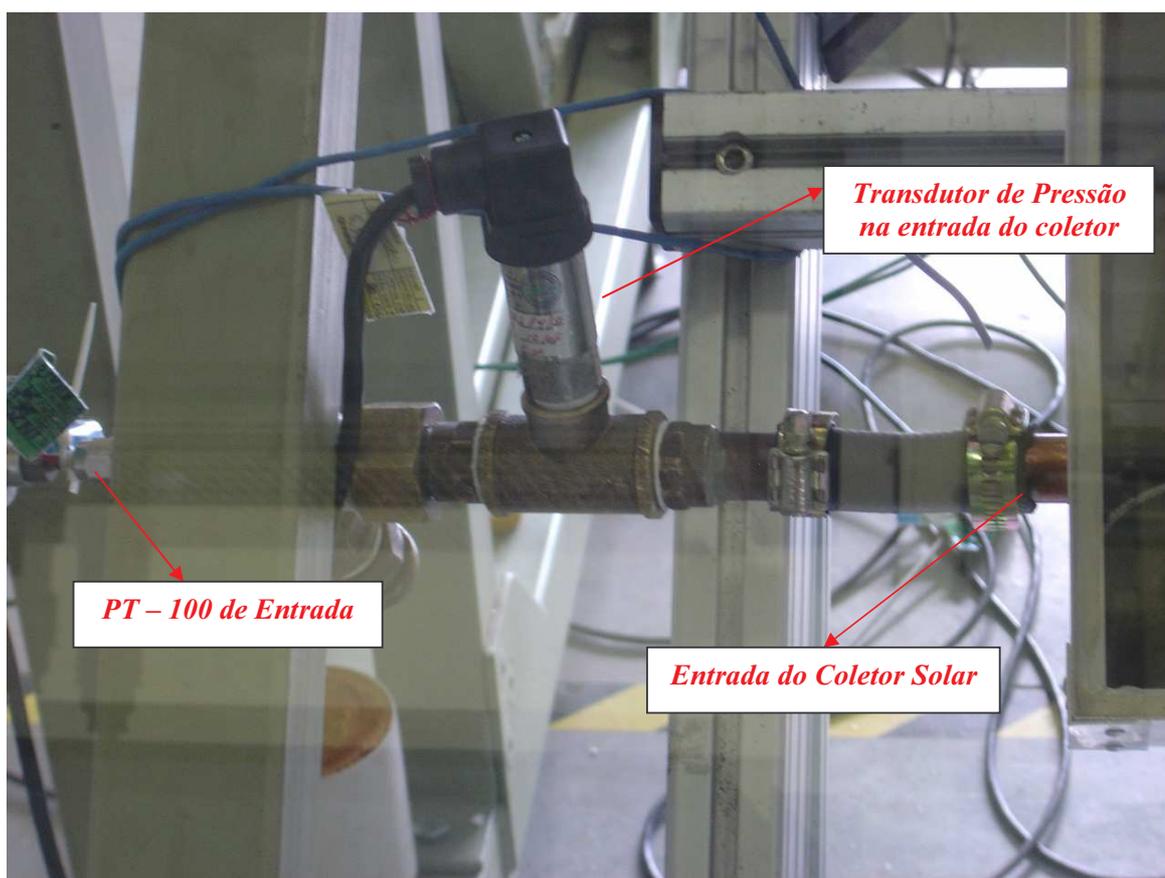


Figura 4.3: Instalação dos sensores de temperatura e transdutores de pressão (a) à entrada do coletor solar

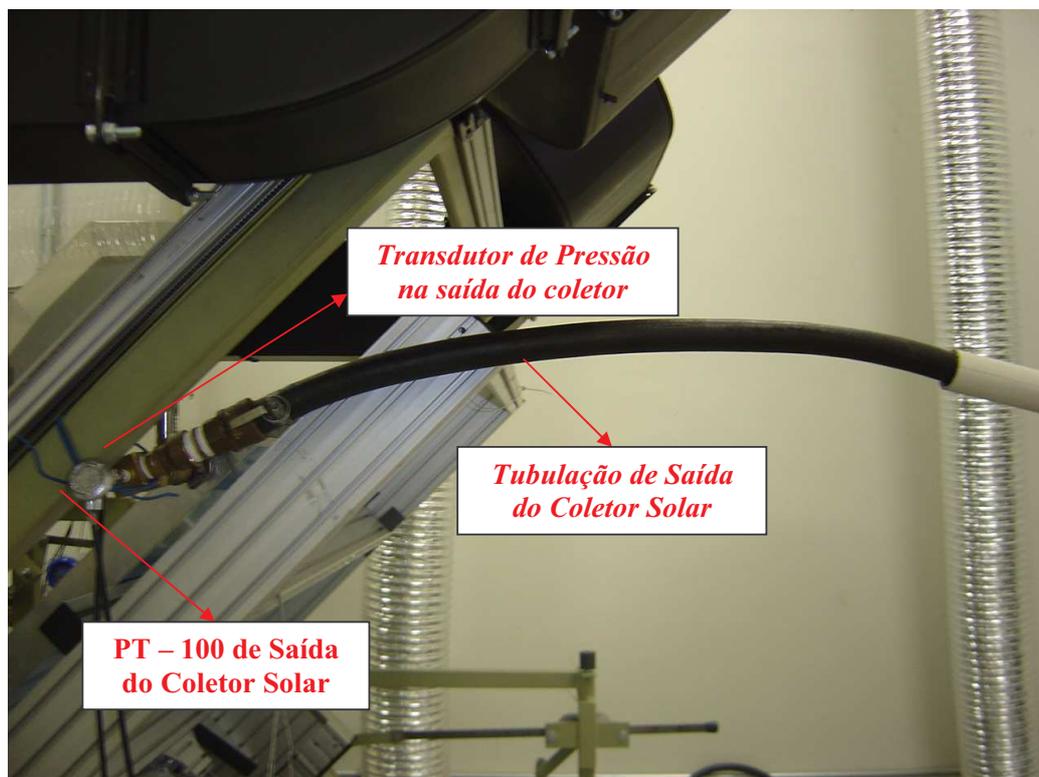


Figura 4.3: Instalação dos sensores de temperatura e transdutores de pressão

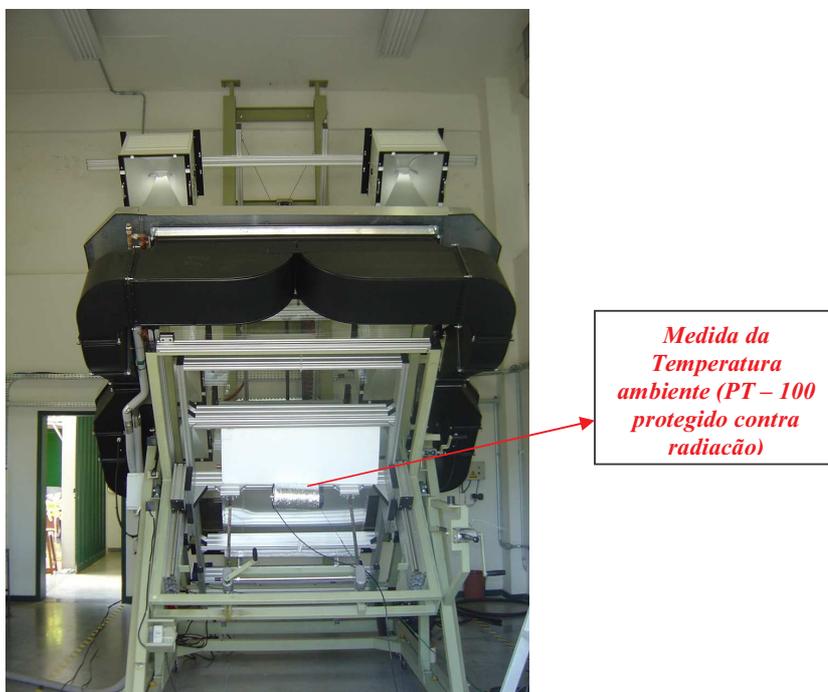


Figura 4.4: Simulador Solar com Indicação do sensor de temperatura ambiente



Figura 4.5: Detalhe da fixação dos termopares de contato

Diferentemente da norma europeia adotada, por ser pouco rigorosa, foram definidas 09 faixas de vazão volumétrica para a água através do coletor solar, a saber:

TABELA 4.1
Faixas de Vazão Volumétricas Ensaaiadas

	Vazão Volumétrica	
	(litros/min)	(m ³ /s)
1	0,52	8,67E-06
2	1,03	1,72E-05
3	1,55	2,58E-05
4	2,06	3,43E-05
5	2,58	4,30E-05
6	3,10	5,17E-05
7	3,61	6,02E-05
8	4,13	6,88E-05
9	4,64	7,73E-05



Figura 4.6: Detalhe do medidor de vazão e do seu sistema de controle

A aquisição de dados foi feita com 02 placas da marca HP Agilent, códigos IN156AD e IN176AD. Para o ensaio de eficiência térmica instantânea em condições de regime permanente, a norma europeia define que o período de aquisição de dados deve ser igual a duas vezes a constante de tempo do coletor solar ou 10 minutos, o que for maior. Atingida a condição de regime permanente, os dados eram coletados durante 2 minutos, garantindo-se um número suficiente de medições.

4.1.2 Procedimento Experimental

O procedimento experimental foi dividido em etapas, discutidas a seguir:

- Passo 1: Instalação do coletor solar: o coletor solar é fixado na bancada de ensaios (berço do coletor) inclinada de 45° para garantir a incidência normal dos raios luminosos. Detalhe do inclinômetro é mostrado na figura 4.7.
- Passo 2: Ajuste da vazão de água desejada para o ensaio.
- Passo 3: Ligação das lâmpadas do simulador, aguardando sua estabilização.
- Passo 4: Condições de Regime Permanente, definidas pela norma europeia, aquisição e armazenamento de dados.
- Passo 5: Repetição dos passos anteriores para a nova vazão de acordo com a tabela anteriormente apresentada.



Figura 4.7.: Medida da inclinação do coletor na bancada de testes

5.0 DISCUSSÕES DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS E SIMULADOS

Neste capítulo são discutidos os resultados obtidos nos ensaios experimentais e aqueles gerados pelas simulações matemáticas. A análise de incertezas para todas as medidas experimentais realizou-se de acordo com (FIGLIOLA, 1995) e (ALBERTAZZI, 2002), detalhada no APÊNDICE A.

Para o cálculo da incerteza padrão dos valores medidos, utiliza-se a equação 5.1:

$$\mu_a = \frac{Rep}{\sqrt{na}} \quad (5.1)$$

onde:

μ_a Incerteza Padrão;
 Rep Repetitividade das amostras;
 Na Quantidade de amostras.

Para o cálculo da incerteza combinada, utiliza-se a equação 5.2:

$$\mu_c = \sqrt{(\mu_a)^2 + (\mu_{inst})^2 + (\mu_{placa})^2} \quad (5.2)$$

Onde:

μ_c Incerteza combinada;
 μ_{inst} Incerteza do instrumento;
 μ_{placa} Incerteza da placa de aquisição.

5.1 ENSAIOS EXPERIMENTAIS DE EFICIÊNCIA TÉRMICA E PERDA DE CARGA

Os resultados experimentais obtidos estão apresentados nas tabelas a seguir.

TABELA 5.1
 Resultados Experimentais – Vazão de $8,66 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ (0,52 l/min)

Temperatura ambiente média	23,22°C
Temperatura média da água à entrada	27,04°C
Temperatura média da água à saída	48,47°C
Pressão média à entrada	0,1155 bar (11550 Pa)
Pressão média à saída	0,0018 bar (180 Pa)
Queda de Pressão	11370 Pa
Queda de Pressão	0,052 mca

TABELA 5.2
Resultados Experimentais – Vazão de $1,71 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (1,03 l/min)

Temperatura ambiente média	24,05°C
Temperatura média da água à entrada	27,38°C
Temperatura média da água à saída	39,17°C
Pressão média à entrada	0,1162 bar (11620 Pa)
Pressão média à saída	0,0022 bar (220 Pa)
Queda de Pressão	11400 Pa
Queda de Pressão	0,056 mca

TABELA 5.3
Resultados Experimentais – Vazão de $2,58 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (1,55 l/min)

Temperatura ambiente média	24,95°C
Temperatura média da água à entrada	27,60°C
Temperatura média da água à saída	35,53°C
Pressão média à entrada	0,1171 bar (11710 Pa)
Pressão média à saída	0,0029 bar (290 Pa)
Queda de Pressão	11420 Pa
Queda de Pressão	0,058 mca

TABELA 5.4
Resultados Experimentais - Vazão de $3,43 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (2,06 l/min)

Temperatura ambiente média	25,31°C
Temperatura média da água à entrada	27,61°C
Temperatura média da água à saída	33,76°C
Pressão média à entrada	0,1178 bar (11780 Pa)
Pressão média à saída	0,0034 bar (340 Pa)
Queda de Pressão	11440 Pa
Queda de Pressão	0,060 mca

TABELA 5.5
Resultados Experimentais - Vazão de $4,30 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (2,58 l/min)

Temperatura ambiente média	25,71°C
Temperatura média da água à entrada	27,59°C
Temperatura média da água à saída	32,52°C
Pressão média à entrada	0,1185 bar (11850 Pa).
Pressão média à saída	0,0035 bar (350 Pa)
Queda de Pressão	11500 Pa
Queda de Pressão	0,065 mca

TABELA 5.6
Resultados Experimentais - Vazão de $5,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (3,10 l/min)

Temperatura ambiente média	26,06°C
Temperatura média da água à entrada	27,52°C
Temperatura média da água à saída	31,67°C
Pressão média à entrada	0,1190 bar (11900 Pa)
Pressão média à saída	0,0039 bar (390 Pa)
Queda de Pressão	11510 Pa
Queda de Pressão	0,066 mca

TABELA 5.7
Resultados Experimentais - Vazão de $6,01 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (3,61 l/min)

Temperatura ambiente média	26,17°C
Temperatura média da água à entrada	27,44°C
Temperatura média da água à saída	30,95°C
Pressão média à entrada	0,1194 bar (11940 Pa)
Pressão média à saída	0,0043 bar (430 Pa)
Queda de Pressão	11510 Pa
Queda de Pressão	0,066 mca

TABELA 5.8
Resultados Experimentais - Vazão de $7,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (4,13 l/min)

Temperatura ambiente média	26,61°C
Temperatura média da água à entrada	27,38°C
Temperatura média da água à saída	30,53°C
Pressão média à entrada	0,1200 bar (12000 Pa)
Pressão média à saída	0,0044 bar (440 Pa)
Queda de Pressão	11560 Pa
Queda de Pressão	0,072 mca

TABELA 5.9
Resultados Experimentais - Vazão de $7,73 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (4,64 l/min)

Temperatura ambiente média	26,68°C
Temperatura média da água à entrada	27,32°C
Temperatura média da água à saída	30,18°C
Pressão média à entrada	0,1206 bar (12060 Pa)
Pressão média à saída	0,0047 bar (470 Pa)
Queda de Pressão	11590 Pa
Queda de Pressão	0,074 mca

Estes resultados podem ser sumarizados nos gráficos 5.1 e 5.2 para perda de carga e eficiência térmica instantânea.

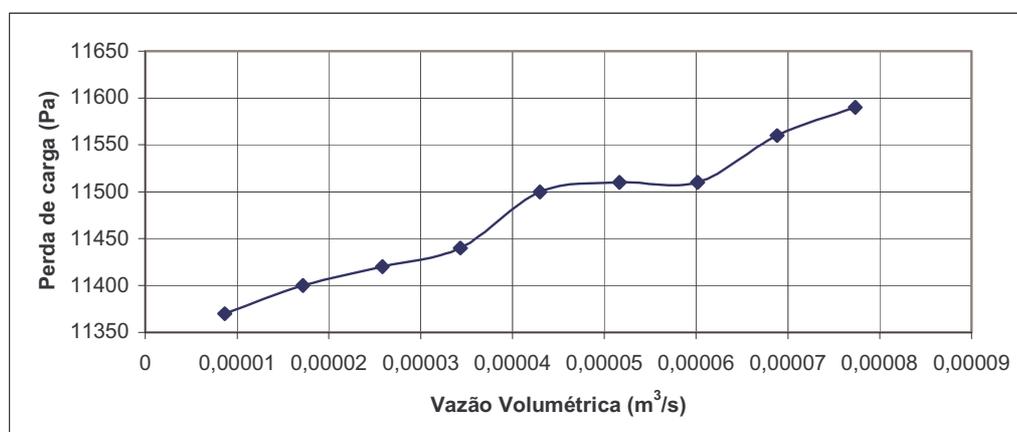


Gráfico 5.1. Evolução da perda de carga em função da vazão de água nos coletores solares.

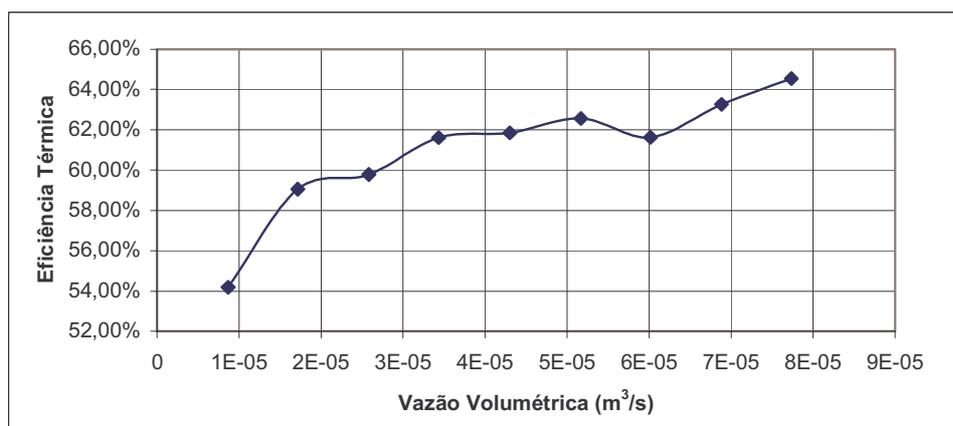


Gráfico 5.2. Evolução da eficiência térmica em função da vazão de água nos coletores solares.

5.2 DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS AO LONGO DO COLETOR SOLAR - TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA

A análise com a distribuição de temperaturas ao longo do coletor solar para validação do modelo desenvolvido foi feita confrontando-se os resultados da simulação numérica com aqueles obtidos experimentalmente. Deve-se ter claro que a simulação proposta no escopo deste projeto calcula as temperaturas do fluido de trabalho em diversas posições do coletor solar, ao passo que através do procedimento experimental obtiveram-se as temperaturas na superfície da placa absorvedora, com exceção das temperaturas à entrada e saída do coletor, que são medidas diretamente. Assim, a validação do modelo é conduzida principalmente com base na temperatura da água à saída do coletor solar.

Na simulação numérica, adotam-se como dados de entrada os valores medidos experimentalmente para a temperatura e vazão da água à entrada do coletor, temperatura ambiente, velocidade do vento e radiação solar.

Os resultados comparativos estão sumarizados nas tabelas a seguir para as diferentes vazões de água.

Para a Vazão de Teste de **0,52 l/min** ($8,66 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.10
Temperatura de Saída Média da água - 0,52 l/min ($8,66 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Experimental</i>	48,47 °C
<i>Numérico</i>	49,78 °C

Para a Vazão de Teste de **1,03 l/min** ($1,71 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.11
Temperatura de Saída Média da água - 1,03 l/min ($1,71 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Experimental</i>	39,16 °C
<i>Numérico</i>	39,40 °C

Para a Vazão de Teste de **1,55 l/min** ($2,58 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.12
Temperatura de Saída Média da água - 1,55 l/min ($2,58 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Experimental</i>	35,52 °C
<i>Numérico</i>	35,65 °C

Para a Vazão de Teste de **2,06 l/min** ($3,43 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.13
Temperatura de Saída Média da água - 2,06 l/min ($3,43 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Experimental</i>	33,76 °C
<i>Numérico</i>	33,76 °C

Para a Vazão de Teste de **2,58 l/min** ($4,30 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.14
Temperatura de Saída Média da água - 2,58 l/min ($4,30 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Experimental</i>	32,52 °C
<i>Numérico</i>	31,37 °C

Para a Vazão de Teste de **3,10 l/min** ($5,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.15
Temperatura de Saída Média da água - 3,10 l/min ($5,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Experimental</i>	31,67 °C
<i>Numérico</i>	31,58 °C

Para a Vazão de Teste de $3,61 \text{ l/min}$ ($6,01 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.16
Temperatura de Saída Média da água - $3,61 \text{ l/min}$ ($6,01 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Experimental</i>	30,95 °C
<i>Numérico</i>	31,08 °C

Para a Vazão de Teste de $4,13 \text{ l/min}$ ($7,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.17
Temperatura de Saída Média da água - $4,13 \text{ l/min}$ ($7,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Experimental</i>	30,53 °C
<i>Numérico</i>	30,64 °C

Para a Vazão de Teste de $4,64 \text{ l/min}$ ($7,73 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.18
Temperatura de Saída Média da água - $4,64 \text{ l/min}$ ($7,73 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Experimental</i>	30,18 °C
<i>Numérico</i>	30,26 °C

O gráfico 5.3 ilustra o desvio absoluto entre os valores experimentais e simulados para a temperatura da água à saída do coletor solar sob diferentes vazões de teste. Os resultados são bastante satisfatórios, com desvios muito próximos de zero para a maior parte das medidas. Para os dois pontos que apresentaram maiores desvios, da ordem de 1 (°C) e dentro da incerteza das grandezas associadas, destaca-se, ainda, que os mesmos não são sistemáticos.

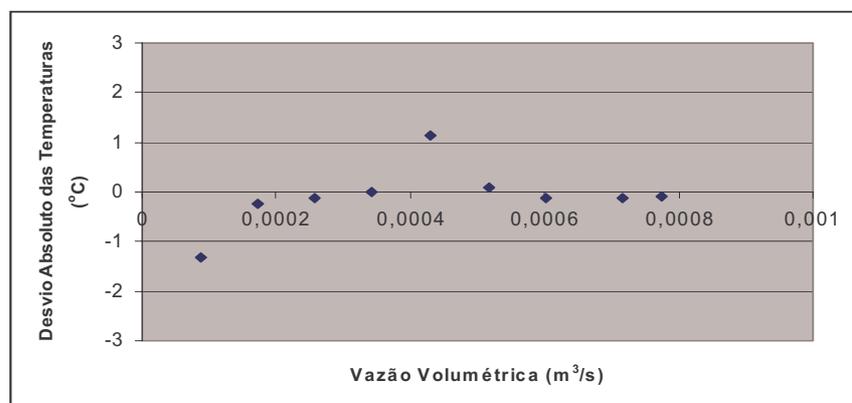


Gráfico 5.3: Desvio absoluto entre os valores experimentais e simulados para a temperatura da água à saída do coletor solar sob diferentes vazões de teste

DISCUSSÕES SOBRE A DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS AO LONGO DO COLETOR SOLAR

A tabela 5.19 e o gráfico 5.4 resumizam os resultados numéricos e experimentais apresentados nas tabelas 5.10 a 5.18. Constata-se uma boa concordância entre tais temperaturas para o fluido. No APÊNDICE A, apresenta-se o cálculo da incerteza combinada para cada medida de temperatura em função da vazão do fluido. Os valores obtidos encontram-se entre 0,15 e 0,09°C.

TABELA 5.19
Distribuição de Temperaturas de Saída do Fluido no Coletor

Vazão	Numérico	Experimental		Delta (Temp. Fluido Exp - Num.)
	Temp. Fluido	Temp. Fluido	Temp. Placa	
0,52	49,78	48,47	55,64	1,31
1,03	39,4	39,16	51,57	0,24
1,55	35,65	35,52	49,21	0,13
2,06	33,76	33,76	47,99	0
2,58	31,37	32,52	47,01	1,15
3,1	31,58	31,67	46,43	0,09
3,61	31,08	30,95	46,22	0,13
4,13	30,64	30,53	45,72	0,11
4,64	30,26	30,18	44,88	0,08

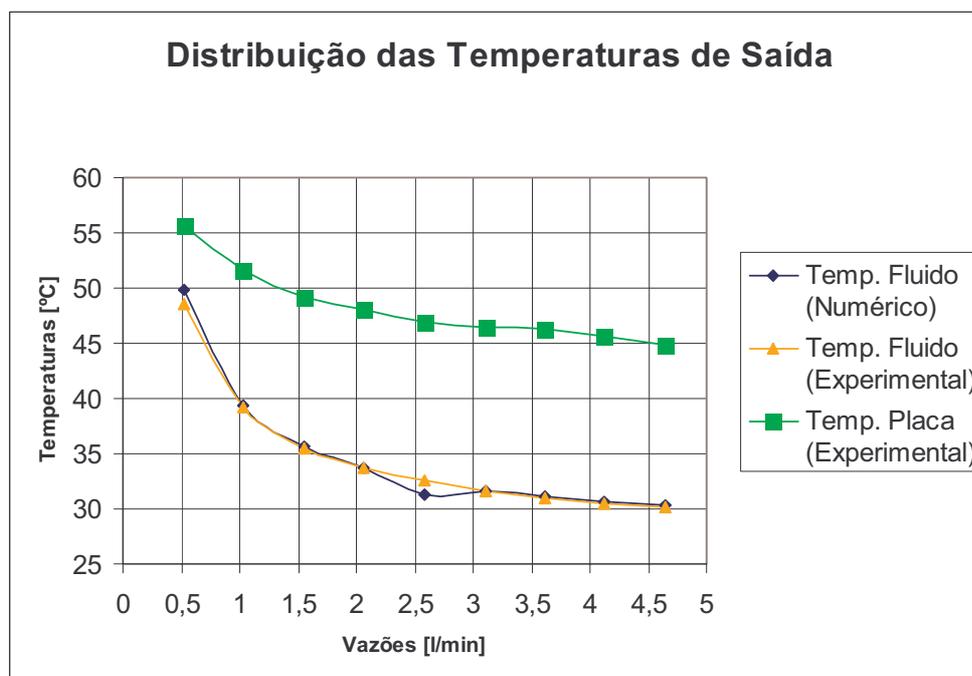


Gráfico 5.4: Temperaturas de Saída Placa e Fluido (Experimental X Numérico)

Uma outra avaliação que deve ser feita é com relação à magnitude das temperaturas no procedimento experimental em relação ao modelo numérico. Como já foi dito anteriormente, o modelo aqui proposto apresenta as temperaturas do fluido de trabalho, enquanto que no procedimento experimental foram feitas as medidas das temperaturas na superfície da placa absorvedora. Portanto, pode-se concluir que uma boa parte da energia fornecida pela radiação solar não é transferida para o fluido, ocasionando diferenças entre tais de 7 a 14°C entre a água e a placa.

Esta diferença é prevista no modelo discutido por Duffie e Beckmann (1991) e apresentado em detalhes no Capítulo 2. O fator de remoção de calor F_R , equação 2.24, demonstra que essas diferenças são inerentes à fabricação do coletor e às condições operacionais. Assim, esperava-se que para maiores vazões a diferença entre as temperaturas da placa e do fluido fosse cada vez menor. No limite, para vazões infinitamente altas a placa e o fluido teriam a mesma temperatura.

Entretanto, neste trabalho, observou-se o comportamento inverso. Assim, os ensaios experimentais foram novamente realizados, agora com a fixação dos termopares na face posterior (sombreada) da placa absorvedora. Essa modificação foi sugerida, pois apesar dos cuidados tomados na primeira montagem, era necessário avaliar-se a possível influência da radiação incidente sobre os termopares. Os resultados se repetiram.

Uma explicação plausível para tal fato pode ser atribuída à distribuição não-uniforme de vazão nos tubos de elevação.

5.3 AVALIAÇÃO QUALITATIVA DA DISTRIBUIÇÃO DE VAZÃO AO LONGO DO COLETOR SOLAR

Para a validação do modelo numérico em relação à distribuição de vazão ao longo de todo o coletor (tubos de elevação e calhas divisoras e combinadoras), foi proposto um ensaio

para avaliação indireta da vazão em cada ponto. Tal procedimento foi adotado, buscando-se reduzir custos e a complexidade inerente ao método direto que exige a fixação de medidores individuais de vazão em cada segmento da calha e em cada tubo de elevação.

A alternativa adotada trata da medição das temperaturas ao longo dos segmentos de placas absorvedoras, visando à avaliação de comportamento espacial da vazão da água no coletor solar. A correlação dessas duas grandezas é inversa, pois, os pontos de maior temperatura correspondem às menores vazões locais de água.

A figura 5.1 (a) mostra os pontos de fixação dos termopares na placa absorvedora.

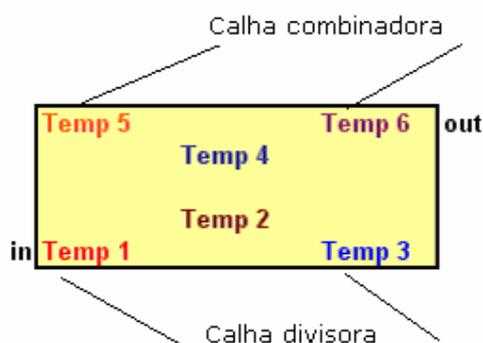


Figura 5.1 (a): Fixação de termopares na placa absorvedora. - Desenho Esquemático

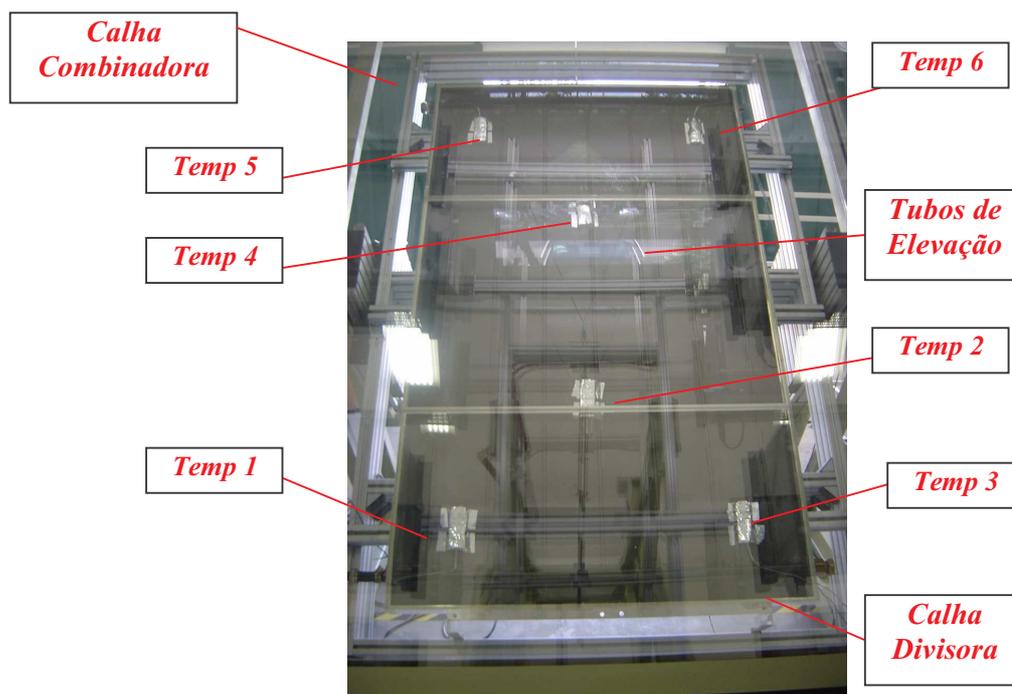


Figura 5.1 (b): Fixação de termopares na placa absorvedora.

A metodologia utilizada para a avaliação da distribuição de vazão ao longo da Calha Divisora, Combinadora e dos Tubos de Elevação será conduzida para cada faixa de vazão especificada. Além disto, é relevante se fazer a seguinte distinção.

Os termopares que determinam as temperaturas da placa na entrada e na saída da Calha Divisora são: Temp 1 (Entrada) e Temp 3 (Saída).

Para a Calha Combinadora são os Termopares: Temp 5 (Entrada) e Temp 6 (Saída).

Todos os sensores em conjunto (Temp 1, Temp 2, Temp 3, Temp 4, Temp 5 e Temp 6), serão avaliados para a determinação do perfil de temperaturas nos tubos de elevação.

Todas as temperaturas coletadas experimentalmente foram realizadas sobre a placa absorvedora, enquanto que as temperaturas obtidas na simulação matemática correspondem à temperatura do fluido. Portanto, na análise a seguir é esperada uma diferença entre a temperatura experimental (Placa Absorvedora) e a temperatura numérica (fluido).

5.3.1 Distribuição de Vazão para a Calha Divisora

Portanto,

Para a Calha Divisora a uma vazão de $0,52 \text{ l/min}$ ($8,66 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.20
Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – $0,52 \text{ l/min}$ ($8,66 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$),

<i>Sensores</i>	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 3</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	<i>41,02 °C</i>	<i>42,82 °C</i>
<i>Numérico (Fluido)</i>	<i>27,14 °C</i>	<i>29,37 °C</i>
<i>ΔExperimental</i>	<i>1,8 °C</i>	
<i>ΔNumérico</i>	<i>2,23 °C</i>	

Para a Calha Divisora a uma vazão de $1,03 \text{ l/min}$ ($1,71 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.21
Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – $1,03 \text{ l/min}$ ($1,71 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 3</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	<i>40,77 °C</i>	<i>42,61 °C</i>
<i>Numérico (Fluido)</i>	<i>27,72 °C</i>	<i>28,8 °C</i>
<i>ΔExperimental</i>	<i>1,84 °C</i>	
<i>ΔNumérico</i>	<i>1,08 °C</i>	

Para a Calha Divisora a uma vazão de $1,55 \text{ l/min}$ ($2,58 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.22
Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – $1,55 \text{ l/min}$ ($2,58 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 3</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	$40,42 \text{ }^\circ\text{C}$	$42,08 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>Numérico (Fluido)</i>	$27,63 \text{ }^\circ\text{C}$	$28,35 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>ΔExperimental</i>	$1,66 \text{ }^\circ\text{C}$	
<i>ΔNumérico</i>	$0,72 \text{ }^\circ\text{C}$	

Para a Calha Divisora a uma vazão de $2,06 \text{ l/min}$ ($3,43 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.23
Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – $2,06 \text{ l/min}$ ($3,43 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 3</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	$40,18 \text{ }^\circ\text{C}$	$41,70 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>Numérico (Fluido)</i>	$27,64 \text{ }^\circ\text{C}$	$28,17 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>ΔExperimental</i>	$1,52 \text{ }^\circ\text{C}$	
<i>ΔNumérico</i>	$0,53 \text{ }^\circ\text{C}$	

Para a Calha Divisora a uma vazão de $2,58 \text{ l/min}$ ($4,30 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.24
Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – $2,58 \text{ l/min}$ ($4,30 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 3</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	$39,93 \text{ }^\circ\text{C}$	$41,46 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>Numérico (Fluido)</i>	$27,61 \text{ }^\circ\text{C}$	$28,06 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>ΔExperimental</i>	$1,53 \text{ }^\circ\text{C}$	
<i>ΔNumérico</i>	$0,45 \text{ }^\circ\text{C}$	

Para a Calha Divisora a uma vazão de $3,10 \text{ l/min}$ ($5,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.25
Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – $3,10 \text{ l/min}$ ($5,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 3</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	$39,68 \text{ }^\circ\text{C}$	$41,18 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>Numérico (Fluido)</i>	$27,54 \text{ }^\circ\text{C}$	$27,89 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>ΔExperimental</i>	$1,5 \text{ }^\circ\text{C}$	
<i>ΔNumérico</i>	$0,35 \text{ }^\circ\text{C}$	

Para a Calha Divisora a uma vazão de $3,61 \text{ l/min}$ ($6,01 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.26
Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – $3,61 \text{ l/min}$ ($6,01 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 3</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	$39,48 \text{ }^\circ\text{C}$	$40,93 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>Numérico (Fluido)</i>	$27,45 \text{ }^\circ\text{C}$	$27,77 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>ΔExperimental</i>	$1,45 \text{ }^\circ\text{C}$	
<i>ΔNumérico</i>	$0,32 \text{ }^\circ\text{C}$	

Para a Calha Divisora a uma vazão de $4,13 \text{ l/min}$ ($7,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.27
Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – $4,13 \text{ l/min}$ ($7,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 3</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	<i>39,30 °C</i>	<i>40,74 °C</i>
<i>Numérico (Fluido)</i>	<i>27,39 °C</i>	<i>27,67 °C</i>
<i>ΔExperimental</i>	<i>1,44 °C</i>	
<i>ΔNumérico</i>	<i>0,28 °C</i>	

Para a Calha Divisora a uma vazão de $4,64 \text{ l/min}$ ($7,73 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.28
Distribuição de Temperatura na Calha Divisora – $4,64 \text{ l/min}$ ($7,73 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 3</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	<i>39,10 °C</i>	<i>40,56 °C</i>
<i>Numérico (Fluido)</i>	<i>27,33 °C</i>	<i>27,58 °C</i>
<i>ΔExperimental</i>	<i>1,46 °C</i>	
<i>ΔNumérico</i>	<i>0,25 °C</i>	

DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS AO LONGO DA CALHA DIVISORA

Analisando os resultados apresentados nas tabelas 5.20 a 5.28, observa-se que, em todas as faixas de vazão, houve um acréscimo de temperatura da placa, calculada pela diferença ($\text{Temp 3} - \text{Temp 1}$) ao longo da calha divisora, tanto experimental quanto numericamente. Constata-se, ainda, que para as maiores vazões essa diferença de temperatura é reduzida. Tal comportamento era esperado e caracteriza a transferência de calor útil para a água nesta região e a diminuição na vazão do fluido ao longo da calha divisora.

Os resultados, sumarizados na tabela 5.29 e no gráfico 5.5, são bastante satisfatórios com uma diferença entre os valores teóricos e experimentais da ordem de $0,98^\circ\text{C}$. No APÊNDICE A, tem-se que a incerteza combinada para ambos os sensores é de $0,77^\circ\text{C}$.

TABELA 5.29
Distribuição de Temperaturas para a Calha Divisora

Calha Divisora			
Vazão [l/min]	Δ Temp. Experimental [°C]	Δ Temp. Numérico [°C]	Δ (Num - Exp) [°C]
0,52	1,8	2,23	0,43
1,03	1,84	1,08	0,76
1,55	1,66	0,72	0,94
2,06	1,52	0,53	0,99
2,58	1,53	0,45	1,08
3,1	1,5	0,35	1,15
3,61	1,45	0,32	1,13
4,13	1,44	0,28	1,16
4,64	1,46	0,25	1,21
		Média	0,98

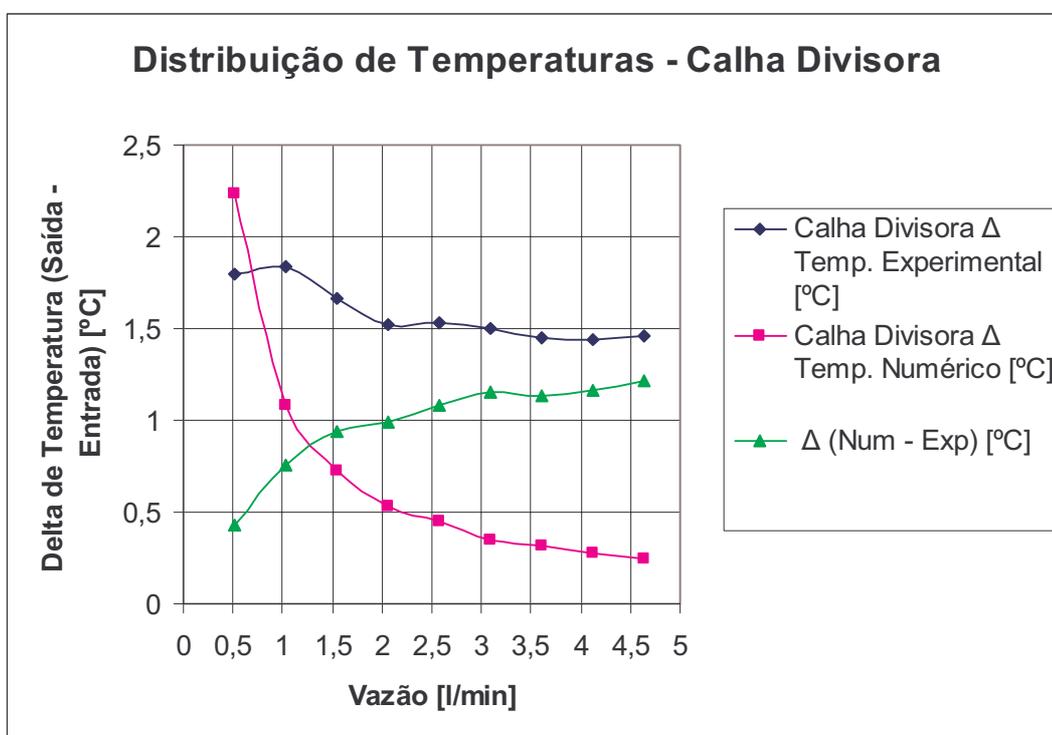


Gráfico 5.5: Distribuição da Temperatura - Calha Divisora (Experimental X Numérico)

5.3.2 Distribuição de Vazão para a Calha Combinadora

Segue-se a mesma análise, agora para a Calha Combinadora operando a diversas faixas de vazão:

Para a Calha Combinadora a uma vazão de $0,52 \text{ l/min}$ ($8,66 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.30
Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora– $0,52 \text{ l/min}$ ($8,66 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	$55,87 \text{ }^\circ\text{C}$	$55,64 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>Numérico (Fluido)</i>	$48,28 \text{ }^\circ\text{C}$	$49,63 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>ΔExperimental</i>	$-0,23 \text{ }^\circ\text{C}$	
<i>ΔNumérico</i>	$1,35 \text{ }^\circ\text{C}$	

Para a Calha Combinadora a uma vazão de $1,03 \text{ l/min}$ ($1,71 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.31
Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora– $1,03 \text{ l/min}$ ($1,71 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	$51,27 \text{ }^\circ\text{C}$	$51,26 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>Numérico (Fluido)</i>	$38,61 \text{ }^\circ\text{C}$	$39,32 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>ΔExperimental</i>	$-0,01 \text{ }^\circ\text{C}$	
<i>ΔNumérico</i>	$0,71 \text{ }^\circ\text{C}$	

Para a Calha Combinadora a uma vazão de $1,55 \text{ l/min}$ ($2,58 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.32
Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora– $1,55 \text{ l/min}$ ($2,58 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	$48,51 \text{ }^\circ\text{C}$	$48,70 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>Numérico (Fluido)</i>	$35,1 \text{ }^\circ\text{C}$	$35,59 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>ΔExperimental</i>	$0,19 \text{ }^\circ\text{C}$	
<i>ΔNumérico</i>	$0,49 \text{ }^\circ\text{C}$	

Para a Calha Combinadora a uma vazão de $2,06 \text{ l/min}$ ($3,43 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.33
Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora– $2,06 \text{ l/min}$ ($3,43 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	$47,29 \text{ }^\circ\text{C}$	$47,38 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>Numérico (Fluido)</i>	$33,33 \text{ }^\circ\text{C}$	$33,72 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>ΔExperimental</i>	$0,09 \text{ }^\circ\text{C}$	
<i>ΔNumérico</i>	$0,39 \text{ }^\circ\text{C}$	

Para a Calha Combinadora a uma vazão de $2,58 \text{ l/min}$ ($4,30 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.34
Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora– $2,58 \text{ l/min}$ ($4,30 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	$46,33 \text{ }^\circ\text{C}$	$46,32 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>Numérico (Fluido)</i>	$31,24 \text{ }^\circ\text{C}$	$31,28 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>ΔExperimental</i>	$-0,01 \text{ }^\circ\text{C}$	
<i>ΔNumérico</i>	$0,04 \text{ }^\circ\text{C}$	

Para a Calha Combinadora a uma vazão de $3,10 \text{ l/min}$ ($5,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.35
Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora– $3,10 \text{ l/min}$ ($5,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	<i>45,59 °C</i>	<i>45,69 °C</i>
<i>Numérico (Fluido)</i>	<i>31,31 °C</i>	<i>31,54 °C</i>
<i>ΔExperimental</i>	<i>0,1 °C</i>	
<i>ΔNumérico</i>	<i>0,23 °C</i>	

Para a Calha Combinadora a uma vazão de $3,61 \text{ l/min}$ ($6,01 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.36
Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora– $3,61 \text{ l/min}$ ($6,01 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	<i>45,08 °C</i>	<i>45,46 °C</i>
<i>Numérico (Fluido)</i>	<i>30,84 °C</i>	<i>31,06 °C</i>
<i>ΔExperimental</i>	<i>0,38 °C</i>	
<i>ΔNumérico</i>	<i>0,22 °C</i>	

Para a Calha Combinadora a uma vazão de $4,13 \text{ l/min}$ ($7,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.37
Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora– $4,13 \text{ l/min}$ ($7,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	<i>44,93 °C</i>	<i>44,92 °C</i>
<i>Numérico (Fluido)</i>	<i>30,42 °C</i>	<i>30,62 °C</i>
<i>ΔExperimental</i>	<i>-0,01 °C</i>	
<i>ΔNumérico</i>	<i>0,2 °C</i>	

Para a Calha Combinadora a uma vazão de $4,64 \text{ l/min}$ ($7,73 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.38
Distribuição de Temperatura na Calha Combinadora– $4,64 \text{ l/min}$ ($7,73 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Sensores</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Experimental (Placa)</i>	<i>44,47 °C</i>	<i>44,00 °C</i>
<i>Numérico (Fluido)</i>	<i>30,06 °C</i>	<i>30,24 °C</i>
<i>ΔExperimental</i>	<i>-0,47 °C</i>	
<i>ΔNumérico</i>	<i>0,18 °C</i>	

DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS AO LONGO DA CALHA COMBINADORA

Analisando os resultados apresentados nas tabelas 5.30 a 5.38 para avaliação do comportamento da vazão na Calha Combinadora, constatou-se novamente uma boa concordância entre os valores teóricos e experimentais. As incertezas da medição são

apresentadas no APENDICE A. Para o sensor Temp 5 é praticamente constante e igual $0,77^{\circ}\text{C}$. Para o Temp 6, constante uma forte dependência com a vazão do fluido e sua incerteza varia de $0,79$ a $2,05^{\circ}\text{C}$.

Os resultados obtidos estão sumarizados no gráfico 5.6 e na tabela 5.39.

TABELA 5.39
Distribuição das Temperaturas para a Calha Combinadora

Calha Combinadora			
Vazão [l/min]	Δ Temp. Experimental [$^{\circ}\text{C}$]	Δ Temp. Numérico [$^{\circ}\text{C}$]	Δ (Num - Exp) [$^{\circ}\text{C}$]
0,52	-0,23	1,35	1,58
1,03	-0,01	0,71	0,72
1,55	0,19	0,49	0,3
2,06	0,09	0,39	0,3
2,58	-0,01	0,04	0,05
3,1	0,1	0,23	0,13
3,61	0,38	0,22	0,16
4,13	-0,01	0,2	0,21
4,64	-0,47	0,18	0,65
		Média	0,46

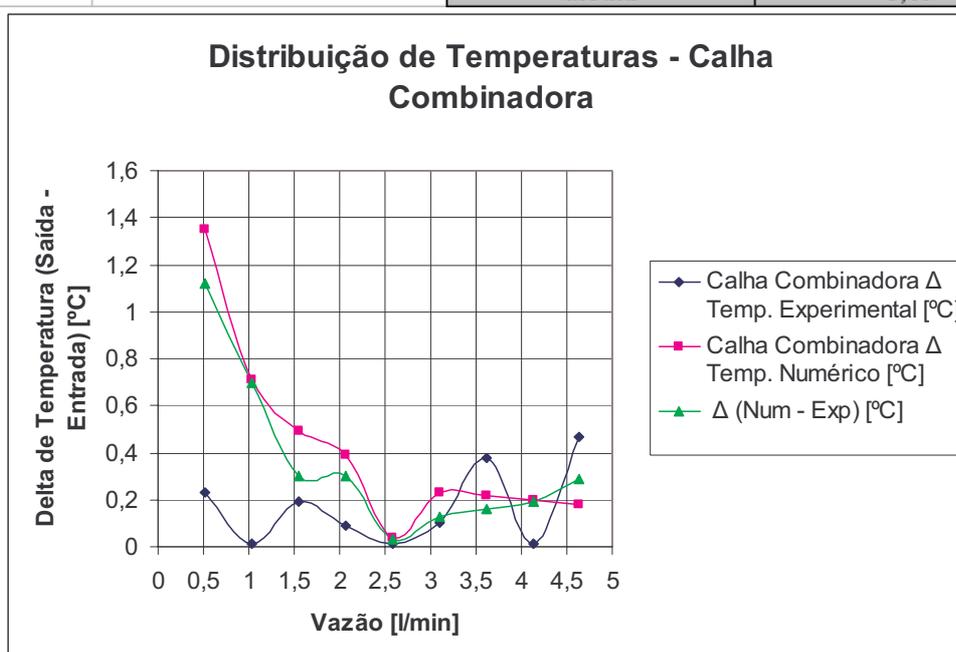


Gráfico 5.6: Distribuição de Temperatura – Calha Combinadora (Experimental X Numérico)

Como a discrepância encontrada para a leitura dos termopares, mostrada na tabela 5.39, está dentro da faixa de incerteza combinada, pode-se afirmar que o comportamento da temperatura na Calha Combinadora, comparando os resultados experimentais com os numéricos são bastante satisfatórios. O melhor resultado foi na vazão de $2,58$ l/min com um

desvio de apenas 0,05°C, enquanto que o maior desvio ocorreu para a vazão de 0,52 l/min no valor de 1,58°C.

5.3.3 Distribuição de Temperaturas para os Tubos de Elevação

O ultimo passo é confrontar os resultados numéricos com os experimentais da distribuição de temperaturas ao longo dos tubos de elevação.

Primeiramente, é conveniente adotar o seguinte critério:

- Os sensores Temp 1 e Temp 5 representam a distribuição de temperatura ao longo do primeiro tubo de elevação do coletor solar.
- Os sensores Temp 2 e Temp 4 representam a distribuição de temperatura ao longo do tubo de elevação intermediário.
- Os sensores Temp 3 e Temp 6 representam a distribuição de temperatura ao longo do ultimo tubo de elevação.

Portanto,

Para o Tubo de Elevação a uma vazão de $0,52 \text{ l/min}$ ($8,66 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.40
Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – $0,52 \text{ l/min}$ ($8,66 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Medidas</i>	<i>Primeiro Tubo de Elevação</i>		<i>Tubo de Elevação Intermediário</i>		<i>Ultimo Tubo de Elevação</i>	
	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 2</i>	<i>Temp 4</i>	<i>Temp 3</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Exper. (Placa)</i>	41,02°C	55,87°C	43,54°C	49,27°C	42,82°C	55,64°C
<i>Num. (Fluido)</i>	27,04°C	47,49°C	27,79°C	48,95°C	29,96°C	50,16°C
Δ <i>Exper.</i>	14,85°C		5,73°C		12,82°C	
Δ <i>Num.</i>	20,45°C		21,16°C		20,2°C	

Para o Tubo de Elevação a uma vazão de $1,03 \text{ l/min}$ ($1,71 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.41
Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – $1,03 \text{ l/min}$ ($1,71 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Medidas</i>	<i>Primeiro Tubo de Elevação</i>		<i>Tubo de Elevação Intermediário</i>		<i>Ultimo Tubo de Elevação</i>	
	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 2</i>	<i>Temp 4</i>	<i>Temp 3</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Exper. (Placa)</i>	40,77°C	51,27°C	41,87°C	44,89°C	42,61°C	51,26°C
<i>Num. (Fluido)</i>	27,68°C	38,34°C	28,03°C	38,96°C	29,09°C	39,62°C
Δ <i>Exper.</i>	10,5°C		3,02°C		8,65°C	
Δ <i>Num.</i>	10,66°C		10,93°C		10,53°C	

Para o Tubo de Elevação a uma vazão de $1,55 \text{ l/min}$ ($2,58 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.42
Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – $1,55 \text{ l/min}$ ($2,58 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Medidas</i>	<i>Primeiro Tubo de Elevação</i>		<i>Tubo de Elevação Intermediário</i>		<i>Ultimo Tubo de Elevação</i>	
	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 2</i>	<i>Temp 4</i>	<i>Temp 3</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Exper. (Placa)</i>	40,42°C	48,51°C	41,15°C	42,84°C	42,08°C	48,70°C
<i>Num. (Fluido)</i>	27,6°C	34,91°C	27,82°C	35,33°C	28,54°C	35,79°C
Δ <i>Exper.</i>	8,09°C		1,69°C		6,62°C	
Δ <i>Num.</i>	7,31°C		7,51°C		7,25°C	

Para o Tubo de Elevação a uma vazão de $2,06 \text{ l/min}$ ($3,43 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.43
Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – $2,06 \text{ l/min}$ ($3,43 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Medidas</i>	<i>Primeiro Tubo de Elevação</i>		<i>Tubo de Elevação Intermediário</i>		<i>Ultimo Tubo de Elevação</i>	
	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 2</i>	<i>Temp 4</i>	<i>Temp 3</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Exper. (Placa)</i>	40,18°C	47,29°C	40,86°C	41,88°C	41,70°C	47,38°C
<i>Num. (Fluido)</i>	27,61°C	33,19°C	27,79°C	33,53°C	28,32°C	33,86°C
Δ <i>Exper.</i>	7,11°C		1,02°C		5,68°C	
Δ <i>Num.</i>	5,58°C		5,74°C		5,54°C	

Para o Tubo de Elevação a uma vazão de $2,58 \text{ l/min}$ ($4,30 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.44
Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – $2,58 \text{ l/min}$ ($4,30 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Medidas</i>	<i>Primeiro Tubo de Elevação</i>		<i>Tubo de Elevação Intermediário</i>		<i>Ultimo Tubo de Elevação</i>	
	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 2</i>	<i>Temp 4</i>	<i>Temp 3</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Exper. (Placa)</i>	39,93°C	46,33°C	40,60°C	41,25°C	41,46°C	46,32°C
<i>Num. (Fluido)</i>	27,59°C	31,12°C	27,74°C	30,9°C	28,17°C	31,83°C
Δ <i>Exper.</i>	6,4°C		0,65°C		4,86°C	
Δ <i>Num.</i>	3,53°C		3,16°C		3,66°C	

Para o Tubo de Elevação a uma vazão de $3,10 \text{ l/min}$ ($5,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.45
Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – $3,10 \text{ l/min}$ ($5,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Medidas</i>	<i>Primeiro Tubo de Elevação</i>		<i>Tubo de Elevação Intermediário</i>		<i>Ultimo Tubo de Elevação</i>	
	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 2</i>	<i>Temp 4</i>	<i>Temp 3</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Exper. (Placa)</i>	39,68°C	45,59°C	40,34°C	40,84°C	41,18°C	45,69°C
<i>Num. (Fluido)</i>	27,52°C	31,21°C	27,65°C	31,39°C	27,99°C	31,68°C
Δ <i>Exper.</i>	5,91°C		0,5°C		4,51°C	
Δ <i>Num.</i>	3,69°C		3,74°C		3,69°C	

Para o Tubo de Elevação a uma vazão de $3,61 \text{ l/min}$ ($6,01 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.46
Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – $3,61 \text{ l/min}$ ($6,01 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Medidas</i>	<i>Primeiro Tubo de Elevação</i>		<i>Tubo de Elevação Intermediário</i>		<i>Ultimo Tubo de Elevação</i>	
	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 2</i>	<i>Temp 4</i>	<i>Temp 3</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Exper. (Placa)</i>	39,48°C	45,08°C	40,09°C	40,53°C	40,93°C	45,46°C
<i>Num. (Fluido)</i>	27,44°C	30,75°C	27,55°C	30,94°C	27,86°C	31,16°C
Δ <i>Exper.</i>	5,6°C		0,44°C		4,53°C	
Δ <i>Num.</i>	3,31°C		3,39°C		3,3°C	

Para o Tubo de Elevação a uma vazão de $4,13 \text{ l/min}$ ($7,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.47
Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – $4,13 \text{ l/min}$ ($7,16 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Medidas</i>	<i>Primeiro Tubo de Elevação</i>		<i>Tubo de Elevação Intermediário</i>		<i>Ultimo Tubo de Elevação</i>	
	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 2</i>	<i>Temp 4</i>	<i>Temp 3</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Exper. (Placa)</i>	39,30°C	44,93°C	39,80°C	40,33°C	40,74°C	44,92°C
<i>Num. (Fluido)</i>	27,38°C	30,34°C	27,48°C	30,52°C	27,75°C	30,71°C
Δ <i>Exper.</i>	5,63°C		0,53°C		4,18°C	
Δ <i>Num.</i>	2,96°C		3,04°C		2,96°C	

Para o Tubo de Elevação a uma vazão de $4,64 \text{ l/min}$ ($7,73 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), tem-se que:

TABELA 5.48
Distribuição de Temperaturas ao longo dos tubos de elevação – $4,64 \text{ l/min}$ ($7,73 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$)

<i>Medidas</i>	<i>Primeiro Tubo de Elevação</i>		<i>Tubo de Elevação Intermediário</i>		<i>Ultimo Tubo de Elevação</i>	
	<i>Temp 1</i>	<i>Temp 5</i>	<i>Temp 2</i>	<i>Temp 4</i>	<i>Temp 3</i>	<i>Temp 6</i>
<i>Exper. (Placa)</i>	39,10°C	44,47°C	39,48°C	40,04°C	40,56°C	44,00°C
<i>Num. (Fluido)</i>	27,32°C	29,99°C	27,40°C	30,15°C	27,65°C	30,32°C
Δ <i>Exper.</i>	5,37°C		0,56°C		3,44°C	
Δ <i>Num.</i>	2,67°C		2,75°C		2,67°C	

DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS AO LONGO DOS TUBOS DE ELEVAÇÃO

Analisando os resultados apresentados nas tabelas 5.40 a 5.48 para avaliação do comportamento da vazão nos tubos de elevação, constatou-se novamente uma boa concordância entre os valores teóricos e experimentais. As incertezas da medição são apresentadas no APENDICE A. Para os sensores Temp 1 e 5 (Primeiro Tubo de Elevação) é praticamente constante e igual $0,77^{\circ}\text{C}$. Para os sensores Temp 2 e Temp 4 (Tubo de Elevação Intermediário) é constante e igual $0,77^{\circ}\text{C}$. Para o sensor Temp 3 (Último Tubo de Elevação) é constante e igual a $0,77^{\circ}\text{C}$ e para o sensor Temp 6 (Último Tubo de Elevação), constata-se uma forte dependência com a vazão do fluido e sua incerteza varia de $0,79$ a $2,05^{\circ}\text{C}$. Optou-se por analisar apenas o ultimo tubo de elevação e o intermediário, pois é aonde se encontram os melhores e piores resultados.

O mesmo procedimento adotado para a Calha Divisora pode ser utilizado para os tubos de elevação. Primeiramente, observa-se para o último tubo de elevação, foi avaliada a diferença de temperatura entre a saída (entrada da calha combinadora) e a temperatura de entrada (saída da calha divisora). É natural que exista uma diferença entre os Δ_{Exper} e Δ_{Num} , pois como já foi dito anteriormente os resultados experimentais informam a temperatura na superfície da placa absorvedora, enquanto os resultados numéricos informam a temperatura no fluido propriamente dito. Os resultados encontram-se na tabela 5.49 e no gráfico 5.7.

TABELA 5.49

Distribuição de Temperaturas para o Último Tubo de Elevação

Tubos de Elevação			
Vazão [l/min]	Δ Temp. Experimental [°C]	Δ Temp. Numérico [°C]	Δ (Num-Exp) [°C]
	Último Tubo	Último Tubo	
0,52	12,82	20,2	7,38
1,03	8,65	10,53	1,88
1,55	6,62	7,25	0,63
2,06	5,68	5,54	0,14
2,58	4,86	3,66	1,2
3,1	4,51	3,69	0,82
3,61	4,53	3,3	1,23
4,13	4,18	2,96	1,22
4,64	3,44	2,67	0,77
			1,70

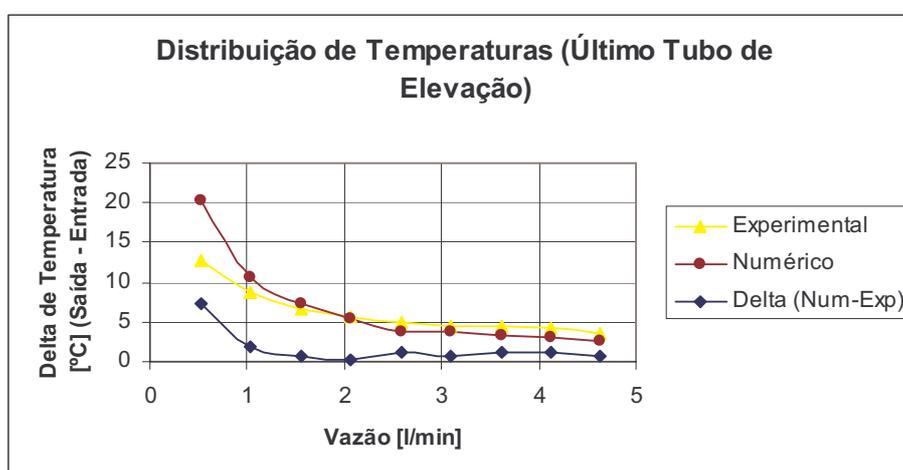


Gráfico 5.7. Distribuição de Temperatura - Último Tubo de Elevação (Experimental X Numérico).

No entanto, o que se avalia aqui é o comportamento dos resultados das temperaturas no procedimento experimental e na simulação numérica, ou seja, para que se possa validar o modelo aqui proposto. Avaliando todos os tubos de elevação em conjunto, conclui-se que o modelo aqui proposto opera melhor na faixa de vazão de **4,64 l/min** com um desvio de 1,89°C e pior na faixa de **0,52 l/min** com um desvio de 9,47°C, como mostrado na tabela 5.50 e no gráfico 5.8.

TABELA 5.50

Média dos Desvios (Experimental – Numérico) – Todos os Tubos de Elevação

Vazão [l/min]	Média Δ (Num-Exp)
0,52	9,47
1,03	3,32
1,55	2,41
2,06	2,13
2,58	2,19
3,1	2,09
3,61	2,16
4,13	2,13
4,64	1,89

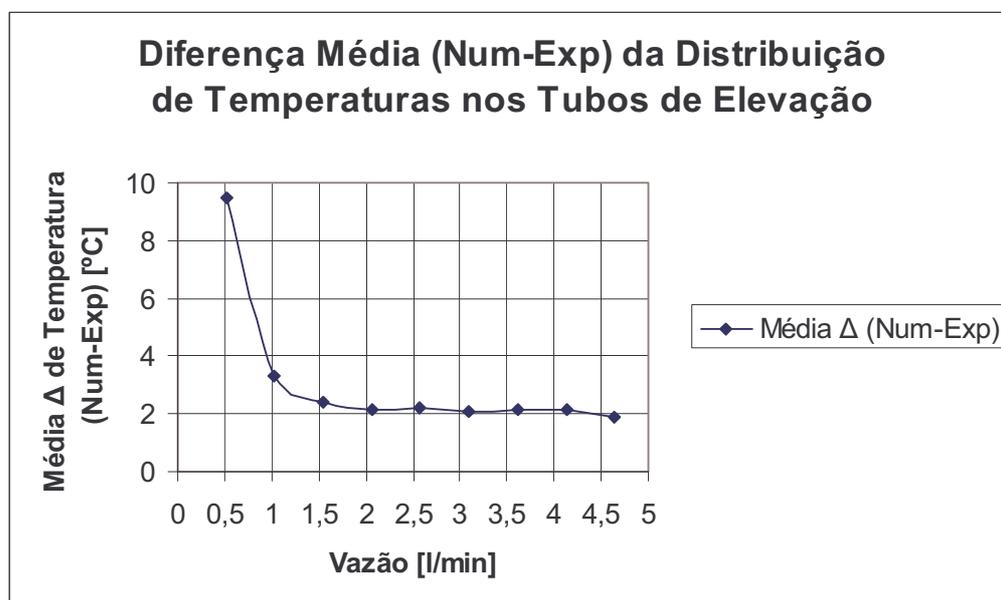


Gráfico 5.8: Diferença média (Num-Exp) da Distribuição de Temperatura em todos os Tubos de Elevação

A maior variação média entre os deltas (Experimental e Numérico) ocorre nos tubos de elevação intermediários e é de aproximadamente $15,43^{\circ}\text{C}$ como mostrados na tabela 5.21 e no gráfico 5.9.

TABELA 5.51

Distribuição de Temperaturas para os Tubos de Elevação Intermediários

Tubos de Elevação			
Vazão [l/min]	Δ Temp. Experimental [°C]	Δ Temp. Numérico [°C]	Δ (Num-Exp) [°C]
	Intermediário	Intermediário	
0,52	5,73	21,16	15,43
1,03	3,02	10,93	7,91
1,55	1,69	7,51	5,82
2,06	1,02	5,74	4,72
2,58	0,65	3,16	2,51
3,1	0,5	3,74	3,24
3,61	0,44	3,39	2,95
4,13	0,53	3,04	2,51
4,64	0,56	2,75	2,19
			5,25

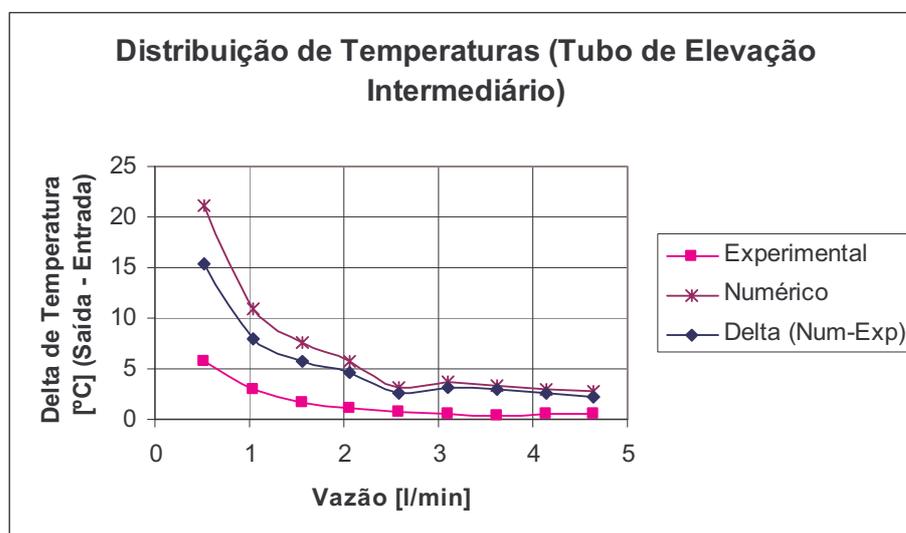


Gráfico 5.9: Distribuição de Temperatura - Tubo de Elevação Intermediário (Experimental X Numérico)

Este valor é bastante significativo para um coletor solar de placa plana. No entanto, existem duas possíveis justificativas para este fenômeno. A primeira é que a posição dos termopares nos tubos de elevação intermediários não é semelhante àqueles dos tubos de elevação da periferia e, portanto, obtém-se um erro desta escala. O outro fator, que na verdade é o mais provável para justificar o ocorrido, é que o modelo de distribuição da vazão (Hardy Cross) proposto no decorrer deste trabalho não representa da forma mais adequada o perfil da vazão nos tubos de elevação. Existem diversas publicações sobre o assunto, a mais recente foi desenvolvida por Cardoso (2007) que apresenta uma

metodologia baseada em simulação numérica através do programa computacional CFX – 10 (Software de Simulação Numérica) que exige um recurso computacional não disponível no momento, inviabilizando sua aplicação em baterias de coletores solares. O autor chega a perfis de vazão nos tubos de elevação que não se assemelham ao modelo aqui desenvolvido. No entanto, para as Calhas Divisoras e Combinadoras o comportamento de vazão proposto por Cardoso (2007) aproxima-se do modelo aqui desenvolvido.

Observe no gráfico 5.10 os perfis de vazão, para a Calha Divisora, encontrados por Cardoso (2007):

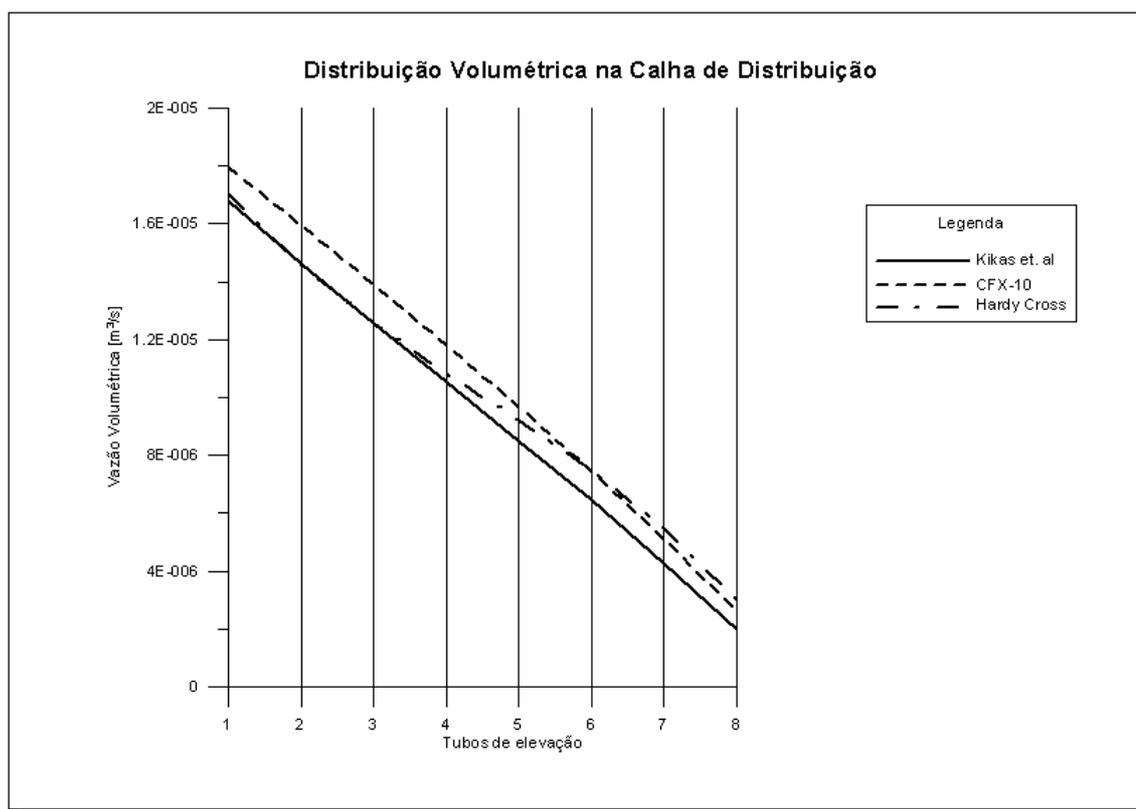


Gráfico 5.10: Distribuição Volumétrica na Calha Divisora de um Coletor Solar com 07 Tubos de Elevação.

Fonte: Cardoso, 2007.

Para a Calha Combinadora, Cardoso (2007) propõe:

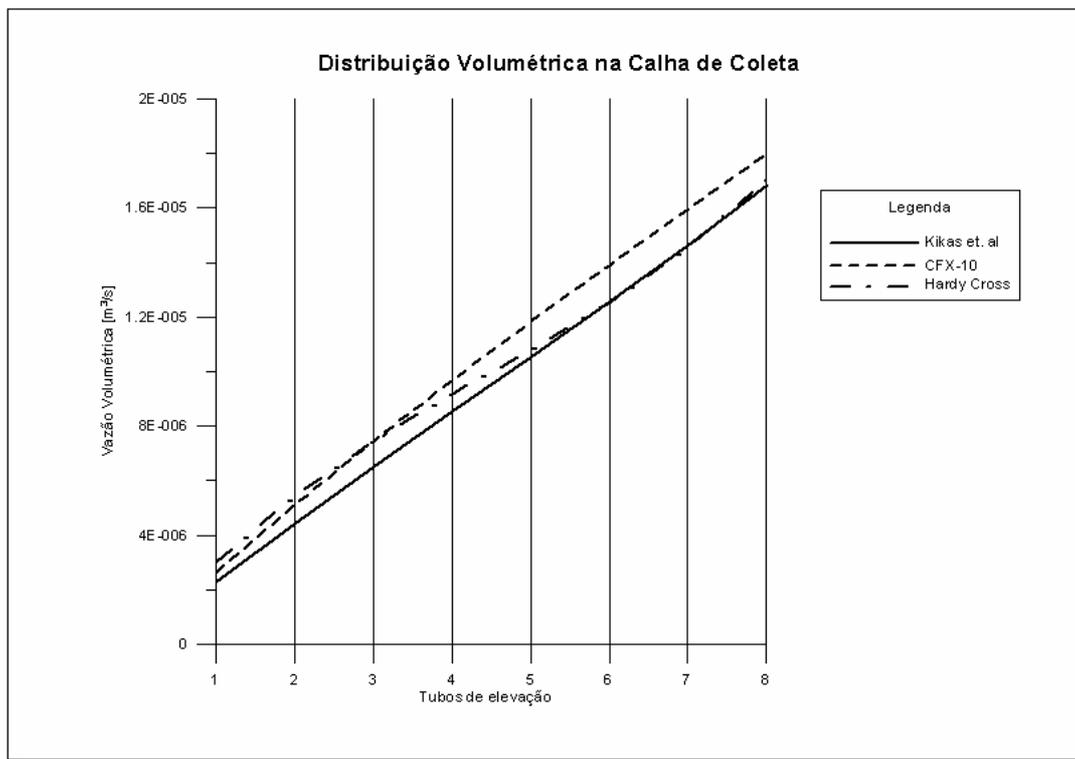


Gráfico 5.11: Distribuição Volumétrica na Calha Combinadora de um Coletor Solar com 07 Tubos de Elevação.

Fonte: Cardoso, 2007

Para os tubos de elevação, Cardoso (2007) propõe:

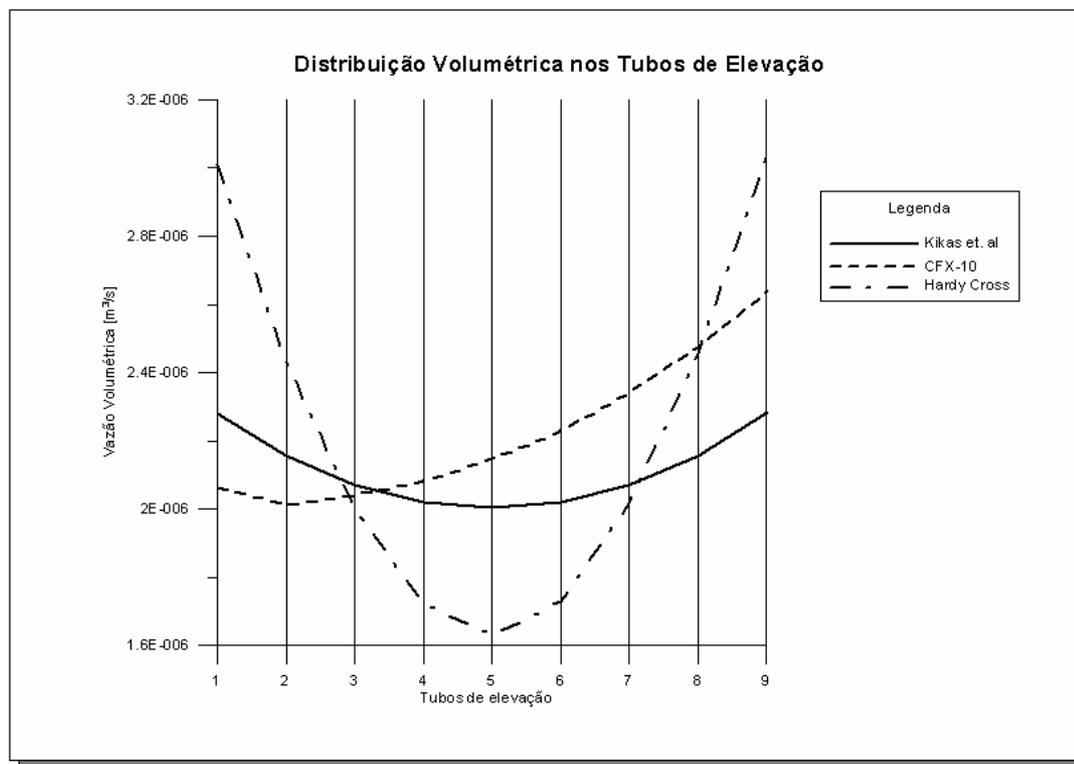


Gráfico 5.12: Distribuição Volumétrica nos Tubos de Elevação.

Fonte: Cardoso, 2007.

Observe no gráfico 5.12 a curva de vazão utilizando-se o programa CFX – 10.

Note agora, no gráfico 5.13, o perfil da distribuição da vazão nos tubos de elevação através do modelo aqui proposto (Hardy Cross).

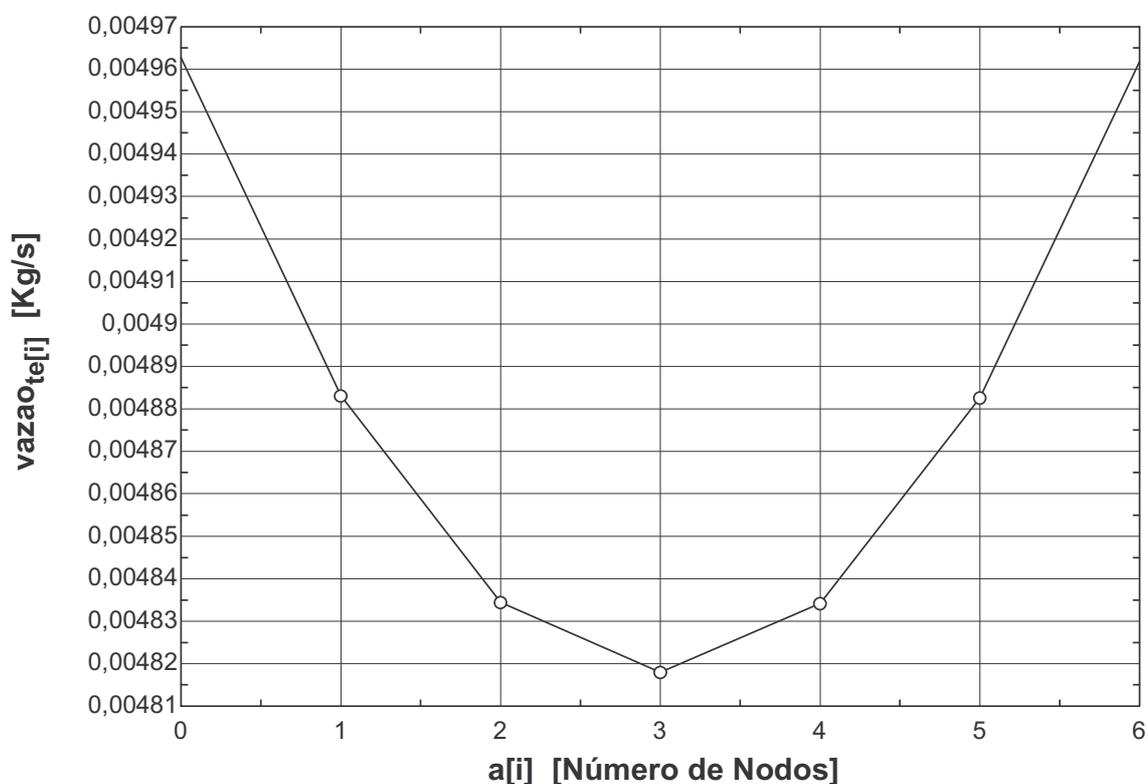


Gráfico 5.13: Perfil de Vazão nos Tubos de Elevação X Número de Nodos

Finalmente, pode-se concluir que o modelo aqui proposto, para distribuição da vazão em um coletor solar (Calha Divisora, Calha Combinadora e Tubos de Elevação), opera de forma coerente para as Calhas Divisoras e Combinadoras em vazões iguais e superiores a vazão de teste de 2,06l/min.

Para os tubos de elevação intermediários, o modelo aqui proposto não apresentou bons resultados em comparação com os dados experimentais e com o modelo proposto por Cardoso (2007), porém, para uma visualização inicial da distribuição da vazão, o modelo

desenvolvido é satisfatório e apresenta bons resultados quando utilizado próximo à vazão de teste de $1,2 \frac{l}{\text{min} \times m^2}$ ou 2,06 l/min.

5.4 DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO AO LONGO DO COLETOR SOLAR

Finalmente, apresenta-se a avaliação do comportamento da perda de carga ao longo do coletor solar. Por simplicidade, é mostrado apenas o estudo para a vazão de **2,06 l/min**. Para as demais vazões, o comportamento é semelhante.

Para determinação experimental da queda de pressão ao longo do coletor solar optou-se pela fixação de dois transdutores de pressão, o primeiro localizado à entrada do coletor solar e o segundo à saída da água, conforme *Figuras 4.3 (a) e (b)*. Assim, através do procedimento experimental, obtiveram-se apenas os valores da pressão de entrada e saída do coletor, as pressões intermediárias foram simuladas numericamente.

A perda de carga em mca (metros de coluna d'água) medida durante o procedimento experimental foi de aproximadamente 0,060 mca, enquanto que na simulação numérica encontrou-se aproximadamente 0,022 mca.

Para a vazão de 2,06 l/min tem-se que:

TABELA 5.52
Queda de Pressão ao longo do Coletor Solar

<i>Numérico</i>	<i>Experimental</i>
0,022 mca.	0,060 mca.

DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO AO LONGO DO COLETOR SOLAR

A última análise a ser feita diz respeito ao comportamento da pressão, ou melhor, da perda de carga ao longo do coletor solar.

A fim de resumir a análise, procede-se ao estudo apenas para a vazão de $2,06 \text{ l/min}$ (*Vazão de Teste*). Para as outras faixas de vazões, o comportamento é semelhante àquele realizado para o estudo das temperaturas e da distribuição de vazão ao longo do coletor.

A perda de carga em mca (metros de coluna d'água) medida durante o procedimento experimental foi de aproximadamente $0,060 \text{ mca}$.

Para a simulação numérica encontrou-se aproximadamente $0,022 \text{ mca}$.

Obteve-se, portanto, uma diferença entre o procedimento experimental e a simulação numérica de $0,037 \text{ mca}$. Como trata-se de um coletor solar, em que as perdas para esta vazão chegam no máximo a $0,080 \text{ mca}$, pode-se concluir que existe um erro bastante expressivo entre o resultado numérico e o experimental.

Acredita-se que este erro foi causado principalmente pela forma com que os transdutores foram posicionados na bancada de testes. Observando as Figuras 4.3 (a) e (b), pode-se verificar que existe uma conexão um tanto quanto rudimentar entre o sensor e o coletor solar. Além disto, nota-se uma pequena inclinação do transdutor em relação à bancada. Como se lida com um equipamento um tanto quanto sensível, é bastante provável que estes pequenos detalhes tenham causado o erro verificado.

Uma das soluções para o problema visualizado acima é a repetição do ensaio com conexões soldáveis para os sensores. Desta forma estará se garantindo a linearidade dos instrumentos em relação ao coletor e, conseqüentemente, espera-se obter melhores resultados para a análise. Considerando os resultados já obtidos, podemos visualizar os seguintes perfis para a distribuição de pressão ao longo das Calhas e dos Tubos de Elevação do Coletor Solar:

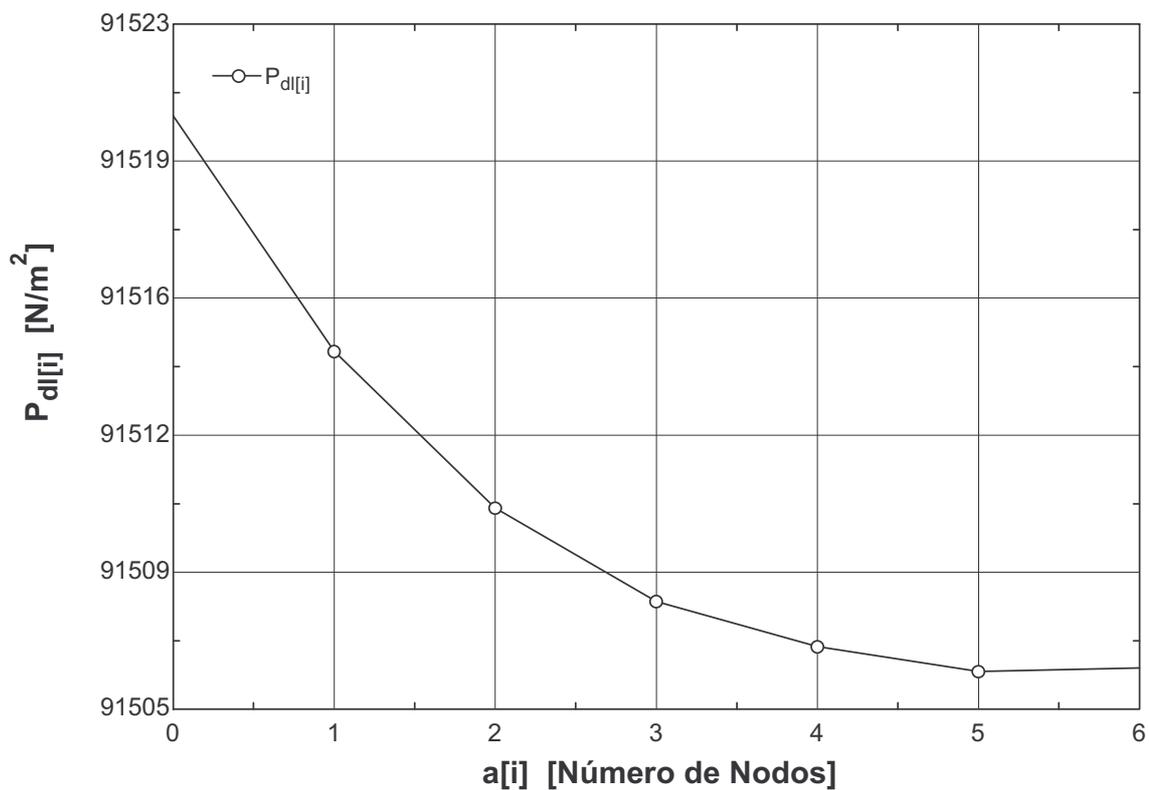


Gráfico 5.14: Distribuição de Pressão ao longo dos Segmentos da Calhas Divisora do Coletor Solar

Do gráfico 5.14, pode-se observar que a queda de pressão entre o tubo de elevação 0 e 6, na parte do segmento divisor à esquerda, é de aproximadamente: 14N/m^2 .

A mesma análise para o segmento combinador mostrada no gráfico 5.15, fornece uma queda de pressão de aproximadamente: 35N/m^2 .

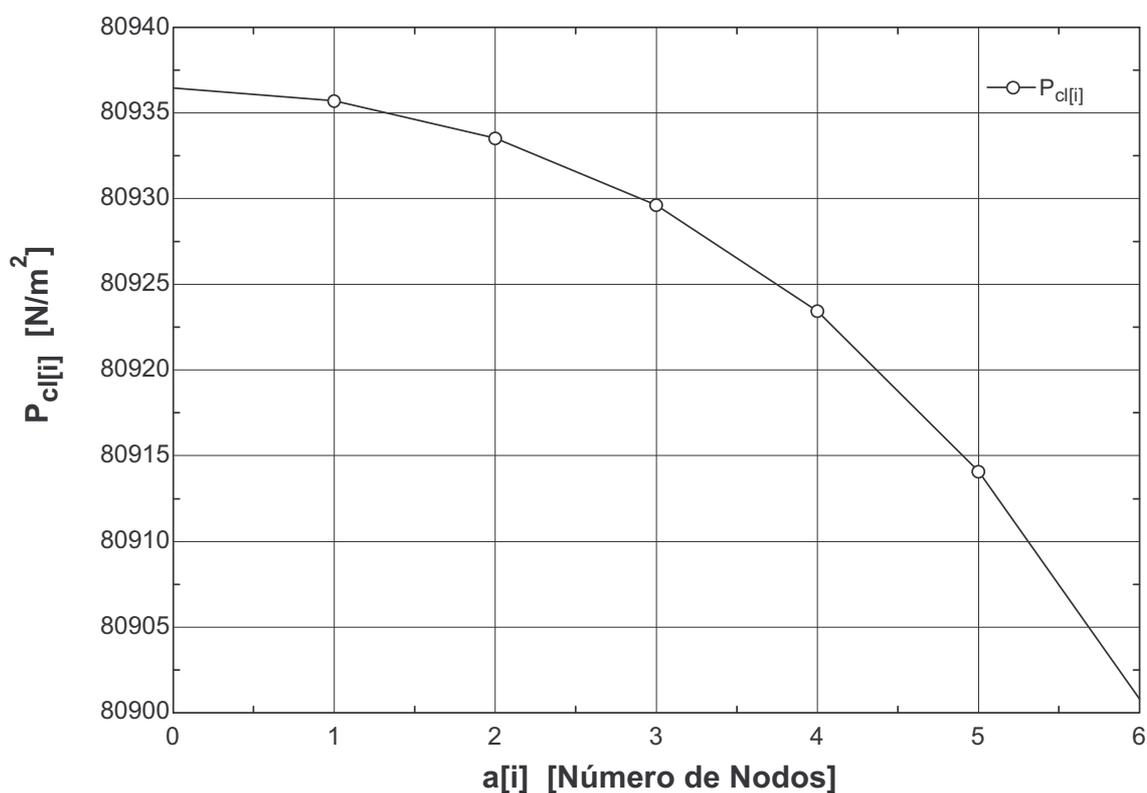


Gráfico 5.15: Distribuição de Pressão ao longo dos Segmentos da Calha Combinadora do Coletor Solar

Ou seja, observa-se que nos segmentos divisores das Calhas Divisoras as perdas de carga são bem menores em comparação aos segmentos combinadores. A principal causa para este comportamento é que nos segmentos divisores o fluido não precisa passar pelos tubos de elevação e, portanto, espera-se uma perda de carga menor. Por outro lado, nos segmentos combinadores o fluido é obrigado a passar pelos tubos de elevação antes de entrar propriamente na Calha Combinadora, como os tubos de elevação têm um diâmetro equivalente à quase a metade das Calhas, a queda de pressão torna-se acentuada e logo observa uma perda de carga maior na Calha Combinadora.

Do gráfico 5.16, observa-se que a queda de pressão entre a entrada do tubo de elevação 0 e a entrada do tubo de elevação 6, na parte do segmento divisor, é de aproximadamente: 25N/m².

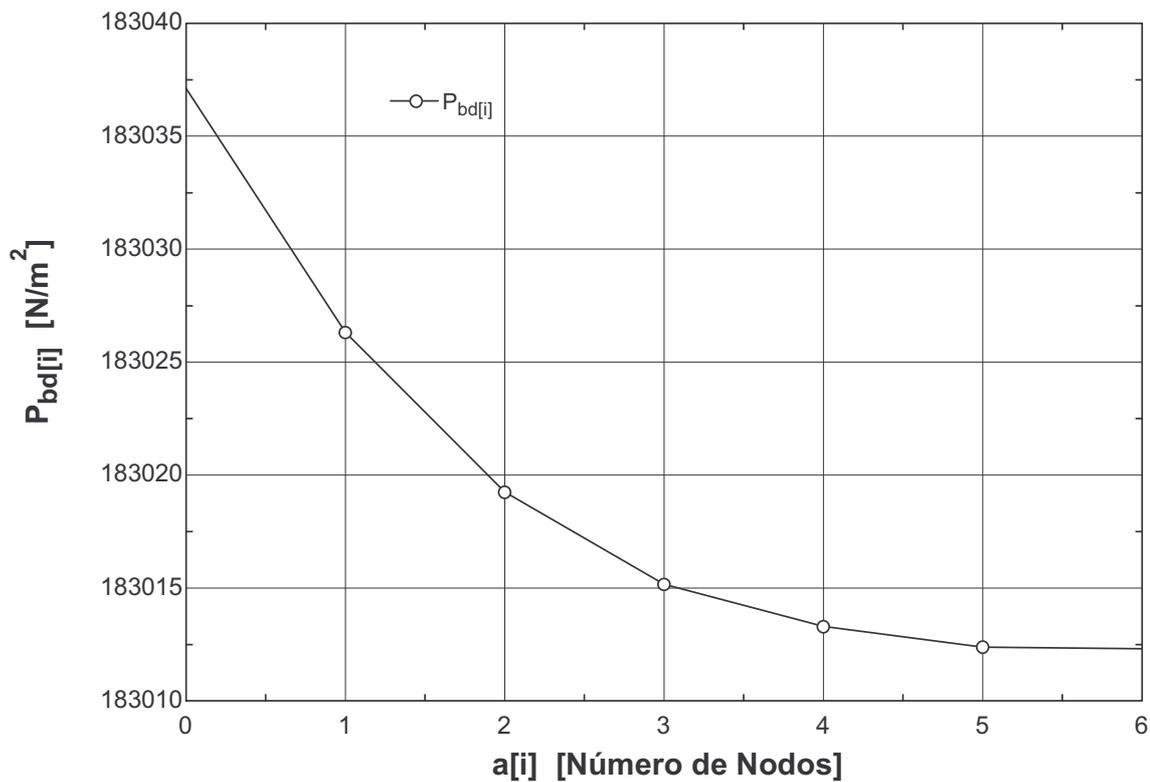


Gráfico 5.16: Distribuição de Pressão ao longo da Entrada dos Tubos de Elevação do Coletor Solar

Do gráfico 5.17, observa-se que a queda de pressão entre a saída do tubo de elevação 0 e a saída do tubo de elevação 6, na parte do segmento combinador, é de aproximadamente: 18N/m^2 .

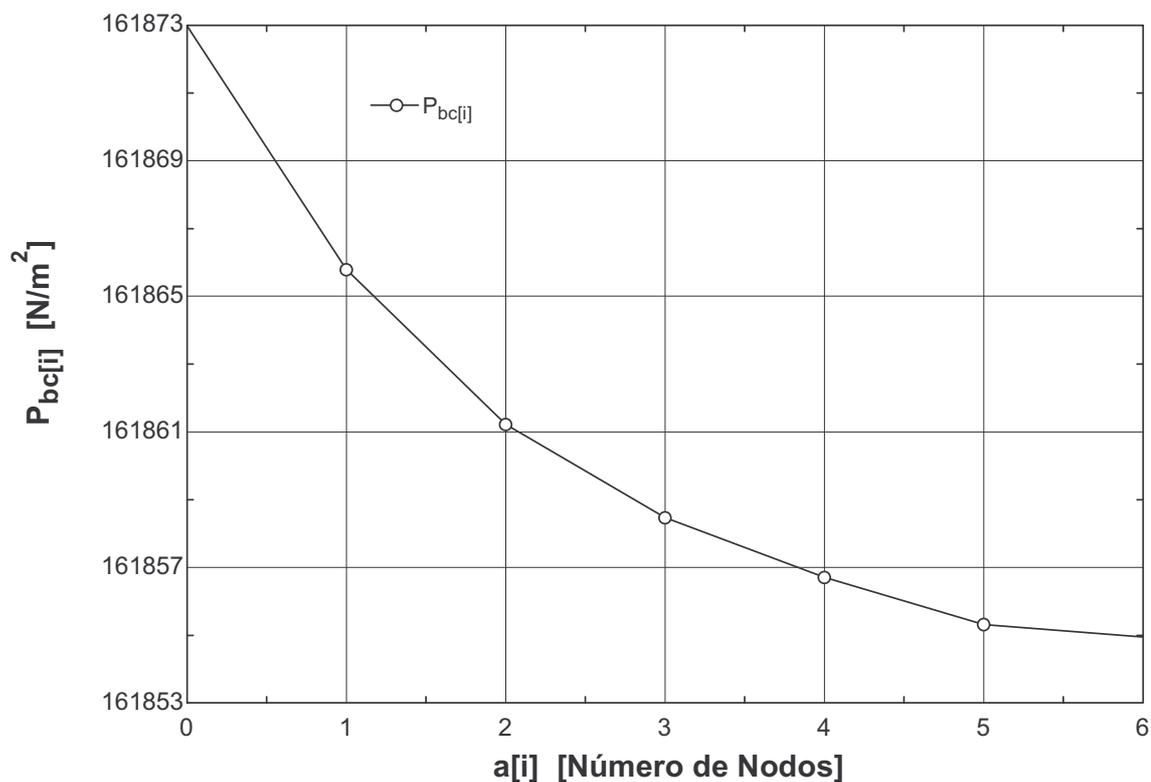


Gráfico 5.17: Distribuição de Pressão ao longo da Saída dos Tubos de Elevação do Coletor Solar

Nota-se que a perda de carga na entrada dos tubos de elevação (Segmento Divisor) é maior que na saída dos tubos de elevação (Segmento Combinador). Pode-se justificar o ocorrido da seguinte forma: As perdas de entrada em sistemas de tubulações (Capítulo 2.0) são bem mais expressivas que as perdas de saída. Portanto, é de se esperar que o fluido ao entrar em um tubo de elevação com uma projeção interna para dentro da Calha, como é o caso do coletor solar em questão, sua perda de carga seja maior do que quando este mesmo fluido sair deste tubo de elevação. Para projeção interna nos tubos de elevação, temos um valor de perda de carga localizada específica de aproximadamente:

$$\text{Para tubos com projeção interna: } K_e = 0,78$$

6.0 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base na teoria descrita no decorrer do trabalho e nos resultados experimentais, conclui-se que o modelo matemático proposto, baseado nas leis de conservação da massa, energia e momentum, atingem bons resultados para vazões iguais ou superiores a 2,06 l/min (vazão de teste admitida por norma para uma área coletora de 1,72 m²). Destaca-se que para instalações de aquecimento solar em circulação forçada, as vazões recomendadas são iguais ou até 20% superiores à vazão de teste. Região esta, em que o modelo demonstrou melhor desempenho.

A distribuição de temperaturas, vazão e pressão ao longo de todo o coletor mostraram-se coerente em relação aos diversos trabalhos já realizados nesta área. A não uniformidade do fluxo de água ao longo do coletor e a sua influência na temperatura de saída da água foram demonstradas numérica e experimentalmente e confrontadas com a bibliografia existente.

Os resultados obtidos demonstram ainda a necessidade de uma análise mais criteriosa, em relação ao modelo de Hardy Cross para inicialização dos valores de vazões.

A metodologia matemática adotada foi elaborada de modo a ser bastante detalhista com relação as variáveis que influenciam os resultados avaliados. O nível de detalhe torna a análise final bastante coerente, representando um ganho em relação à revisão bibliografia intensivamente consultada, devido ao nível aprofundado dos resultados obtidos para a simulação.

Notou-se que algumas variáveis, como por exemplo, o nível de penetração dos tubos de elevação nas Calhas, anteriormente vinha sendo desprezado com a justificativa de não serem relevantes para uma análise numérica. No entanto, observou-se que a variável em questão assume uma importância significativa nos resultados de distribuição de vazão e temperatura quando avaliada em altas vazões (> 4,64 l/min), além da perda de carga.

A metodologia experimental utilizada foi conduzida em ensaios internos com o Simulador Solar do Grupo de Estudos em Energia (GREEN), equipamento este que possibilita condições extremamente favoráveis para a realização de um experimento. Neste equipamento, variáveis como radiação solar, temperatura ambiente e velocidade do vento são mantidas praticamente uniformes em todo o período de duração dos testes. Estas condições permitem um experimento rápido, seguro e com resultados extremamente confiáveis. Este é um aspecto inovador deste trabalho, pois ensaios internos ainda são poucos utilizados em comparação com testes externos devido ao alto custo do equipamento.

A análise dos resultados obtidos experimentalmente foi confrontada com os resultados numéricos, sendo observadas as tolerâncias e incertezas da instrumentação utilizada, obtendo-se resultados expressivos em relação aos resultados da simulação notadamente para a distribuição de temperatura do fluido.

A utilização das equações do momentum, energia e conservação da massa associadas ao modelo de Hardy Cross, permitem uma formulação linear da física que modela o coletor solar, mesmo que ele apresente um comportamento extremamente não linear. Toda a bibliografia consultada a respeito de um tratamento linear da dinâmica de um coletor solar não apresenta uma proposta com alto nível de critério, que de alguma forma justifique sua implementação em substituição a um modelo mais robusto e conseqüentemente mais complexo induzido por uma análise não linear. O ganho acadêmico, observado com a proposta deste trabalho, é a possibilidade de uma análise mais simples e rápida, através da utilização de plataformas de programação mais amigáveis como, por exemplo: EES e Matlab, que provou fornecer resultados extremamente relevantes e com bom nível de detalhamento, além de não exigirem recursos de custo elevado, como softwares e clusters computacionais.

Como proposta para estudos futuros, que visam aperfeiçoar e/ou revalidar o modelo proposto, seguem as seguintes sugestões:

- Elaboração de um procedimento experimental com uma maior robustez, que possa apresentar resultados mais precisos. Como sugestão, recomenda-se a utilização de conexões soldáveis para o apoio da instrumentação utilizada que possa garantir um melhor alinhamento do sistema de coleta de dados;
- Elaboração de uma interface gráfica mais amigável
- Avaliação experimental em uma associação de coletores solares (Série, Paralelo e Misto) realizada em bancadas externas e que possibilite uma análise mais específica dessa associação e da validação dos resultados encontrados;
- Otimização das rotinas de cálculo para simplificação das iterações numéricas necessárias à simulação matemática, no caso de uma bateria com muitos coletores solares (>10);
- Reavaliação do emprego do modelo de Hardy Cross como alternativa para a linearização das equações governantes que modelam o coletor solar;
- Utilização da tecnologia de Termografia para análise da distribuição de vazão e temperatura ao longo de todo o coletor solar;
- Realização de Experimentos com outros tipos de fluido de trabalho;
- Avaliação experimental com coletores solares do tipo piscina e do tipo concentradores;
- Substituição de algumas das equações de transferência de calor clássicas utilizadas, por equações empíricas desenvolvidas para modelagem de coletores solares, equações estas disponíveis em literaturas mais avançadas. O mesmo é válido para as equações do momentum e da energia.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRAVA. Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento. <www.abrava.com.br> Acesso em: 10 de Agosto de 2006.

ALBERTAZZI A. Metrologia Parte 1. Laboratório de Metrologia e Automatização. Departamento de Engenharia Mecânica Universidade Federal de Santa Catarina, 2002)

ANEEL. Agencia Nacional de Energia Elétrica. <[www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/03-Energia_Solar\(3\).pdf](http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/03-Energia_Solar(3).pdf)> Acesso em: 24 de Março de 2006.

APPELBAUM J. and BANY J. Shadow effect of adjacent solar collectors in large scale systems. Solar Energy, Vol. 23, pp. 497-507, 1979

APRICUS. Apricus Solar Hot Water. Disponível em: <www.apricus.com>. Acesso em: 13 de Fevereiro de 2007.

BAPTISTA, M. e LARA, M. Fundamentos de Engenharia Hidráulica. 2ª Edição revista, 2003.

BOSANAC M. e NIELSEN J. E. In situ check of collector array performance. Solar Energy vol. 59, nos, 4-6, pp. 135 - 142, 1997.

BRASIL. Ministério das Minas e Energia - MME. Balanço energético nacional. Brasília, DF, 150p, 1996.

BRZUSTOWSKI, T.A., GOLEM, P.J. Second-law analysis of energy processes – Part I: Exergy – An introduction. Transactions of the Society for Mechanical Engineers, v. 4,n. 4, 1977.

CARDOSO R. Avaliação numérica do escoamento em um coletor solar. .ICBENS – I Congresso Brasileiro de Energia Solar, 2007.

CARL G. ADLER, J. WILLIAM BYRD e BYRON L. COULTER. Technical note - The second law efficiency of solar heating. Solar Energy Vol. 26, p. 553, 1981.

CGEE – Secretaria Técnica do Fundo Setorial de Energia. Uma proposta de áreas relevantes para atividades de p&d a serem implementadas pelo fundo setorial de energia-ctenerg, (2001). Disponível em: <http://ftp.mct.gov.br/Fontes/Fundos/Documentos/CTEnerg/ctenerg_estudo0002.pdf> Acesso em: 10 de Janeiro de 2007.

CHIOU J. P.. The effect of nonuniform fluid flow distribution on the thermal performance of solar collector. Solar energy, vol. 29, no. 6, pp. 487-502, 1982.

COMISSÃO MUNDIAL DE BARRAGENS. Disponível em: <www.mabnacional.org.br/textos/crise_energia.htm>. Acesso em: 27 de Agosto de 2006.

COOPER P. I. e DUNKLE V. A non-linear flat-plate collector model. Solar Energy, vol. 26, pp. 133-140, 1981.

CRESESB. Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio de Salvo Brito. Disponível em: <<http://www.cresesb.cepel.br>> Acesso em: 17 de Março de 2006.

DUFFIE, JOHN A. e BECKMAN, WILLIAM A. Solar Engineering of Thermal Processes. Second Edition, 1991.

DYMOND e KUTSCHER C.. Development of a flow distribution and design model for transpired solar collectors. Solar Energy vol. 60, no. 5, pp. 291-300, 1997.

EISENMANN W., VAJEN K. 1 e ACKERMANN H. On the correlations between collector efficiency factor and material content of parallel flow flat-plate solar collectors. Solar Energy nº.76. pp. 381–387, 2004.

EUROSTAT. Statistical Office of the European Communities.<www.epp.eurostat.ec.eu.int/> . Acesso em: 12 de Setembro de 2006.

FIGLIOLA, RICHARD S. Theory and design for mechanical measurements. Second Edition, 1995.

FOX, ROBERT W. Introdução a Mecânica dos Fluidos. Quinta Edição, 2001

FREDERICK F. SIMON. Flat-plate solar-collector performance evaluation with a solar simulator as a basis for collector selection and performance prediction. Solar Energy, vol. 18, pp. 451-466, 1976.

GINDLESBERGER C. R. M., et at. Trabalho sobre energia solar - matéria: Física IV. Universidade Santa Úrsula - Rio de Janeiro/RJ, 2004.

HAHNE E. Parameter effects on design and performance of flat plate solar collectors. Solar Energy vol. 34, no. 6, pp. 497-504, 1985.

HILMER F., VAJEN K., RATKA A., ACKERMANN H., FUHS W. e MELSHEIMER O. Numerical solution and validation of a dynamic model of solar collectors working with varying fluid flow rate. Solar Energy vol. 65, no. 5, pp. 305–321, 1999.

HOTSITE DO TOUR: Tour de Energia 2004. Disponível em: <http://www.greenpeace.org.br/tour2004_energia/> Acesso em: 22 de Abril de 2007.

IEA, International Energy Agency, Solar Heating & Cooling Programme, <www.iea-shc.org> Acesso em: 13 de Agosto de 2006.

IEE. Instituto de Eletrotécnica e Energia. Universidade de São Paulo. Disponível em: <www.iee.usp.br> . Acesso em: 23 de Julho de 2007.

INMETRO. Programa Brasileiro de Etiquetagem – Sistemas e Equipamentos para Aquecimento Solar de Água, Edição 05/06 (2006). Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/PBE12.pdf>> Acesso em: 13 de Março de 2007.

JONES G. F. e LIOR NOAM. Flow distribution in manifolded solar collectors with negligible buoyancy effects. *Solar Energy*, vol. 52, no. 3, pp. 289-300, 1994.

KAZEMINEJAD H.. Numerical analysis of two dimensional parallel flow flat-plate solar collector. *Renewable Energy* 26, pp. 309–323, 2002.

KAM W. Li. *Applied Thermodynamics: Availability Method and Energy Conversion*. North Dakota State University Fargo, North Dakota, Taylor & Francis, 1996.

KIKAS N. P. Laminar flow distribution in solar systems. *Solar Energy*, vol. 54, no. 4, pp. 209-217, 1995.

KLENKE, W. Useful work, exergy and thermodynamic potentials. *International Chemical Engineering*. [s.l.], Germany, v.31, n.4, p.654-660, 1991.

KRENZ, J.H. *Energy for opulence to sufficiency*, [s.l.], Ed. Praeger. 1980.

LUMINOSU I. and FARA L. Determination of the optimal mode of a flat solar collector by exergetic analysis and numerical simulation. *Energy* 30, 731-747, 2005.

LUND, K.O. General thermal analysis of parallel-flow flat-plate solar collector absorbers. *Solar Energy* vol. 36, no. 5, pp 443-450, 1986.

MARC A. Rosen. Clarifying thermodynamic efficiencies and losses via exergy. *Exergy, an International Journal* 2, 3-5, 2002a.

MARC A. Rosen. Energy crisis or exergy crisis ?. *Exergy, an International Journal* 2, 125-127, 2002b.

MARC A. Rosen. Can exergy help us understand and address environmental concerns?. *Exergy, an International Journal* 2, 214–217, 2002c

MARKET SURVEY ON WORLD CELL PRODUCTION IN 2003 – Photon-International March, 2004.

MAYCOCK, P. The World PV market 2000 – Shifting from subsidy to a ‘fully economic’? *Renewable Energy World; Review Issue 2000 – 2001*, Vol 3, no.4 , pp 59-74, July – August, 2000.

MAYCOCK, P. The PV boom. Where Germany and Japan lead, will California follow? *Renewable Energy World; Review Issue 2001 – 2002*, Vol 4, no.4 , pp 145-163, July – August, 2001.

McGOVERN, J.A. Exergy analysis: A different perspective on energy. I. The concept of exergy. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, [s.l.], v.24, p.253-262, 1990a.

McGOVERN, J.A. Exergy analysis: A different perspective on energy. II. Rational efficiency and some examples of exergy analysis. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, [s.l.], v.24, p.263-268, 1990b.

MESQUITA, C.S. Lucio; PEREIRA, M.D. Elizabeth. An Overview of Solar Water Heating in Brazil - ESTEC Freiburg, Germany. June 19-20, 2007.

MME. Ministério de Minas e Energia. Disponível em: <www.mme.gov.br>. Acesso em: 5 de Agosto de 2006

NORTON, B. Anatomy of a solar collector. REFOCUS Volume 7, Issue 3, Pages 32-35, May-June 2006.

OLIVA A., COSTA M., e PEREZ SEGARRA C. D. Numerical simulation of solar collectors: the effect of nonuniform and nonsteady state of the boundary conditions. Solar Energy vol. 47. no. 5, pp. 359-373, 1991.

OLIVEIRA FILHO, D. CELSO SHIGUETOSHI, T. e COSTA J. M. Considerações da Análise Exergética em Tarifas de Energia Elétrica. Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental, v.4, n.1, p. 114-119, 2000.

OLIVEIRA FILHO, D. Electric energy system planning and the second principle of thermodynamics. Quebec: McGill University, Montreal,. 199p. Ph.D. Thesis, 1995a.

OLIVEIRA FILHO, D.; GALIANA, F.D. A model for the planning of electric energy systems including exergetic considerations. In: POWER INDUSTRY COMPUTER APPLICATIONS CONFERENCE - Institute of Electrical and Electronic Engineers, Salt Lake City, Utah, 6p, 1995b.

ONYEGEGBU S. O. e MORHENNE J. Transient Multidimensional Second Law Analysis of Solar Collectors Subjected to Time-Varying Insolation with Diffuse Components. Solar Energy Vol. 50, No. 1, pp. 85-95, 1993.

PERERS B. Dynamic method for solar collector array testing and evaluation with standard database and simulation programs. Solar Energy vol. 50, no. 6, pp. 517-526, 1993

PROJETO SOL BRASIL. Curso de Capacitação em Aquecimento Solar – Manual do Professor. PUC – MG, 2006.

RICHARD P. Exergy of undiluted thermal radiation. Solar Energy 74, 469–488, 2003.

RODRIGUES D. SwisscamBrasil. Revista da Câmara de Comércio Suíço-Brasileira número 42, setembro de 2005 – www.swisscam.com.br. Acesso em 23 de Junho de 2006.

SHELDON M. JETER. Maximum conversion efficiency for the utilization of direct solar radiation. Solar Energy Vol. 26, pp. 231-236, 1981.

SCHMELA M. Beyond expectations. Market survey on world cell production in 2001. Photon International, pp 38-42, March 2002.

SOCIEDADE DO SOL. Resultados – Efeitos Ambientais e Econômicos do ASBC http://www.sociedadedosol.org.br/resultados_ecologicos.htm, 2006.

SONNTAG E. R., BORGNAKKE C. e WYLEN V. J. G. Fundamentals of Thermodynamics, 1998.

TOLMASQUIM, M. (org.) Fontes renováveis de energia no Brasil. Rio de Janeiro: Interciência/CENERGIA, 2003.

TORRES-REYES E., CERVANTES DE GORTARI J. G., IBARRA-SALAZAR B.A. e PICON M. A design method of flat-plate solar collectors based on minimum entropy generation. Exergy, an International Journal, 46-52, 2001.

TULLIS, J.PAUL. Hydraulics of pipelines: pumps, valves, cavitation, transients, 1998

WANG X. A. e WU L. G. Analysis and performance of flat-plate solar collector arrays. Solar Energy vol. 45, no. 2. pp. 71-78, 1990.

WARREN F. PHILLIPS. A simplified nonlinear model for solar collectors. Solar Energy, vol. 29, no. 1, pp. 77-82, 1982.

WEITBRECHT V., LEHMANN D. e RICHTER A. Flow distribution in solar collectors with laminar flow conditions. Solar Energy vol. 73, no. 6, pp. 433–441, 2002.

WHITE, FRANK M. Viscous fluid flow. 2^a Edition, 1999.

TABELA A.2
Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 1,03 l/min)

Data	Sensor 01 (°C)	Sensor 02 (°C)	Sensor 03 (°C)	Sensor 04 (°C)	Sensor 05 (°C)	Sensor 06 (°C)	Vazão (l/min)
1/3/2007	40,79	41,91	42,54	44,89	51,50	51,41	1,042
1/3/2007	40,66	41,84	42,59	44,88	51,45	51,38	1,043
1/3/2007	40,69	41,83	42,59	44,92	51,44	55,33	1,048
1/3/2007	40,79	41,84	42,59	44,90	51,31	51,32	1,054
1/3/2007	40,81	41,88	42,59	44,95	51,27	51,34	1,052
1/3/2007	40,74	41,80	42,61	44,91	51,28	51,25	1,030
1/3/2007	40,82	41,84	42,57	44,84	51,17	51,18	1,047
1/3/2007	40,77	41,84	42,64	44,91	51,23	51,17	1,059
1/3/2007	40,83	41,88	42,59	44,91	51,20	51,25	1,045
1/3/2007	40,80	41,94	42,65	44,80	51,18	51,18	0,010
1/3/2007	40,75	41,91	42,72	44,89	51,15	51,18	2,179
1/3/2007	40,83	41,90	42,65	44,88	51,14	51,12	0,001
Média	40,77	41,87	42,61	44,89	51,27	51,57	0,000
Desvio Padrão	0,06	0,04	0,05	0,04	0,12	1,13	0,04
t student	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	0,09
Repetitividade	0,12	0,10	0,11	0,08	0,26	2,47	0,006
Incerteza padrão (uA)	0,03	0,03	0,03	0,02	0,07	0,89	0,002
Incerteza Combinada (t)	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	1,03	0,200
Data	Pressão de Entrada (Bar)	Pressão de Saída (Bar)	Temperatura Ambiente (°C)	Temperatura de Entrada da Água (°C)	Temperatura de Saída da Água (°C)	Temperatura da Água Fria (°C)	Vazão (l/min)
39142	0,116	0,002	23,96	27,62	39,10	27,26	1,042
39142	0,116	0,002	23,97	27,63	39,10	27,25	1,044
39142	0,116	0,002	23,96	27,65	39,13	27,24	1,048
39142	0,116	0,002	23,98	27,66	39,14	27,23	1,054
39142	0,116	0,002	24,01	27,67	39,15	27,22	1,047
39142	0,116	0,002	24,05	27,68	39,17	27,21	1,030
39142	0,116	0,002	24,05	27,69	39,17	27,21	1,059
39142	0,116	0,002	24,07	27,70	39,18	27,20	1,052
39142	0,116	0,002	24,11	27,71	39,19	27,19	1,029
39142	0,116	0,002	24,14	27,72	39,23	27,18	1,052
39142	0,116	0,002	24,18	27,73	39,24	27,18	1,033
39142	0,116	0,002	24,20	27,73	39,24	27,16	1,047
Média	0,116	0,002	24,05	27,68	39,16	27,21	1,045
Desvio Padrão	0,000	0,000	0,09	0,04	0,05	0,03	0,010
t student	2,179	2,179	2,18	2,18	2,18	2,18	2,179
Repetitividade	0,001	0,000	0,19	0,08	0,11	0,07	0,021
Incerteza padrão (uA)	0,000	0,000	0,05	0,02	0,03	0,02	0,006
Incerteza Combinada (t)	0,04	0,04	0,10	0,09	0,09	0,09	0,200
LEGENDA							
Incerteza padrão (uA): Relativo as medições (amostragem).							
Incerteza Combinada: Combinação das seguintes incertezas: amostra, instrumento e placa de aquisição de dados.							
Disposição dos Termopares no coletor							
Temp 5				Temp 4		Temp 6 out	
in				Temp 2		Temp 3	

TABELA A.3
Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 1,55 l/min)

Data	Sensor 01 (°C)	Sensor 02 (°C)	Sensor 03 (°C)	Sensor 04 (°C)	Sensor 05 (°C)	Sensor 06 (°C)	Vazão (l/min)
1/3/2007	40,47	41,06	42,09	42,88	42,82	48,81	
1/3/2007	40,42	41,18	42,10	42,85	48,57	48,72	
1/3/2007	40,39	41,15	42,05	42,85	48,54	55,33	
1/3/2007	40,47	41,09	42,07	42,83	48,54	48,66	
1/3/2007	40,39	41,18	42,07	42,83	48,52	48,68	
1/3/2007	40,41	41,21	42,18	42,82	48,51	48,72	
1/3/2007	40,41	41,13	42,06	42,84	48,53	48,70	
1/3/2007	40,44	41,19	42,00	42,81	48,47	48,72	
1/3/2007	40,42	41,17	42,84	48,47	48,47	48,71	
1/3/2007	40,48	41,10	42,13	42,83	48,49	48,63	
1/3/2007	40,36	41,15	42,04	42,86	48,47	48,69	
1/3/2007	40,43	41,19	42,09	42,85	48,50	48,63	
1/3/2007	40,43	41,16	42,09	42,80	48,45	48,67	
1/3/2007	40,42	41,15	42,08	42,84	48,51	49,21	
Média	0,03	0,04	0,04	0,02	0,04	1,84	
t student	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	
Repetitividade	0,08	0,10	0,09	0,08	0,08	4,01	
Incerteza padrão (uA)	0,02	0,03	0,03	0,01	0,02	1,11	
Incerteza Combinada (±)	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	1,36	
Data	Pressão de Entrada (Bar)	Pressão de Saída (Bar)	Temperatura Ambiente (°C)	Temperatura de Entrada da Água (°C)	Temperatura de Saída da Água (°C)	Temperatura da Água Fria (°C)	Vazão (l/min)
39142	0,118	0,003	24,98	27,60	36,53	27,02	1,574
39142	0,117	0,003	24,91	27,60	36,53	27,02	1,569
39142	0,117	0,003	24,94	27,60	36,53	27,02	1,567
39142	0,117	0,003	24,95	27,60	36,53	27,01	1,569
39142	0,118	0,003	24,92	27,60	36,52	27,02	1,572
39142	0,117	0,003	24,90	27,60	36,53	27,02	1,566
39142	0,117	0,003	24,90	27,60	36,53	27,03	1,563
39142	0,117	0,003	24,92	27,60	36,52	27,02	1,573
39142	0,117	0,003	24,95	27,60	36,52	27,02	1,566
39142	0,117	0,003	24,97	27,60	36,52	27,03	1,564
39142	0,117	0,003	25,01	27,60	36,52	27,03	1,570
39142	0,117	0,003	25,03	27,60	36,52	27,03	1,563
39142	0,117	0,003	25,05	27,60	36,52	27,03	1,567
Média	0,117	0,003	24,95	27,60	36,52	27,02	1,565
Desvio Padrão	0,000	0,000	0,05	0,00	0,00	0,00	0,005
t student	2,179	2,179	2,18	2,18	2,18	2,179	2,179
Repetitividade	0,001	0,000	0,12	0,01	0,01	0,01	0,010
Incerteza padrão (uA)	0,000	0,000	0,03	0,00	0,00	0,00	0,003
Incerteza Combinada (±)	0,04	0,04	0,09	0,08	0,08	0,08	0,200
LEGENDA							
Incerteza padrão (uA): Relativo as medições (amostragem).							
Incerteza Combinada: Combinação das seguintes incertezas: amostra, instrumento e placa de aquisição de dados.							
Disposição dos Termopares no coletor							
Temp 5							
Temp 4							
Temp 2							
Temp 3							
Temp 6 out							
in Temp 1							

TABELA A.4
Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 2,06 l/min)

Data	Sensor 01 (°C)	Sensor 02 (°C)	Sensor 03 (°C)	Sensor 04 (°C)	Sensor 05 (°C)	Sensor 06 (°C)	Vazão (l/min)
1/3/2007	40,13	40,81	41,72	41,94	47,25	47,42	
1/3/2007	40,23	40,83	41,67	41,90	47,32	47,46	
1/3/2007	40,16	40,89	41,72	41,86	47,35	47,35	
1/3/2007	40,17	40,86	41,71	41,88	47,31	47,37	
1/3/2007	40,23	40,87	41,68	41,88	47,33	47,48	
1/3/2007	40,16	40,81	41,70	41,90	47,31	47,38	
1/3/2007	40,20	40,86	41,65	41,86	47,30	47,36	
1/3/2007	40,21	40,87	41,71	41,88	47,25	47,37	
1/3/2007	40,19	40,89	41,68	41,89	47,28	47,38	
1/3/2007	40,17	40,86	41,68	41,88	47,28	47,36	
1/3/2007	40,14	40,84	41,70	41,86	47,20	47,27	
1/3/2007	40,19	40,86	41,74	41,78	47,27	47,35	
1/3/2007	40,17	40,86	41,69	41,91	47,35	47,28	
Média	40,18	40,86	41,70	41,88	47,29	47,39	
Desvio Padrão	0,03	0,03	0,02	0,04	0,04	0,04	
t student	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	
Repetitividade	0,07	0,06	0,05	0,08	0,09	0,09	
Incerteza padrão (uA)	0,02	0,02	0,01	0,02	0,03	0,03	
Incerteza Combinada (t)	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	1,54	
Data	Pressão de Entrada (Bar)	Pressão de Saída (Bar)	Temperatura Ambiente (°C)	Temperatura de Entrada da Água (°C)	Temperatura de Saída da Água (°C)	Temperatura da Água Fria (°C)	Vazão (l/min)
39142	0,118	0,003	25,24	27,62	33,75	27,04	2,047
39142	0,117	0,003	25,22	27,61	33,74	27,04	2,052
39142	0,118	0,004	25,18	27,61	33,75	27,03	2,057
39142	0,118	0,003	25,24	27,60	33,75	27,02	2,046
39142	0,118	0,003	25,30	27,61	33,75	27,03	2,047
39142	0,118	0,004	25,29	27,61	33,74	27,03	2,047
39142	0,118	0,003	25,30	27,61	33,75	27,04	2,043
39142	0,118	0,003	25,34	27,61	33,77	27,04	2,038
39142	0,118	0,003	25,36	27,61	33,77	27,04	2,047
39142	0,118	0,003	25,40	27,62	33,78	27,04	2,035
39142	0,118	0,004	25,41	27,61	33,78	27,04	2,045
39142	0,118	0,003	25,40	27,61	33,79	27,04	2,043
39142	0,118	0,003	25,38	27,61	33,79	27,03	2,035
Média	0,118	0,003	25,31	27,61	33,76	27,03	2,045
Desvio Padrão	0,000	0,000	0,08	0,00	0,02	0,01	0,006
t student	2,179	2,179	2,18	2,18	2,18	2,18	2,179
Repetitividade	0,000	0,000	0,17	0,01	0,04	0,01	0,013
Incerteza padrão (uA)	0,000	0,000	0,05	0,00	0,01	0,00	0,004
Incerteza Combinada (t)	0,04	0,04	0,10	0,08	0,09	0,08	0,200
LEGENDA							
Incerteza padrão (uA):							
Relativo as medições (amostragem).							
Combinado das seguintes incertezas: amostra, instrumento e placa de aquisição de dados.							
Incerteza Combinada:							
Disposição dos Termopares no coletor							
Temp 5							
Temp 4							
Temp 2							
Temp 6 out							
Temp 3							

TABELA A.5
Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 2,58 l/min)

Data	Sensor 01 (°C)	Sensor 02 (°C)	Sensor 03 (°C)	Sensor 04 (°C)	Sensor 05 (°C)	Sensor 06 (°C)	Vazão (l/min)
1/3/2007	39,88	40,59	41,47	41,27	46,36	46,32	
1/3/2007	39,93	40,60	41,48	41,26	46,33	46,37	
1/3/2007	39,92	40,65	41,47	41,22	46,37	55,33	
1/3/2007	40,02	40,51	41,46	41,30	46,33	46,36	
1/3/2007	39,88	40,67	41,42	41,21	46,31	46,30	
1/3/2007	40,02	40,61	41,45	41,22	46,35	46,38	
1/3/2007	39,93	40,59	41,41	41,32	46,28	46,32	
1/3/2007	39,94	40,57	41,43	41,32	46,39	46,33	
1/3/2007	39,93	40,60	41,44	41,26	46,31	46,35	
1/3/2007	39,92	40,56	41,46	41,25	46,28	46,25	
1/3/2007	39,94	40,66	41,42	41,21	46,36	46,28	
1/3/2007	39,91	40,57	41,52	41,22	46,33	46,25	
1/3/2007	39,90	40,61	41,49	41,23	46,27	46,32	
Média	39,93	40,60	41,46	41,25	46,33	47,01	
Desvio Padrão	0,04	0,04	0,03	0,04	0,04	2,50	
t student	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	
Repetitividade	0,10	0,10	0,07	0,09	0,08	5,45	
Incerteza padrão (uA)	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	1,51	
Incerteza Combinada (±)	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	1,89	
Data	Pressão de Entrada (Bar)	Pressão de Saída (Bar)	Temperatura Ambiente (°C)	Temperatura de Entrada da Água (°C)	Temperatura de Saída da Água (°C)	Temperatura da Água Fria (°C)	Vazão (l/min)
39142	0,118	0,004	25,71	27,59	32,53	27,02	2,564
39142	0,119	0,004	25,74	27,59	32,53	27,02	2,567
39142	0,118	0,004	25,73	27,59	32,53	27,02	2,567
39142	0,119	0,004	25,72	27,59	32,53	27,01	2,557
39142	0,119	0,003	25,73	27,59	32,53	27,02	2,566
39142	0,119	0,003	25,70	27,59	32,52	27,02	2,569
39142	0,119	0,004	25,67	27,59	32,53	27,01	2,558
39142	0,119	0,004	25,68	27,59	32,51	27,02	2,560
39142	0,118	0,004	25,71	27,60	32,50	2,573	2,560
39142	0,118	0,004	25,71	27,60	32,51	27,01	2,560
39142	0,118	0,004	25,71	27,60	32,51	27,01	2,555
39142	0,118	0,003	25,71	27,60	32,52	27,02	2,564
Média	0,119	0,004	25,71	27,59	32,52	27,02	2,561
Desvio Padrão	0,000	0,000	0,02	0,00	0,01	0,00	0,006
t student	2,179	2,179	2,18	2,18	2,18	2,18	2,179
Repetitividade	0,000	0,000	0,04	0,01	0,02	0,01	0,014
Incerteza padrão (uA)	0,000	0,000	0,01	0,00	0,01	0,00	0,004
Incerteza Combinada (±)	0,04	0,04	0,09	0,08	0,09	0,08	0,200
LEGENDA							
Incerteza padrão (uA):							
Relativo as medições (amostragem).							
Combinado das seguintes incertezas: amostra, instrumento e placa de aquisição de dados.							
Incerteza Combinada:							
Disposição dos Termopares no coletor							
Temp 5							
Temp 4							
Temp 2							
Temp 6 out							
in Temp 1							

TABELA A.6
Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 3,10 l/min)

Data	Sensor 01 (°C)	Sensor 02 (°C)	Sensor 03 (°C)	Sensor 04 (°C)	Sensor 05 (°C)	Sensor 06 (°C)	Vazão (l/min)
1/3/2007	39,69	40,37	41,18	40,82	45,65	45,67	3,041
1/3/2007	39,67	40,32	41,13	40,85	45,66	45,73	3,068
1/3/2007	39,74	40,36	41,20	40,85	45,61	55,33	3,085
1/3/2007	39,64	40,38	41,19	40,85	45,69	45,68	3,083
1/3/2007	39,73	40,35	41,15	40,85	45,66	45,70	3,062
1/3/2007	39,69	40,34	41,22	40,84	45,59	45,79	3,077
1/3/2007	39,67	40,40	41,23	40,84	45,58	45,67	3,094
1/3/2007	39,69	40,28	41,17	40,87	45,56	45,61	3,088
1/3/2007	39,71	40,33	41,16	40,84	45,61	45,73	3,073
1/3/2007	39,68	40,34	41,16	40,81	45,52	45,68	3,069
1/3/2007	39,64	40,32	41,19	40,83	45,54	45,68	3,087
1/3/2007	39,64	40,24	41,21	40,83	45,50	45,70	3,074
1/3/2007	39,64	40,43	41,19	40,82	45,62	45,68	3,086
1/3/2007	39,68	40,34	41,18	40,84	45,59	46,43	3,094
Média	0,03	0,05	0,03	0,02	0,05	2,67	3,088
t student	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	3,073
Repetitividade	0,07	0,11	0,06	0,04	0,11	5,82	3,069
Incerteza padrão (uA)	0,02	0,03	0,02	0,01	0,03	1,62	3,087
Incerteza Combinada (t)	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	1,79	3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087
							3,074
							3,086
							3,094
							3,088
							3,073
							3,069
							3,087

TABELA A.7
Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 3,61 l/min)

Data	Sensor 01 (°C)	Sensor 02 (°C)	Sensor 03 (°C)	Sensor 04 (°C)	Sensor 05 (°C)	Sensor 06 (°C)	Vazão (l/min)
1/3/2007	39,53	40,14	40,95	40,58	45,08	45,47	3,607
1/3/2007	39,42	40,05	40,93	40,56	45,03	45,57	3,603
1/3/2007	39,51	40,11	40,97	40,52	45,02	45,33	3,605
1/3/2007	39,48	40,14	40,97	40,51	45,12	45,53	3,617
1/3/2007	39,51	40,08	40,91	40,51	45,08	45,53	3,607
1/3/2007	39,44	40,09	40,96	40,55	45,09	45,43	3,609
1/3/2007	39,45	40,13	40,96	40,57	45,05	45,49	3,606
1/3/2007	39,44	40,10	40,85	40,53	45,14	45,42	3,611
1/3/2007	39,47	40,12	40,90	40,57	45,10	45,43	3,628
1/3/2007	39,48	40,09	40,97	40,53	45,07	45,39	3,634
1/3/2007	39,53	40,06	40,89	40,48	45,04	45,46	3,606
1/3/2007	39,50	39,99	40,88	40,54	45,09	45,42	3,607
1/3/2007	39,48	40,08	40,93	40,49	45,06	45,40	3,609
Média	39,48	40,09	40,93	40,53	45,08	46,22	3,606
Desvio Padrão	0,04	0,04	0,04	0,03	0,04	2,74	0,006
t student	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	0,011
Repetitividade	0,08	0,09	0,07	0,07	0,08	5,96	0,006
Incerteza padrão (uA)	0,02	0,03	0,02	0,02	0,02	1,85	0,006
Incerteza Combinada (t)	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	1,82	0,200
Data	Pressão de Entrada (Bar)	Pressão de Saída (Bar)	Temperatura Ambiente (°C)	Temperatura de Entrada da Água (°C)	Temperatura de Saída da Água (°C)	Temperatura da Água Fria (°C)	Vazão (l/min)
39142	0,119	0,004	26,08	27,44	30,95	26,88	3,607
39142	0,120	0,004	26,08	27,44	30,97	26,87	3,607
39142	0,119	0,004	26,12	27,44	30,96	26,87	3,603
39142	0,119	0,005	26,14	27,44	30,97	26,87	3,605
39142	0,119	0,004	26,16	27,44	30,96	26,87	3,617
39142	0,119	0,004	26,14	27,44	30,95	26,87	3,607
39142	0,120	0,004	26,14	27,44	30,96	26,87	3,609
39142	0,120	0,004	26,16	27,44	30,96	26,87	3,609
39142	0,119	0,005	26,20	27,44	30,94	26,87	3,606
39142	0,120	0,004	26,25	27,44	30,94	26,87	3,611
39142	0,119	0,004	26,24	27,44	30,94	26,87	3,628
39142	0,119	0,004	26,23	27,44	30,93	26,87	3,634
39142	0,119	0,005	26,22	27,44	30,93	26,87	3,611
Média	0,119	0,004	26,17	27,44	30,95	26,87	3,610
Desvio Padrão	0,000	0,000	0,06	0,00	0,02	0,00	0,011
t student	2,179	2,179	2,18	2,18	2,18	2,18	2,179
Repetitividade	0,000	0,001	0,12	0,00	0,04	0,01	0,023
Incerteza padrão (uA)	0,000	0,000	0,03	0,00	0,01	0,00	0,006
Incerteza Combinada (t)	0,04	0,04	0,09	0,08	0,09	0,08	0,200
LEGENDA							
Incerteza padrão (uA):							
Incerteza Combinada:							
Relativo as medições (amostragem).							
Combinação das seguintes incertezas: amostra, instrumento e placa de aquisição de dados.							
Disposição dos Termopares no coletor							
Temp 5							
Temp 4							
Temp 2							
Temp 6 out							
in Temp 1							

TABELA A.8
Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 4,13 l/min)

Data	Sensor 01 (°C)	Sensor 02 (°C)	Sensor 03 (°C)	Sensor 04 (°C)	Sensor 05 (°C)	Sensor 06 (°C)	Vazão (l/min)
1/3/2007	39,29	39,85	40,78	40,33	44,91	44,83	4,056
1/3/2007	39,33	39,78	40,72	40,30	44,95	44,95	4,061
1/3/2007	39,30	39,79	40,66	40,33	44,94	44,95	4,068
1/3/2007	39,26	39,76	40,76	40,36	44,96	44,85	4,076
1/3/2007	39,28	39,83	40,72	40,39	44,99	44,92	4,071
1/3/2007	39,30	39,78	40,72	40,35	44,95	44,98	4,086
1/3/2007	39,30	39,80	40,72	40,29	44,90	44,92	4,069
1/3/2007	39,29	39,84	40,73	40,36	44,93	44,95	4,073
1/3/2007	39,36	39,82	40,76	40,31	44,88	44,94	4,064
1/3/2007	39,27	39,78	40,80	40,31	44,93	44,94	4,080
1/3/2007	39,27	39,76	40,74	40,31	44,87	44,86	4,061
1/3/2007	39,27	39,85	40,77	40,33	44,88	44,89	4,056
1/3/2007	39,34	39,82	40,69	40,26	44,96	44,95	4,068
Média	39,30	39,80	40,74	40,33	44,93	45,72	4,076
Desvio Padrão	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04	2,89	0,009
t student	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	0,009
Repetitividade	0,07	0,07	0,08	0,07	0,08	6,29	0,009
Incerteza padrão (uA)	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	1,75	0,009
Incerteza Combinada (t)	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	1,91	0,200
Data	Pressão de Entrada (Bar)	Pressão de Saída (Bar)	Temperatura Ambiente (°C)	Temperatura de Entrada da Água (°C)	Temperatura de Saída da Água (°C)	Temperatura da Água Fria (°C)	Vazão (l/min)
39142	0,120	0,004	26,62	27,38	30,59	26,80	4,056
39142	0,120	0,004	26,66	27,38	30,57	26,81	4,061
39142	0,119	0,004	26,66	27,38	30,55	26,81	4,068
39142	0,120	0,005	26,69	27,38	30,49	26,81	4,076
39142	0,120	0,004	26,69	27,38	30,50	26,81	4,071
39142	0,121	0,005	26,66	27,38	30,56	26,81	4,086
39142	0,120	0,004	26,63	27,38	30,57	26,80	4,071
39142	0,120	0,004	26,56	27,38	30,51	26,80	4,069
39142	0,120	0,004	26,52	27,38	30,51	26,80	4,056
39142	0,120	0,004	26,51	27,38	30,50	26,80	4,073
39142	0,120	0,005	26,50	27,38	30,51	26,80	4,064
39142	0,120	0,004	26,55	27,38	30,50	26,80	4,080
39142	0,121	0,005	26,64	27,38	30,48	26,80	4,061
Média	0,120	0,004	26,61	27,38	30,53	26,80	4,069
Desvio Padrão	0,000	0,000	0,07	0,00	0,04	0,009	0,009
t student	2,179	2,179	2,18	2,18	2,18	2,179	2,179
Repetitividade	0,001	0,000	0,15	0,00	0,08	0,01	0,019
Incerteza padrão (uA)	0,000	0,000	0,04	0,00	0,02	0,00	0,005
Incerteza Combinada (t)	0,04	0,04	0,09	0,08	0,09	0,08	0,200
LEGENDA							
Incerteza padrão (uA):							
Incerteza Combinada:							
Relativo as medições (amostragem).							
Combinação das seguintes incertezas: amostra, instrumento e placa de aquisição de dados.							
Disposição dos Termopares no coletor							
Temp 5							
Temp 4							
Temp 2							
Temp 6 out							
Temp 3							
in Temp 1							

TABELA A.9
Resultados Experimentais (Vazão Nominal: 4,64 l/min)

Data	Sensor 01 (°C)	Sensor 02 (°C)	Sensor 03 (°C)	Sensor 04 (°C)	Sensor 05 (°C)	Sensor 06 (°C)	Vazão (l/min)
1/3/2007	39,10	39,44	40,52	40,02	44,43	43,99	4,688
1/3/2007	39,13	39,47	40,57	40,09	44,49	43,98	4,695
1/3/2007	39,06	39,37	40,55	40,00	44,44	55,33	4,600
1/3/2007	39,06	39,52	40,56	40,05	44,43	44,01	4,601
1/3/2007	39,09	39,56	40,55	40,04	44,42	44,03	4,594
1/3/2007	39,16	39,47	40,58	40,03	44,48	43,94	4,584
1/3/2007	39,10	39,46	40,50	40,03	44,52	44,02	4,575
1/3/2007	39,19	39,51	40,65	40,06	44,46	44,00	4,586
1/3/2007	39,10	39,46	40,58	40,03	44,51	44,00	4,592
1/3/2007	39,05	39,45	40,55	40,05	44,48	44,02	4,584
1/3/2007	39,15	39,55	40,59	39,98	44,46	43,97	4,602
1/3/2007	39,09	39,54	40,55	40,05	44,48	44,07	4,594
1/3/2007	39,07	39,44	40,57	40,03	44,49	44,04	4,586
Média	39,10	39,48	40,56	40,04	44,47	44,88	4,594
Desvio Padrão	0,04	0,05	0,04	0,03	0,03	3,14	2,18
t student	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	6,84
Repetitividade	0,09	0,12	0,08	0,06	0,07	6,84	1,90
Incerteza padrão (uA)	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	1,90	0,05
Incerteza Combinada (±)	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	2,05	0,200

Data	Pressão de Entrada (Bar)	Pressão de Saída (Bar)	Temperatura Ambiente (°C)	Temperatura de Entrada da Água (°C)	Temperatura de Saída da Água (°C)	Temperatura da Água Fria (°C)	Vazão (l/min)
39142	0,121	0,005	26,80	27,32	30,17	26,75	4,688
39142	0,121	0,005	26,85	27,32	30,20	26,75	4,695
39142	0,120	0,005	26,89	27,33	30,18	26,75	4,600
39142	0,120	0,005	26,86	27,32	30,21	26,76	4,601
39142	0,121	0,005	26,82	27,32	30,19	26,75	4,586
39142	0,121	0,004	26,81	27,32	30,20	26,75	4,594
39142	0,120	0,005	26,81	27,32	30,16	26,75	4,584
39142	0,120	0,005	26,79	27,32	30,20	26,75	4,575
39142	0,121	0,005	26,79	27,32	30,16	26,75	4,586
39142	0,121	0,005	26,81	27,31	30,17	26,75	4,592
39142	0,121	0,005	26,86	27,32	30,21	26,75	4,584
39142	0,121	0,005	26,88	27,31	30,19	26,75	4,594
39142	0,121	0,005	26,88	27,32	30,14	26,74	4,586
Média	0,121	0,005	26,83	27,32	30,18	26,75	4,592
Desvio Padrão	0,000	0,000	0,04	0,00	0,02	0,009	0,009
t student	2,179	2,179	2,18	2,18	2,18	2,18	2,179
Repetitividade	0,000	0,001	0,08	0,01	0,05	0,019	0,019
Incerteza padrão (uA)	0,000	0,000	0,02	0,00	0,01	0,005	0,005
Incerteza Combinada (±)	0,04	0,04	0,09	0,08	0,09	0,08	0,200

LEGENDA	
Incerteza padrão (uA):	Relativo as medições (amostragem).
Incerteza Combinada:	Combinação das seguintes incertezas: amostra, instrumento e placa de aquisição de dados.
Disposição dos Termopares no coletor	
Temp 5	Temp 6 out
Temp 4	Temp 3
Temp 2	Temp 1

Livros Grátis

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

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)