

CAPÍTULO IV

METODOLOGIA DOS ENSAIOS

4.1 Bancada de Ensaios

O resfriador evaporativo utilizado neste estudo é comercializado para atender ambientes de 25 a 50 m².

Quando foi recebido, procurou-se um ambiente dentro do LEST (Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos) que estivesse dentro desta faixa de área, escolheu-se a sala dos aparatos devido à sua metragem e também porque na mesma não havia nenhum outro sistema de condicionamento do ar em funcionamento.

Dentro da sala optou-se pela instalação do sistema junto à janela lateral esquerda devido à facilidade de espaço, a existência de rede elétrica e rede de alimentação de água, facilidade para instalação da rede de dreno e também pela facilidade de termos um fluxo de ar externo de acordo com as recomendações do fabricante, ou seja, local com boa ventilação externa. O resfriador ficou a 1,50 m do piso, e com as janelas corrediças obteve-se uma fresta do tamanho do painel evaporativo.

A descarga do fluxo de ar no recinto não tem nenhum obstáculo e através da abertura da janela frontal da sala faz-se a renovação total do ar do recinto.

Das cinco rotações disponíveis na caixa de comando do resfriador, optou-se por trabalhar com três delas e, para o período de um dia a rotação ficaria constante, variando-a de um dia para o subsequente, e assim o foi feito de acordo com a cronologia informada na Tab.4.1.

Tabela 4.1 – Cronologia das rotações do ventilador

Rotação	04/10	05/10	06/10	07/10	08/10	10/10	11/10	12/10	13/10
Baixa	X					X			X
Média		X			X			X	
Alta			X	X			X		

As condições climáticas nos dias em que foram realizados os ensaios estão informadas na Tab.4.2.

Tabela 4.2 – Condições climáticas nos dias dos ensaios

Condição	04/10	05/10	06/10	07/10	08/10	10/10	11/10	12/10	13/10
Sol	X		X	X	X	X	X	X	X
Nublado		X	X	X				X	

Os seguintes procedimentos de ensaio eram executados, na seguinte ordem:

- fechar a válvula de bloqueio de dreno do reservatório de água do resfriador;
- fechar a válvula de bloqueio de alimentação de água do reservatório do resfriador;
- abrir a válvula de bloqueio de alimentação de água do reservatório externo, fechar a válvula quando o nível corresponder à indicação de 2,66V no voltímetro;
- abrir a válvula de bloqueio de alimentação de água do reservatório do resfriador, até seu completo enchimento;
- ligar o resfriador evaporativo nas seguintes posições: resfriar, rotação desejada, temporizador 4 horas;
- deixar o resfriador funcionando até a hora determinada para início do ensaio;
- abrir a válvula de bloqueio de alimentação de água do reservatório externo, fechar a válvula quando o nível corresponder à indicação de 2,66V no voltímetro. Repetir esse procedimento sempre que o reservatório externo atingir o nível correspondente à indicação de 1,95V no voltímetro;

- adquirir os dados disponíveis naquele momento, repetidas vezes durante o dia, a cada intervalo de 30 min.

Ao final do dia, os seguintes procedimentos eram executados, na ordem:

- desligar o resfriador, deixando-o na posição “ventilar”;
- abrir a válvula de bloqueio de dreno do reservatório de água do resfriador;
- esperar o temporizador de secagem do painel desligar;
- tirar o pino da tomada de energia elétrica.

Todos os dias antes de se iniciar os ensaios, os dois higrômetros são instalados em um mesmo ponto, para que houvesse um valor de correção entre os valores indicados nos mesmos. Os dados utilizados neste trabalho já estão corrigidos. O valor de correção foi em média de 9%.

A bancada de ensaios é um sistema de resfriamento evaporativo composto de um resfriador evaporativo, um reservatório externo de água, e as redes de alimentação e dreno de água, conforme Fig.4.1.

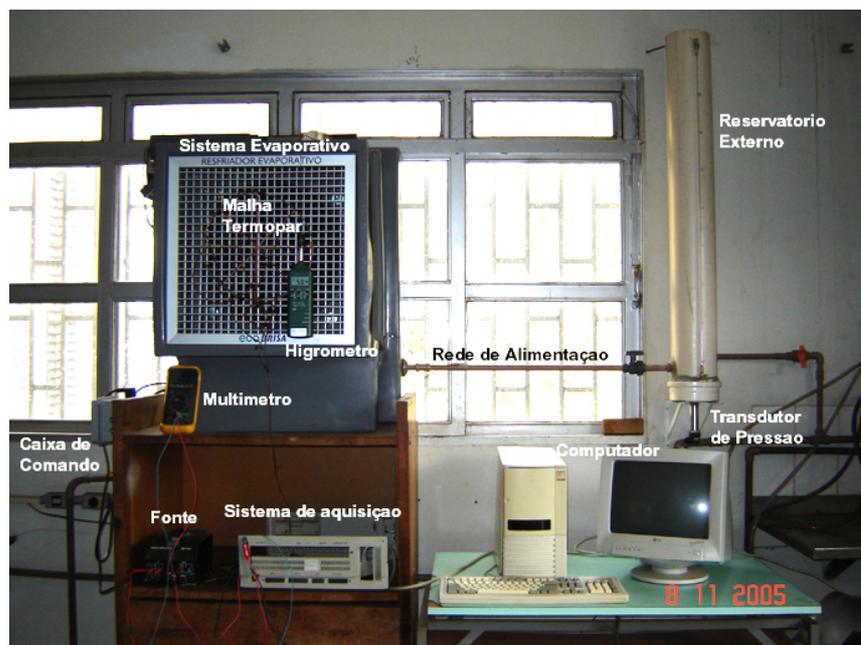


Figura 4.1 – Bancada de ensaios

4.1.1 Resfriador Evaporativo

O resfriador evaporativo é fabricado pela ECOBRISA, modelo EB-50, sendo um resfriador compacto, autônomo e de alta eficiência. Consiste de um gabinete em plástico com proteção UV, onde estão instalados um ventilador axial de velocidade variável, uma colméia especial de papel resinado, uma bomba de água e uma grelha difusora em alumínio, conforme Fig.4.2.



Figura 4.2 – Vistas frontal e traseira do resfriador

O ventilador é da marca EBM, modelo A6E400-AP10-02, 170W, 60Hz, 220V e vazão máxima de 3780 m³/h.

A bomba de água é da marca Sarlobetter, modelo SB-2000, 30W, 60Hz, 220V, 2,1 mca e vazão máxima de 1950 l/h.

No gabinete em plástico, devido à sua forma, localiza-se o reservatório de água do resfriador, que tem o nível de água controlado por uma bóia de superfície.

Para que se possa mensurar o desempenho térmico do resfriador é de suma importância que se conheça as características construtivas do mesmo, que nos foram fornecidas pelo fabricante (Viva Equipamentos, 2005), e relacionados Tab.4.3.

Tabela 4.3 – Informações técnicas do painel do resfriador

Item	Unid	Descrição	Letra	Valor
01	m	espessura do painel	I	0,1524
02	m ² /m ³	área da superfície úmida por unidade de volume do painel	A_{sv}	400
03	m	comprimento característico do escoamento no painel	I_e	1 / A_{sv}
04	m	altura e largura do painel	H	0,06
05	m ²	área da seção reta do painel	A_{sr}	H . H
06	m ²	área úmida por placa do painel	A_{up}	2 . A_{sr}
07	m ²	área úmida de todo o painel	A_{su}	A_{sv} . I . A_{sr}
08	un	número de placas do painel	N	A_{su} / A_{up}
09	m ³ /s	vazão de ar através do painel	Q	U . A_{sr}
10	m	espessura da placa do painel	δ	0,0004
11	m	distância entre duas placas do painel	I_c	((I- δ)/(N-1)) - δ

As principais características construtivas e dimensionais do resfriador evaporativo são indicadas Tab.4.4.

Tabela 4.4 – Características técnicas do resfriador evaporativo

Modelo	Vazão de Ar [m ³ /h]	Cons. Energia [watts]	Dimensões [cm]			Peso [kg]	Área Climatizada [m ²]
			altura	largura	profundidade		
EB-50	3.000	230	88	68	71	30	25 a 50

Para sustentar que o processo é realizado em regime permanente, a Fig.4.3 mostra o tempo de reação do resfriador, identificando que o mesmo após um certo tempo de funcionamento só varia seus resultados com a variação dos parâmetros de entrada. Como os dados trabalhados neste estudo foram adquiridos após um tempo maior que o tempo de reação do equipamento, impomos nosso regime de trabalho como permanente.

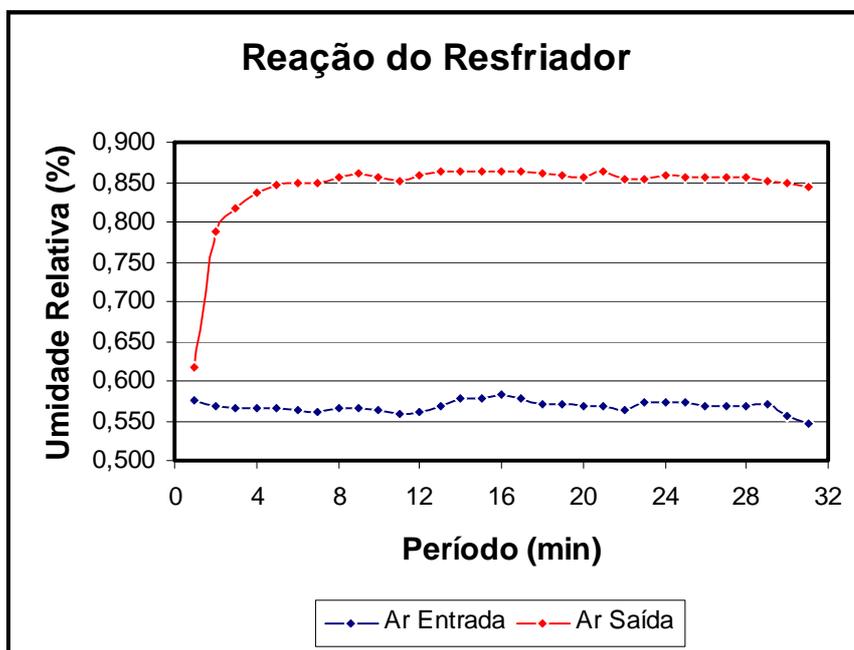


Figura 4.3 – Tempo de reação do resfriador

Verifica-se na Fig.4.3 que o tempo de reação do resfriador foi de 5 min, dependendo das condições climáticas esse tempo tem uma variação, porém sempre em torno de 5 min. O tempo de início para aquisição dos dados, após o funcionamento do resfriador, foi sempre entre 20 e 30 min.



Figura 4.4 – Painel de comando

O resfriador evaporativo é controlado através de um painel de comando mostrado na Fig.4.4, contendo quatro teclas de toque e sinalização através de lâmpadas piloto.

Observa-se no painel que o resfriador está ligado, resfriando, com vazão média de ar e programado para quatro horas de funcionamento.

A primeira tecla liga e desliga o resfriador. Ao ser ligado, simultaneamente o ventilador é acionado na menor rotação e a bomba de água entra em operação, molhando o painel evaporativo. Ao ser desligado, a bomba de água é desligada e a rotação do ventilador se posiciona para sua menor rotação, permanecendo nela por aproximadamente 20 minutos para secagem do painel evaporativo, após este tempo desliga-se automaticamente.

A segunda tecla alterna o modo Resfriar e Ventilar. No modo “Resfriar” a bomba de água e o ventilador estarão acionados, já no modo “Ventilar” apenas o ventilador estará acionado.

A terceira tecla alterna entre as cinco rotações do ventilador.

A quarta tecla ativa um temporizador para desligamento automático do resfriador, podendo a programação ser para meia, uma, duas ou quatro horas.

Semanalmente em locais com muita poeira, ou quinzenalmente em locais menos empoeirados, a água do reservatório do resfriador deve ser drenada e substituída.

Deve-se também lavar o reservatório de água do resfriador a cada 30 ou 45 dias, e durante essa lavagem verificar o nível de sujeira do painel, caso seja necessário, providenciar a lavagem do mesmo.

Sempre que o resfriador permanecer um longo período inativo, o mesmo deverá ficar limpo e seco.

Em uma aplicação convencional, residencial ou comercial/industrial, a instalação do resfriador evaporativo necessita apenas de um ponto de alimentação e de dreno de água de 20 mm, e de um ponto de alimentação elétrica de 220V e 60 Hz.

O resfriador evaporativo foi instalado sobre um móvel do LEST, conforme mostrado na Fig.4.1, ficando a 150 cm do piso e em frente a uma janela corrediça, que possibilitou manter a abertura da janela de acordo com a largura do resfriador, conforme mostrado na Fig.4.5.

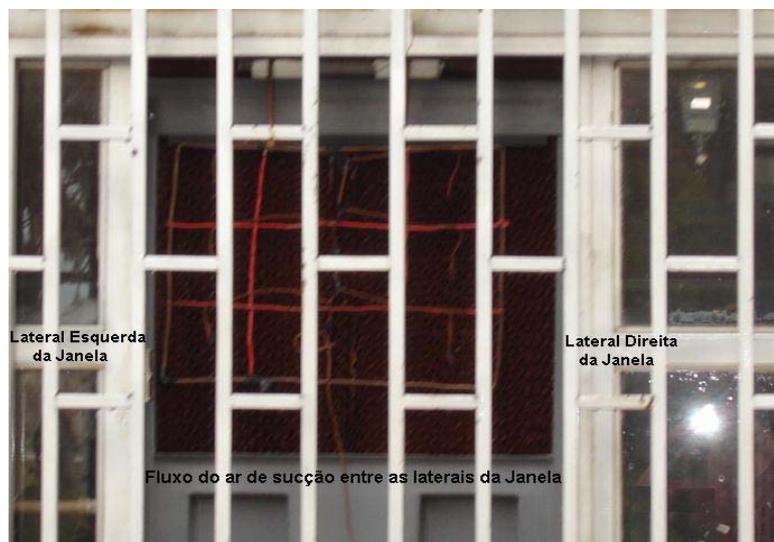


Figura 4.5 – Canal de ar formado pelas laterais da janela

4.1.2 Reservatório Externo de Água

Com o objetivo de nos auxiliar no controle da água consumida pelo resfriador evaporativo, foi montado um reservatório de água de alimentação, mostrado na Fig.4.6, instalado ao lado direito do resfriador, apoiado sobre duas mãos-francesas de 35 cm e fixado em sua parte superior por dois tirantes rosqueados de 6 mm e duas buchas S-8.

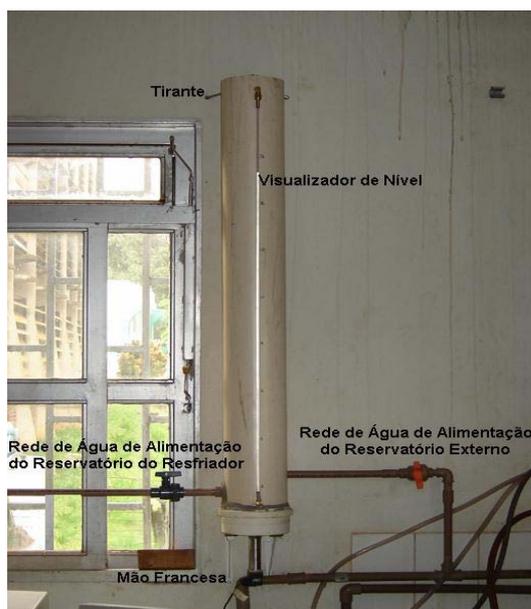


Figura 4.6 – Reservatório externo da água

Esse reservatório foi montado usando-se 120 cm de um tubo de PVC de 150 mm de diâmetro, que foi soldado a um tampão de PVC de mesmo diâmetro. Externamente na lateral do tubo de PVC foram instalados dois conectores de cobre, que serviram de fixação a uma mangueira transparente de 6,0 mm de diâmetro, que tem a função de nos indicar visualmente o nível de água do reservatório.

Externamente no fundo do tampão de PVC foi instalado um transdutor de pressão, indicado na Fig.4.1, que tem a função de informar o nível de água do reservatório.

4.1.3 Tubulação de Alimentação e Dreno de Água

Toda a tubulação de alimentação e dreno de água foi montada com tubos de PVC rígido soldável de 20 mm de diâmetro, sendo dividida em três partes.

A primeira parte é referente a instalação entre a rede de abastecimento de água do LEST e o reservatório externo, indicada na Fig.4.6.

A segunda parte é referente a instalação entre o reservatório externo e o reservatório do resfriador evaporativo, indicada na Fig.4.6.

A terceira parte é referente a instalação entre o dreno do reservatório do resfriador e o telhado adjunto ao LEST, indicada na Fig.4.7.



Figura 4.7 – Rede de dreno

Foram instaladas válvulas de bloqueio tipo esfera na primeira e segunda parte da tubulação, com o objetivo de se ter um controle real do consumo de água do resfriador evaporativo, ou seja, a válvula da segunda parte da tubulação é fechada enquanto a válvula da primeira parte da tubulação é aberta, dessa forma o reservatório externo é alimentado de água até um valor superior de referência, atingindo esse valor, a válvula da primeira parte da tubulação é fechada e a válvula da segunda parte da tubulação é aberta, como o reservatório do resfriador encontra-se cheio e mantido por uma bóia de nível, todo consumo de água por parte do painel é imediatamente repostado pelo reservatório externo, nos fornecendo o consumo de água do resfriador.

4.2 Instrumentação e Aquisição de Dados

Para a aquisição dos dados necessários à este estudo, foram utilizados instrumentos para leitura direta e leitura indireta.

4.2.1 Instrumentos para Leitura Direta

4.2.1.1 Termômetro de coluna de mercúrio

Termômetro de coluna de mercúrio, escala principal de 0 a 150 °C e exatidão de 0,5 °C.

O termômetro foi utilizado para a indicação da temperatura ambiente do recinto, apenas para termos uma noção da queda de temperatura do recinto em relação à temperatura ambiente exterior, visto que essa análise não é contemplada neste estudo.

O termômetro foi instalado a 500 cm de distância da frente do resfriador e o seu bulbo coincidente com a linha imaginária central do ventilador do resfriador.

4.2.1.2 Higrômetro

Medidor de umidade relativa marca Lutron, modelo HA-701, faixa de indicação de 10 a 95% , sensibilidade de 1 DC mV por 1% , exatidão de +/- 3% .

O higrômetro, Fig.4.8, foi utilizado para a medição da umidade relativa na entrada do ar externo no painel do resfriador.

Foi instalado a aproximadamente 10 cm de distância e com o sensor higrômetro alinhado com o centro geométrico do painel evaporativo.



Figura 4.8 – Higrômetro

4.2.1.3 Termo-Higrômetro

Medidor de umidade relativa e temperatura marca Minipa, modelo MTH-1360, faixa de indicação de 10 a 95% e -20 a 60 °C, resolução de 0,1% e 0,1 °C, exatidão de $\pm 3\%$ e $\pm 0,8$ °C.

O termo-higrômetro, Fig.4.9, foi utilizado para a medição da umidade relativa na saída do ar do resfriador.

Este instrumento foi instalado junto à grelha difusora do resfriador e com o sensor termo-higrômetro alinhado com a região de maior vazão de ar.



Figura 4.9 – Termo-Higrômetro

4.2.1.4 Anemômetro

Medidor de vazão de ar marca AirFlow, modelo DVA-6000T, faixa de indicação de 0,25 a 30 m/s , exatidão de +/- 2%.

O anemômetro foi utilizado para a indicação da vazão de ar do resfriador para o recinto. A grelha difusora com dimensões quadrada de 44 cm foi dividida em dezesseis áreas iguais, em cada uma dessas áreas foi medida a velocidade do ar.

Calculou-se a média aritmética dessas velocidades do ar, que, multiplicada pela área total de grelha difusora, nos forneceu a vazão de ar nas rotações baixa, média e alta, que são informadas na Tab.4.5.

Os valores medidos e a forma de calcular os valores mencionados na Tab.4.5 estão indicados no Anexo I.

Tabela 4.5 – Velocidades e vazões médias de ar em função da rotação do ventilador

Rotação	Velocidade Média (m/s)	Vazão Média (m ³ /h)
Baixa	2,31	1610
Média	3,84	2680
Alta	4,93	3440

4.2.1.5 Outros Instrumentos

Além dos instrumentos acima mencionados, utilizamos outros instrumentos de apoio à aquisição dos dados deste trabalho, e os mesmos estão identificados na Fig.4.10.



Figura 4.10 – Fonte, voltímetros manual e de bancada

4.2.2 Instrumentos para Leitura Indireta

4.2.2.1 Transdutor de Pressão

O transdutor de pressão é da marca Zurich, modelo PSI-420, sensor piezoresistivo, faixa de 0 a 1 bar, sinal de saída de 4 a 20 mA, exatidão do sinal < 0,1%, exatidão 0,5% F.E, alimentação de 10 a 35 Vcc, encaixe ¼" BSP.

A Figura 4.11 informa a curva de calibração do transdutor de pressão.

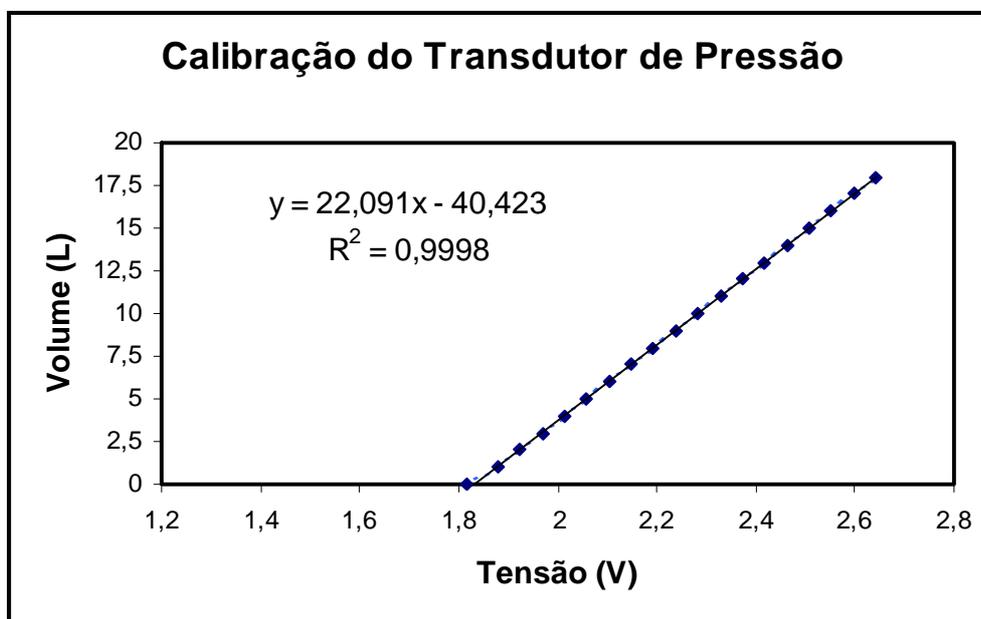


Figura 4.11 – Curva de calibração do transdutor de pressão

O transdutor de pressão, Fig.4.12, foi utilizado para a medição do volume de água do reservatório externo.

O transdutor de pressão foi instalado externamente no fundo do tampão do reservatório, sendo alimentado por uma fonte de tensão de 25,0 Vcc e tendo uma resistência de 470 Ohm. A medição final foi realizada através de um voltímetro marca Minipa, modelo ET-2042, mostrado na Fig.4.10.



Figura 4.12 – Transdutor de pressão

4.2.2.2 Termopar

Termopar é um sensor de temperatura muito simples, robusto, barato e de fácil utilização, que gera tensão elétrica devido à diferença de temperatura.

São dois fios condutores de corrente, constantan e cobre, unidos em uma de suas extremidades conforme mostrado na Fig.4.13, quando essa extremidade é exposta à uma fonte de calor, é gerada uma tensão elétrica denominada efeito Seebeck, que será medida na outra extremidade dos fios.

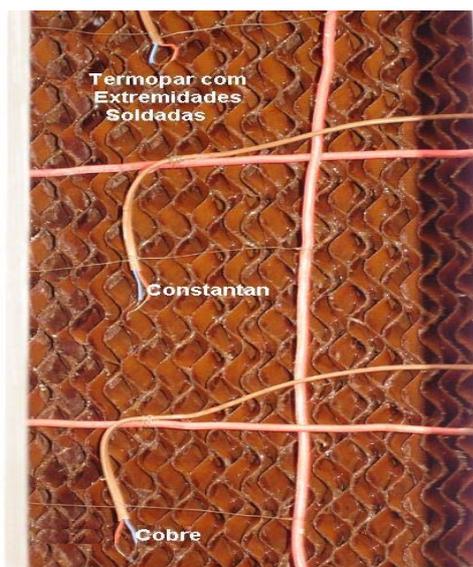


Figura 4.13 – Termopares (constantan e cobre)

Como a tensão elétrica é diretamente proporcional à temperatura da fonte de calor, o termopar é amplamente utilizado para medir temperaturas diversas.

O termopar que opera sob o efeito Seebeck é diferente da maioria dos outros sensores de temperatura, uma vez que sua saída não está diretamente relacionada à temperatura, mas sim ao gradiente de temperatura, ou seja, a diferença de temperatura ao longo do termopar.

Porém, há uma variedade de meios em que o termopar pode operar como um sensor capaz de medir a temperatura de um sistema físico, basta garantir que a junção de referência esteja em uma condição isotérmica.

Os termopares utilizados neste estudo foram os do tipo “T” , e suas características estão relacionadas na Tab.4.6.

Tabela 4.6 – Características do termopar tipo “T”

Faixa de Utilização	-190 a +370 °C
Algumas Aplicações	Estufas, banhos, fornos elétricos, meios fluídos
Vantagens	Resistente a atmosferas corrosivas, redutoras e oxidantes. Fácil aplicação.
Desvantagem	Oxidação do cobre acima de 315 °C

Os termopares foram utilizados para a medição da temperatura da água de alimentação, da temperatura da água do reservatório do resfriador, da temperatura do ar na entrada do painel do resfriador e da temperatura do ar na saída do resfriador.

O termopar utilizado para a leitura da temperatura da água de alimentação foi instalado aproximadamente 20 cm antes do resfriador, na tubulação que liga o reservatório externo ao reservatório do resfriador.

O termopar utilizado para a leitura da temperatura da água do reservatório do resfriador foi instalado dentro do referido reservatório.

Para a medição da temperatura do ar na entrada do painel do resfriador foi feita uma malha de termopares em série, mostrado na Fig.4.14, constando de nove pontos sensores, que indicam a temperatura média.



Figura 4.14 – Malha de termopares na entrada do ar no painel do resfriador

Para a medição da temperatura do ar na saída do resfriador foi feita uma malha de termopares em série, mostrado na Fig.4.15, constando de nove pontos sensores, que indicam a temperatura média.



Figura 4.15 – Malha de termopares na saída do ar do resfriador

Os termopares foram calibrados utilizando-se o equipamento Cell Omega Hot Point Cell, modelo CL-900, com exatidão de ± 1 °C, tendo sua faixa de calibração entre 25 a 75 °C. As curvas e equações de calibração dos termopares são apresentadas no Anexo II.

4.2.3 Aquisição de Dados

A interface do hardware de aquisição com o usuário é feita através de um software de aquisição/monitoramento, desenvolvido no LEST na linguagem “C ++”.

O usuário escolhe o número de amostras e a frequência em que as mesmas serão lidas por cada porta, e os dados adquiridos são armazenados em um arquivo de saída.

Para o monitoramento e registro dos dados do sistema foi utilizado um microcomputador Pentium MMX 232 MHz, 32 de RAM, HD 40 GB, com sistema operacional Windows 95, conforme arquitetura mostrada pela Fig.4.16.

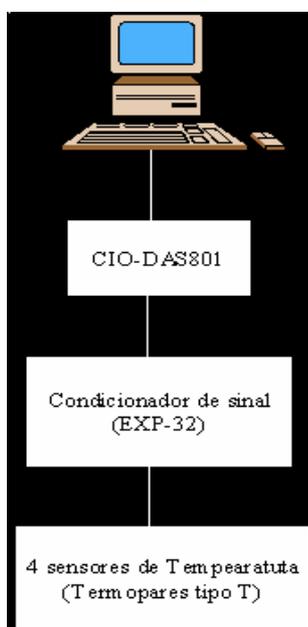


Figura 4.16 – Arquitetura do sistema de aquisição de dados

A interface entre o sistema de medição e o microcomputador é feita através da placa CIO-DAS801 da Computer Boards, com as seguintes características técnicas :

- oito canais analógicos de entrada;
- resolução de doze bits para conversor A/D;
- velocidade de 50 kHz;

- faixas de entrada para a CIO-DAS801 : ± 10 , ± 5 , ± 1 , $\pm 0,5$, $\pm 0,1$, $\pm 0,05$, $\pm 0,01$, $\pm 0,005$, 0 – 10, 0 – 5, 0 – 1 , 0 – 0,1 , 0 – 0,001 V.

A filtragem de sinais dos termopares é feita através da placa EXP-32/16 da Computer Boards, Fig.4.17, e a distribuição das entradas analógicas na respectiva placa é informada na Tab.4.7.

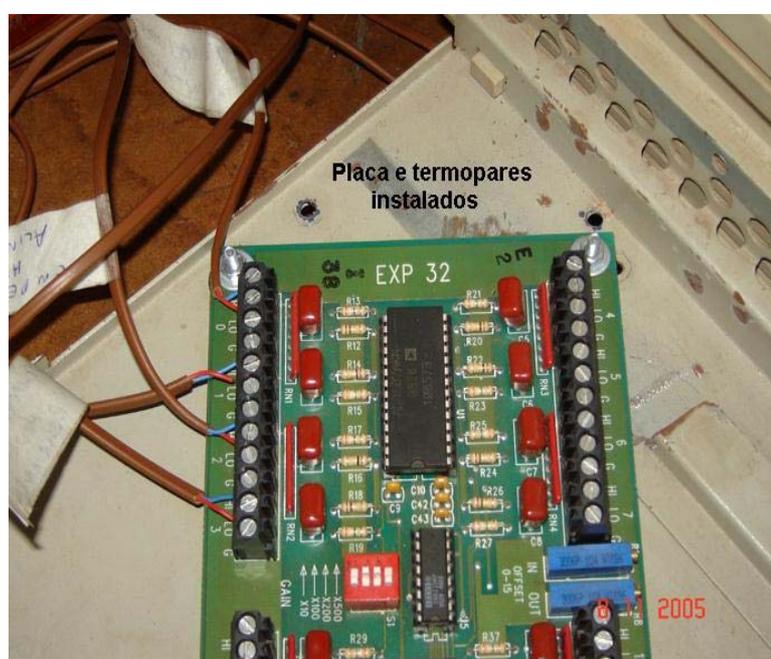


Figura 4.17 – Placa EXP-32/16 com os termopares instalados

Tabela 4.7 – Canal x Posição na placa EXP-32/16

Canal	Posição
0	Temperatura do ar de recalque
1	Temperatura do ar de sucção
2	Temperatura da água de alimentação
3	Temperatura da água do reservatório do resfriador

CAPÍTULO V

RESULTADOS

5.1 Validação do Modelo

Os dados de entrada no modelo matemático foram as temperaturas e as umidades relativas na entrada e na saída do painel evaporativo.

O objetivo é conseguir valores de temperatura e umidade calculados pelo modelo e compará-los com os dados adquiridos, e verificar se o erro entre os mesmos está dentro de padrões aceitáveis.

Conforme descrito no modelo matemático, os erros percentuais absolutos entre as temperaturas e as umidades relativas foram calculados conforme a Eq.(5.1) e a Eq.(5.2), respectivamente, registrando as temperaturas em “°C” e as umidades relativas em “%”.

$$\Delta T_2 = 100 \cdot \frac{|T_{2m} - T_2|}{T_{2m}} \quad (5.1)$$

$$\Delta \phi_2 = 100 \cdot \frac{|\phi_{2m} - \phi_2|}{\phi_{2m}} \quad (5.2)$$

“ ΔT_2 ” é o erro percentual absoluto verificado entre as temperaturas do ar medida “ T_{2m} ” e calculada “ T_2 ” na saída do painel, e “ $\Delta \phi_2$ ” é o erro percentual absoluto verificado entre as umidades relativas do ar medida “ ϕ_{2m} ” e calculada “ ϕ_2 ” na saída do painel.

Neste estudo não se tem como objetivo a análise da condição de conforto no recinto, mas o desempenho térmico do resfriador para validação do modelo e mapeamento regional do potencial de instalação de sistemas evaporativos no Brasil.

Os dados foram adquiridos em períodos de trinta minutos durante os dias de ensaio, e foi feita uma intercalação nesses dias quanto à rotação do ventilador do resfriador, conforme informado na Tab.4.1.

Nos Anexos IV e V são mostrados os gráficos da verificação de erros da temperatura e da umidade relativa, respectivamente, considerando os valores adquiridos nos ensaios realizados.

A Figura 5.1 informa o comportamento da temperatura nos testes realizados com a vazão de 2680 m³/h, onde “T₁”, “T₂”, “T_{2m}” e “ΔT₂”, são respectivamente, as temperaturas do ar na entrada do painel, calculada pelo modelo na saída do painel, medida na saída do painel e o erro entre os valores medido e calculado.

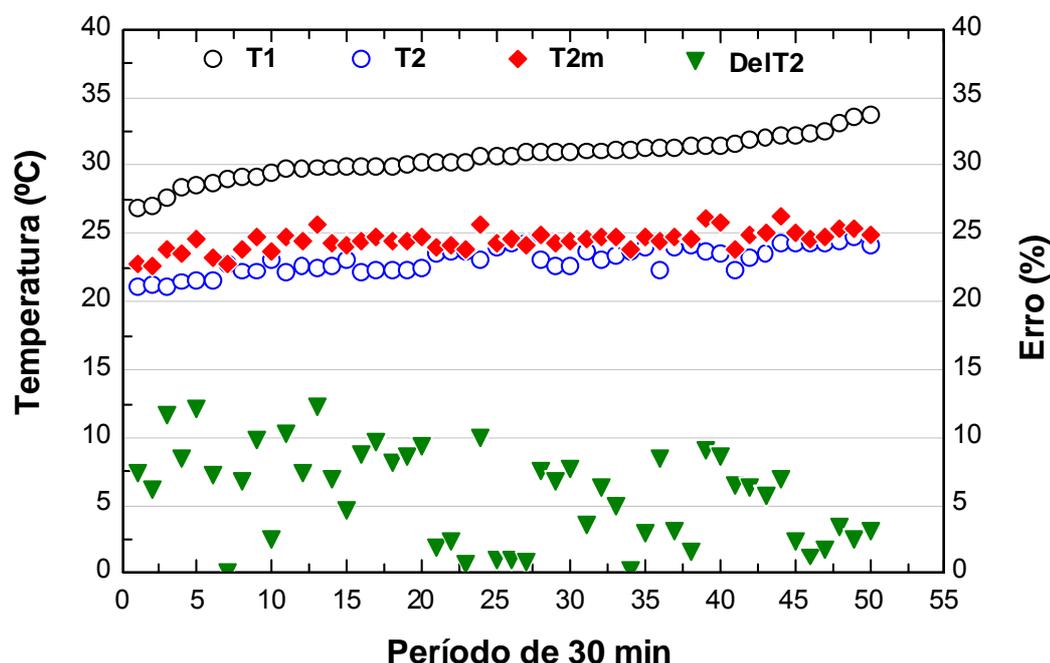


Figura 5.1 – Erro entre as temperaturas medida e calculada na saída do painel

No Anexo VI estão os gráficos gerais das temperaturas e das umidades relativas ensaiadas para cada rotação.

O erro absoluto médio nas temperaturas, verificado na Fig.5.1, foi de 5,7%. Esse erro poderia ter sido menor se os sensores de temperatura tivessem sido protegidos da influência da radiação solar (Ozisik, M.N, 1990, pág.565). Obteve-se 83% dos ensaios com erros abaixo de 10%.

Apesar de se manterem próximos, os valores calculados da temperatura se encontram abaixo dos valores medidos. Dentre os valores medidos, a menor queda da temperatura no painel foi de 4.4°C, e a maior foi de 8.8°C. Já nos valores calculados, a menor queda foi de 5.6°C e a maior foi de 9,4°C.

Considerando uma distribuição normal para os desvios das leituras, as incertezas nas medidas das temperaturas serão assumidas como duas vezes o desvio padrão e considerando um intervalo de confiança de 95%, acrescidas pela precisão dos aparelhos. Assim,

Desvio Padrão = 0,74°C

Incerteza = $(2 \times 0,74) + 0,8 = 2,28^\circ\text{C}$

A Figura 5.2 mostra graficamente o comportamento da incerteza nas medições das temperaturas na saída do ar do painel.

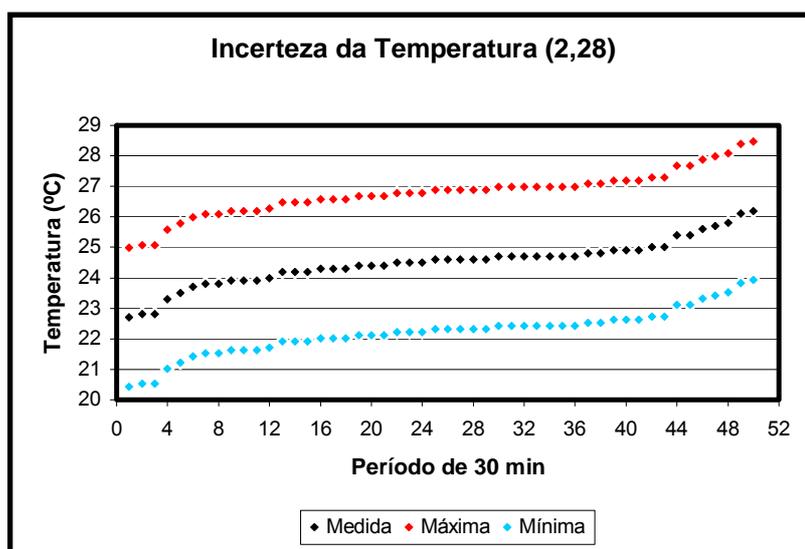


Figura 5.2 – Incerteza na medição das temperaturas na saída do ar no painel

A Figura 5.3 informa o comportamento da umidade relativa nos testes realizados com a vazão de $2680 \text{ m}^3/\text{h}$, onde “ ϕ_1 ”, “ ϕ_2 ”, “ ϕ_{2m} ” e “ $\Delta\phi_2$ ”, são respectivamente, as umidades relativas do ar na entrada do painel, calculada pelo modelo na saída do painel, medida na saída do painel e o erro entre os valores medido e calculado.

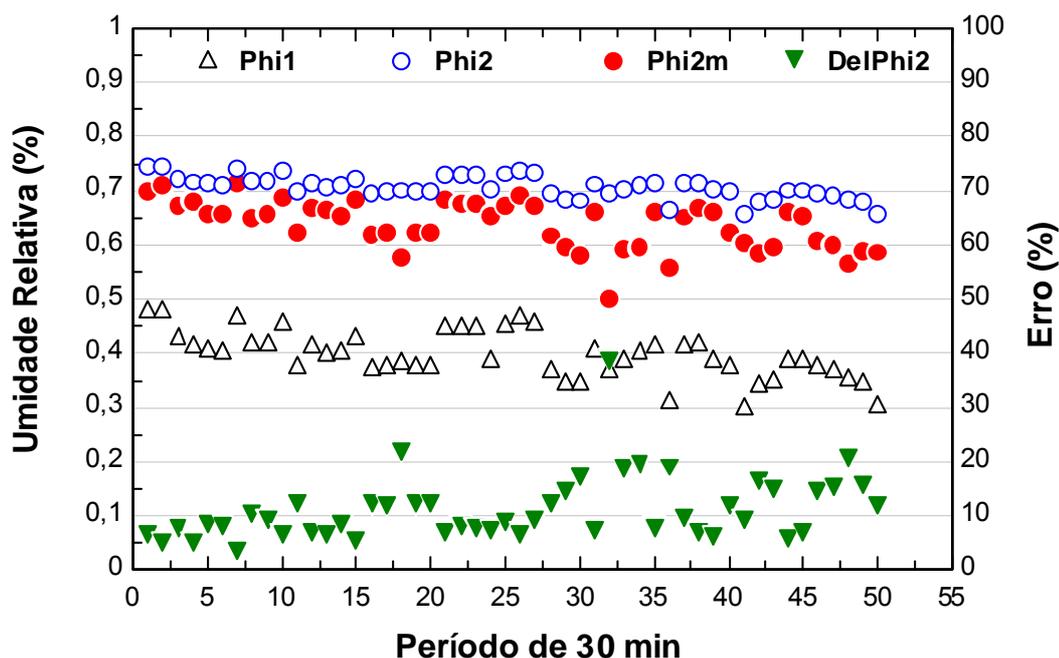


Figura 5.3 – Erro entre as umidades relativas medida e calculada na saída do painel

O erro absoluto médio verificado na Fig.5.3 foi de 10,7%, desconsiderando os valores máximo e mínimo. Obteve-se 94% dos ensaios com erros abaixo de 10%.

Analisando a umidade relativa, os valores calculados se mantiveram acima dos valores medidos. Dentre os valores medidos, a menor queda da umidade relativa no painel foi de 12,8%, e a maior foi de 28,2%. Já nos valores calculados, a menor queda foi de 26,6% e a maior foi de 35,3%.

Comparando os valores máximos e mínimos da temperatura e da umidade relativa, acima mencionados, podemos concluir que o painel evaporativo tem uma melhor eficiência na umidificação do que no resfriamento.

Considerando uma distribuição normal para os desvios das leituras, as incertezas nas medidas das umidades relativas serão assumidas como duas vezes o desvio padrão e considerando um intervalo de confiança de 95%, acrescidas pela precisão dos aparelhos. Assim,

Desvio Padrão = 4,43%

Incerteza = $(2 \times 4,43) + 3 = 11,9\%$

A Figura 5.4 mostra graficamente o comportamento da incerteza nas medições das umidades relativas na saída do ar do painel.

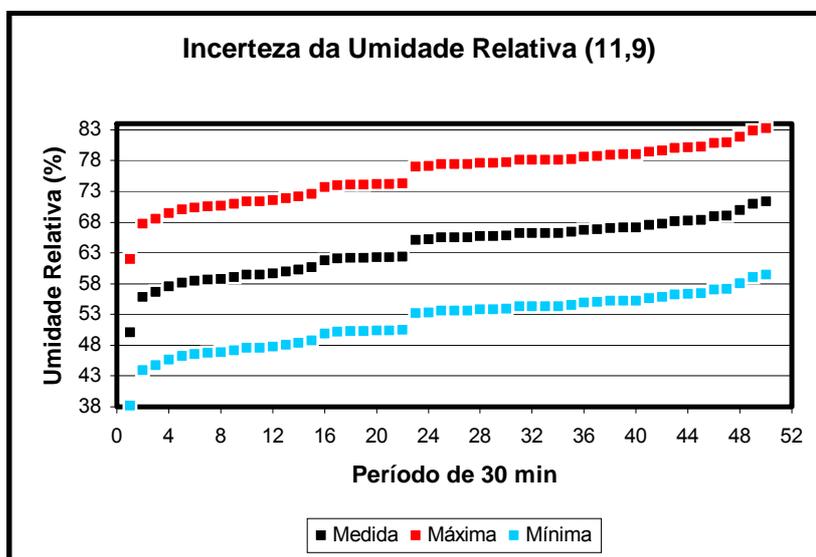


Figura 5.4 – Incerteza na medição das umidades relativas na saída do ar no painel

Um menor erro verificado em relação à temperatura comparado com o erro verificado na umidade relativa, é devido ao fato dos dados adquiridos representarem a média de nove pontos distintos da temperatura, enquanto na umidade relativa os dados foram adquiridos em um único ponto.

A Figura 5.5 informa o comportamento da efetividade do painel, definida na Eq.(3.5), para as três rotações do ventilador: a alta que corresponde à vazão de $3440 \text{ m}^3/\text{h}$, a média que corresponde à vazão de $2680 \text{ m}^3/\text{h}$ e a baixa que corresponde à vazão de $1610 \text{ m}^3/\text{h}$.

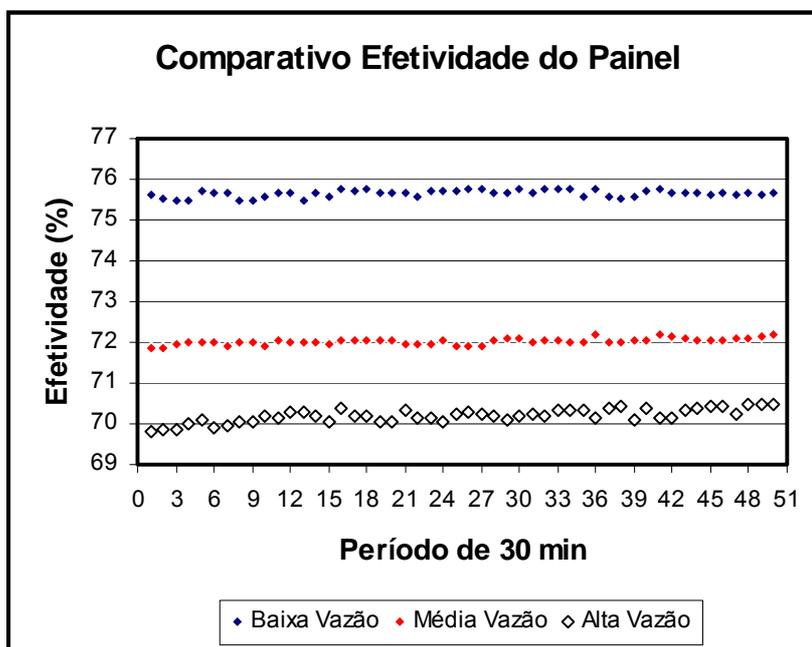


Figura 5.5 – Comparativo entre as efetividades calculadas do painel em função da vazão

Observa-se que a variação da vazão de ar que passa pelo painel influencia na efetividade do mesmo, diminuindo essa efetividade com o aumento da vazão de ar. Este comportamento é explicado em função do tempo de contato do ar com a superfície molhada, influenciando na troca de calor entre ambos.

Independentemente da variação climática, para cada vazão de ar no painel a efetividade calculada pelo modelo manteve-se praticamente constante, tendo uma variação aproximada de 0,4% na vazão baixa, 0,4% na vazão média e 0,9% na vazão alta.

A efetividade média do painel para cada rotação é de 75,6% para a baixa, 72,0% para a média e 70,2% para a alta.

Outro parâmetro observado neste estudo foi o consumo de água no painel para cada rotação do ventilador, que é mostrado no Fig.5.6.

O consumo é afetado pelas condições climáticas, principalmente com a umidade relativa, variando para cada período ensaiado com a mesma rotação.

O consumo de água no painel é menor quanto menor for a vazão de ar. O consumo médio de água foi de 4,8 l/h na baixa rotação, 6,4 l/h na rotação média e 7,5 l/h na alta rotação.

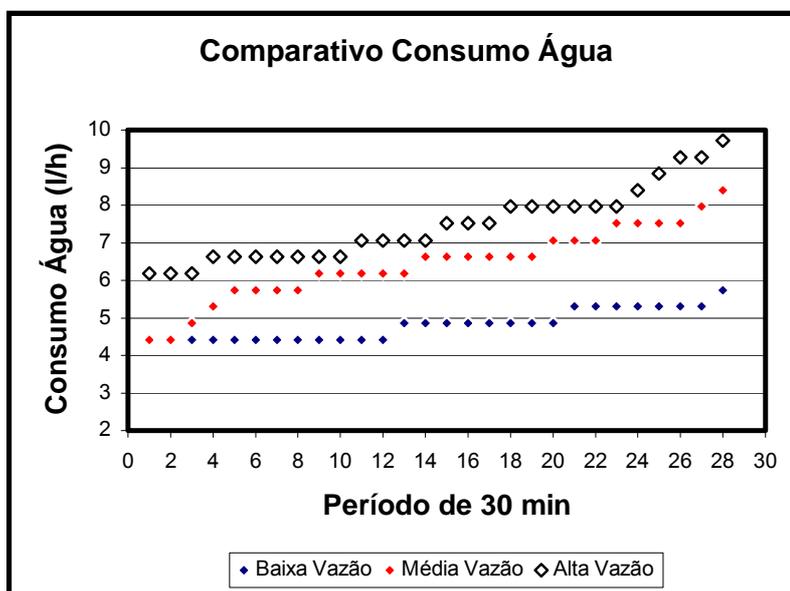


Figura 5.6 – Comparativo entre os consumos de água pelo painel em função da vazão

A Figura 5.7 compara as temperaturas da água do reservatório para cada rotação do ventilador. No dia 04.10 não foram adquiridas as temperaturas.

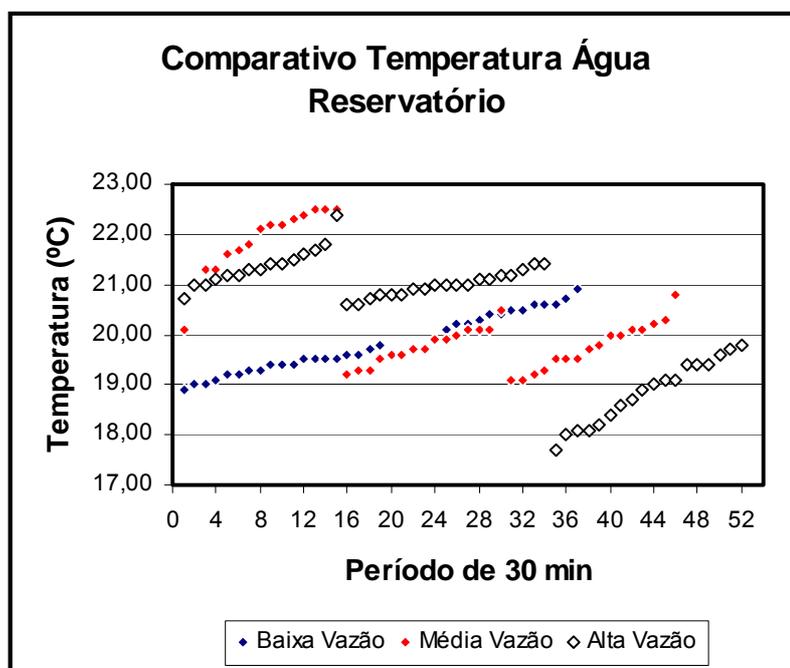


Figura 5.7 – Comparativo entre as temperaturas da água do reservatório em função da vazão

As quedas nas temperaturas mostradas na Fig.5.7, para cada rotação, são em função da reposição de água no reservatório externo, sempre que o mesmo atingia seu nível mínimo.

As variações percentuais apresentadas na Fig.5.7 foram significativas, contrariando a teoria de que a temperatura da água do reservatório é praticamente constante (Evaporative Air Conditioning HandBook, 3ª Edition, pg 13). A Tab.5.1 informa o valor dessas variações, e esta pode ser uma sugestão para estudos futuros.

Tabela 5.1 – Variação em °C da temperatura da água do reservatório

Vazão (m ³ /h)	Dia	10	13	5	8	12	6	7	11
1610		0,8	1,3						
2680				2,4	1,4	1,8			
3440							1,7	0,7	2,4

O coeficiente de desempenho-COP, informado na Fig.5.8, aumenta conforme vai aumentando a vazão de ar no painel. Os valores médio dos COP's são 0,41 para a baixa vazão, 0,57 para a média vazão e 0,70 para a alta vazão.

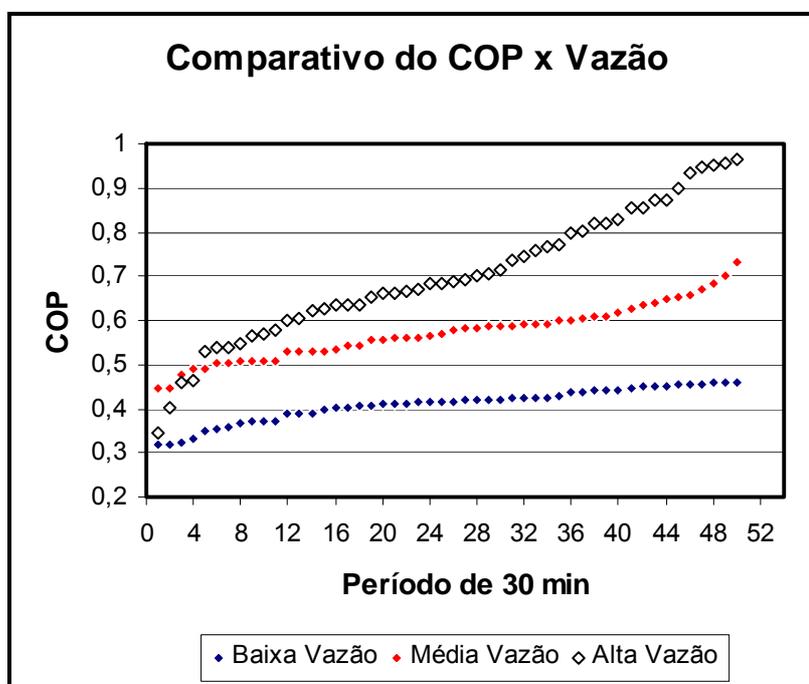


Figura 5.8 – Comparativo entre os COP's em função das vazões

Comparando a Fig.5.5 com a Fig.5.8 pode-se observar que o comportamento da efetividade e do COP do painel é diferente em relação à vazão de ar, enquanto a efetividade diminui com o aumento da vazão de ar, o COP aumenta com o aumento da vazão de ar.

5.2 Aplicação do Resfriamento Evaporativo no Brasil

A Tabela 5.2 informa as regiões do Brasil onde, potencialmente, o resfriamento evaporativo pode ser aproveitado.

A montagem da Tab.5.2 foi realizada com a sobreposição dos mapas mensais climáticos de temperatura e umidade relativa do Brasil apresentados no Anexo VII (www.inmet.gov.br/climatologia/mapas), e dessa forma identifica-se as regiões onde a combinação da temperatura e da umidade relativa proporciona condições de utilização do resfriamento evaporativo para conforto térmico.

Para caracterização de conforto térmico humano será utilizada a Fig.1.4, reproduzida abaixo, que trabalha com os parâmetros temperatura e umidade relativa, os mesmos abordados nos mapas climáticos do Anexo VII.

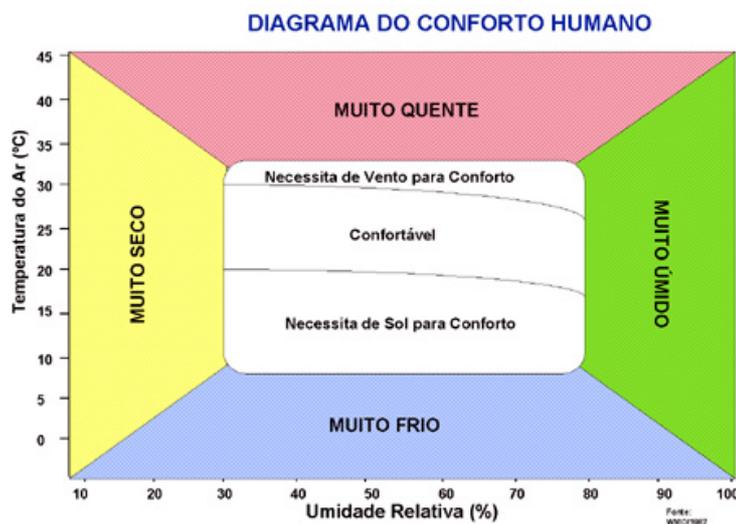


Figura 1.4 – Conforto térmico humano

As cores apresentadas na Fig.1.4 não têm nenhuma correlação com as cores registradas nas Tabs.5.2, 5.3 e 5.4.

Tabela 5.2 – Mapeamento regional da temperatura e da umidade relativa no Brasil

	RH %	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
AC	40-50							32	32	30			
	50-60					32	32						
AL	30-40										30		
	40-50	30		30									30
	50-60			28							30		
AP	50-60											28	28
AM	40-50									28			
	50-60									32			
BA	20-30									34	32		34
	30-40							28			30	30	30
	40-50	30		30	30	28	30			28		30	30
	50-60			28	28						30	28	
CE	20-30										32		34
	30-40							28	30	30	30	30	30
	40-50	30			30	28		30				30	
	50-60			28	28	30	30						
DF	10-20										34		
	30-40		28						28	30			
	40-50												30
ES	40-50										30		30
	50-60			28	28								
GO	10-20								34				
	20-30								32		32		
	30-40		30				30	30		30	30		
	40-50		28		30	28							30
	50-60		26		28							28	28
MA	30-40								32	30	30		
	40-50							32	30	28		30	30
	50-60					30	30					28	28
MT	10-20								34				
	20-30								32				
	30-40					30	30	30	32	30			
	40-50		28			28	32	32		28		30	
	50-60		26		28		32				30	28	28
MS	10-20								34				
	30-40		30			30	30	30					
	40-50		28		30	28				28	30		
	50-60	30		28								28	

Regiões do Brasil

N	S	O	L	NE	NO	SE	SO	CE	TD
---	---	---	---	----	----	----	----	----	----

	RH %	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
MG	10-20										34		
	20-30										32		
	30-40								28		30		30
	40-50		28			30	28					28	
	50-60	30	26		28	28							28
PA	30-40							30					
	40-50					28		32		28			
	50-60	30				32	32			32	30	28	28
PB	20-30										32		
	30-40											30	30
	40-50			30				30		28		30	
	50-60			28	28						30		
PR	40-50		28			28						30	
	50-60	30	26		28								
PE	20-30										32		34
	30-40								28		30	30	30
	40-50	30		30				30			30		
	50-60		26	28	28								28
PI	20-30								32	34	32		34
	30-40							30	32	30		30	30
	40-50				30	28	30					30	
	50-60				28	30	30						
RN	40-50					28		30				30	
	50-60			28							30		
RS	30-40		30									30	
	40-50		28									30	
	50-60				28								
RJ	40-50	30		30									30
	50-60	30	26	28	28								
RO	30-40								32	30			
	40-50						32	32					
	50-60				28	32							
RR	40-50			30								30	30
	50-60	30	26	28								28	28
SC	30-40		30										
	40-50		28									30	
	50-60	30	26	28								28	
SP	30-40					30	30	30	28				30
	40-50		28		30	28				28	30	30	
	50-60	30	26		28							28	

Regiões do Brasil

N	S	O	L	NE	NO	SE	SO	CE	TD
---	---	---	---	----	----	----	----	----	----

	RH %	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
SE	30-40										30		
	40-50	30											30
	50-60										30		
TO	20-30								32	34	32		
	30-40						30		32		30		
	40-50					28		32				30	30
	50-60										28		28
TM	20-30										32		
	30-40					30	30		28	30			
	40-50		28		30								
	50-60											28	

Regiões do Brasil

N	S	O	L	NE	NO	SE	SO	CE	TD
---	---	---	---	----	----	----	----	----	----

As cores registradas na Tab.5.2 são referentes às regiões de cada Estado, e são identificadas pelo diagrama no final da Tab.5.2

Tomando como exemplo na Tab.5.2 o estado do Tocantins, no mês de maio nas regiões central e sul as condições climáticas são de 28°C e umidade relativa entre 40 e 50%. Entrando com esses valores no modelo matemático, temos como valores de saída temperatura e umidade relativa de 20,8°C/69,3% para valores de entrada de 28°C/40%; saída de 21,5°C/71,6% para entrada de 28°C/45%; saída de 22,2°C/73,6% para entrada de 28°C/50%. Considerando que a temperatura do ar no recinto tem um aumento médio de 4°C, os valores das temperaturas de saída proporcionarão no recinto as temperaturas de 24,8/25,5/26,2°C.

As condições climáticas do recinto 24,8°C/69,3% e 25,5°C/71,6% analisadas na Fig.1.4, avalizam o uso do resfriamento evaporativo sem ressalvas naquelas regiões do Tocantins no mês de maio. Por esse motivo, na Tab.5.3, essas condições climáticas estão sombreadas de verde.

Já na condição 26,2°C/73,6% existe reservas quanto à utilização do resfriamento evaporativo, por exemplo, maior vazão de ar, razão do sombreamento laranja na Tab.5.3.

Aplicando no modelo matemático os valores da temperatura e da umidade relativa do ar de entrada no painel, selecionados na Tab.5.2, calcula-se a temperatura e a umidade relativa de saída no painel.

A Tabela 5.3 informa a temperatura e a umidade relativa na saída do painel, considerando uma pressão atmosférica média de 90 kPa, uma efetividade média do painel de 72,7% e a vazão de 3440 m³/h. Para calcular as condições de saída de um painel específico, entrando com a

pressão atmosférica local, a efetividade e a vazão do painel, o modelo fará o cálculo sem problema.

Considerando que a temperatura do recinto varia entre 3 a 5°C acima da temperatura do ar de saída do painel (Manual Técnico Basenge, pg.6), pode-se re-analisar a utilização desse sistema evaporativo nas regiões, comparando as Tabs.5.2 e 5.3.

Tabela 5.3 – Potencial de uso do resfriamento evaporativo em função da temperatura e da umidade relativa do ar calculadas para a saída do painel

Temperatura Entrada °C	26		28		30		32		34	
	°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	°C	%
HR Entrada %										
10									19,6	49,8
15									21,0	54,0
20							20,6	57,8	22,1	57,8
25							21,5	61,1	23,1	61,1
30			19,3	64,0	20,9	64,1	22,5	64,1	24,1	63,5
35			20,1	66,8	21,7	66,8	23,3	66,7		
40			20,8	69,3	22,5	69,2	24,2	69,1		
45			21,5	71,6	23,3	71,4	24,9	71,1		
50	20,5	73,7	22,2	73,6	23,9	73,4	25,7	73,0		
55	21,1	75,7	22,9	75,5	24,7	75,2	26,5	74,7		
60	21,7	77,5	23,5	77,2	25,3	76,8	27,2	76,1		
	Usar sem ressalvas		Usar com ressalvas				Não usar			

Nas regiões marcadas na Tab.5.2 onde as condições de temperatura e umidade relativa calculadas pelo modelo matemático se encontram dentro da faixa sombreada na cor verde na Tab.5.3, o sistema evaporativo proporciona condições de conforto, de acordo com a Fig.1.4, podendo ser utilizado sem reservas.

Nas regiões marcadas na Tab.5.2 onde as condições de temperatura e umidade relativa calculadas pelo modelo matemático se encontram dentro da faixa sombreada na cor laranja claro na Tab.5.3, o sistema evaporativo a ser usado deverá ter uma grande vazão de ar, para poder proporcionar as condições de conforto.

Nas regiões marcadas na Tab.5.2 onde as condições de temperatura e umidade relativa

calculadas pelo modelo matemático se encontram dentro da faixa sombreada na cor vermelho na Tab.5.3, o sistema evaporativo não proporcionará condições de conforto.

Comparando as regiões selecionadas na Tab.5.2 com as condições climáticas calculadas pelo modelo matemático e informadas na Tab.5.3, redefinimos a nova configuração mensal regional onde o sistema evaporativo pode ser utilizado, informada na Tab.5.4.

Tabela 5.4 – Mapeamento regional do potencial da utilização do resfriamento evaporativo no Brasil

	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
AC												
AL												
AP												
AM												
BA												
CE												
DF												
ES												
GO												
MA												
MT												
MS												
MG												
PA												
PB												
PR												
PE												
PI												
RN												
RS												
RJ												
RO												
RR												
SC												
SP												
SE												
TO												
TM												

Regiões do Brasil

N	S	O	L	NE	NO	SE	SO	CE	TD
---	---	---	---	----	----	----	----	----	----

Exemplificando o estado de Tocantins na Tab.5.4, o sistema evaporativo tem potencial de ser utilizado nas regiões central e sul no mês de maio, nas regiões oeste/sudoeste/central/leste no mês de novembro, e em todo o Estado nos meses de junho/julho/agosto/setembro/outubro/dezembro.

CAPÍTULO VI

CONCLUSÕES

6.1 Considerações Preliminares

O primeiro objetivo desta dissertação foi fundamentar os conhecimentos da psicrometria aplicada em sistemas evaporativos.

Procurou-se ter contato com todas as pesquisas sobre este assunto, além é claro, de se fazer uma ampla revisão bibliográfica, antes de realmente ser traçado um rumo ao presente estudo.

Muito se tem estudado sobre o resfriamento evaporativo, na maioria desses estudos está sendo focado modelos matemáticos e aplicações específicas. Então resolveu-se trabalhar sobre a aplicabilidade desse sistema no Brasil, mapeando as regiões onde o mesmo poderia ser bem aproveitado.

Para se realizar tal mapeamento houve a necessidade de desenvolver um modelo matemático que auxiliasse a simular ensaios localizados e aproveitar os valores simulados para analisar o potencial de utilização de sistemas evaporativos no Brasil.

Estudou-se alguns modelos obtidos na literatura e dentre todos escolheu-se aquele que melhor poderia ser adaptado ao presente trabalho, reescrevendo-o para sua validação.

Os ensaios foram realizados no período de 4 a 13.10.2005, adquirindo os dados todos os dias em intervalos de trinta minutos durante o dia todo.

A validação do modelo mostrou erros percentuais muito pequenos, menores que 7,5%, mas seria possível adquirir melhores resultados se algumas providências fossem tomadas na

aquisição dos dados, como por exemplo, ter protegido os sensores de temperatura da influência da radiação solar.

Principalmente na aquisição dos dados da umidade relativa, os erros foram maiores porque sua leitura foi realizada em um ponto específico, e não em vários pontos, onde se poderia ter uma média das leituras, como foi feito com a temperatura.

A sobreposição da temperatura e da umidade relativa nos mapas climáticos talvez possa ter ficado um pouco prejudicada, visto que praticamente só duas fontes confiáveis são disponíveis, o INPE e o INMET, e os dados não são os mesmos. Optou-se pelos mapas do INMET.

Na simulação das condições climáticas de entrada do ar no painel pelo modelo matemático, gerando as condições climáticas de saída do ar no painel, forneceu-se uma pressão atmosférica média e a maior vazão de ar do resfriador ensaiado, objetivando a não dispersão de resultados, ou seja, centrando nos principais parâmetros. Antes de tomar tal decisão, realizou-se simulações alterando tanto a vazão como a pressão atmosférica, e os resultados apresentados mostravam um erro menor que 1%, que consideramos desprezível.

Apesar de se relatar os conceitos e dados sobre o conforto térmico, não é objetivo deste estudo a preocupação do conforto térmico. O objetivo é o mapeamento das regiões favoráveis à instalação dos sistemas evaporativos.

Nessa dissertação procurou-se identificar as regiões do Brasil com potencialidade para a utilização de sistemas de resfriamento evaporativo direto de painel.

6.2 Considerações Finais

Observou-se na Tab.5.4 que os estados da Bahia, Ceará, Goiás, Mato Grosso, Mato Grosso do Sul, Minas Gerais, Paraíba, Pernambuco, Piauí, São Paulo, Tocantins e o Triângulo Mineiro, têm um potencial anual muito grande de utilização do resfriamento evaporativo em algumas de suas regiões.

Já os estados do Sergipe, Santa Catarina, Roraima, Rio Grande do Sul, Espírito Santo, Amazonas, Amapá, Alagoas e Acre, têm um potencial anual pequeno para utilização do resfriamento evaporativo, representando 25%.

Aproximadamente 70% dos estados brasileiros têm potencial para a utilização de sistemas evaporativos direto de painel, em mais da metade do ano. São estados com grandes densidades populacionais, representando um mercado comercial muito bom, que não está sendo aproveitado com eficiência, muito em função do preconceito de arquitetos e projetistas em relação aos sistemas evaporativos, e também pela não conscientização destes com o conforto térmico que as construções deveriam proporcionar.

Os meses de abril até dezembro, com uma pequena queda em junho, são aqueles com as maiores incidências de aproveitamento do sistema evaporativo durante o ano nos estados, com uma concentração maior ainda nos meses de setembro a dezembro.

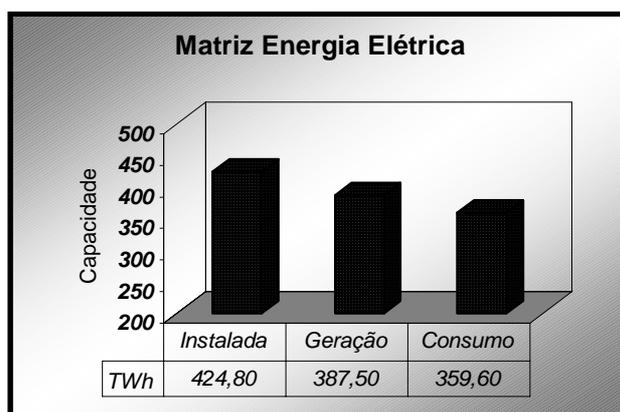


Figura 6.1 – Matriz da energia elétrica no Brasil em 2004

Assim, além de quase 70% dos estados, temos nos mesmos aproximadamente 75% do ano com condições climática favoráveis à utilização de sistemas evaporativos.

A Figura 6.1 informa a matriz de energia elétrica do Brasil em 2004, com foco na capacidade instalada, na geração e no consumo (www.mme.gov.br/sinopsedobalançoenergéticobrasileiro2005).

A Figura 6.2 discretiza o consumo de energia elétrica no Brasil em 2004 nos setores industrial, comercial, residencial e outros (www.mme.gov.br/sinopsedobalançoenergéticobrasileiro2005).

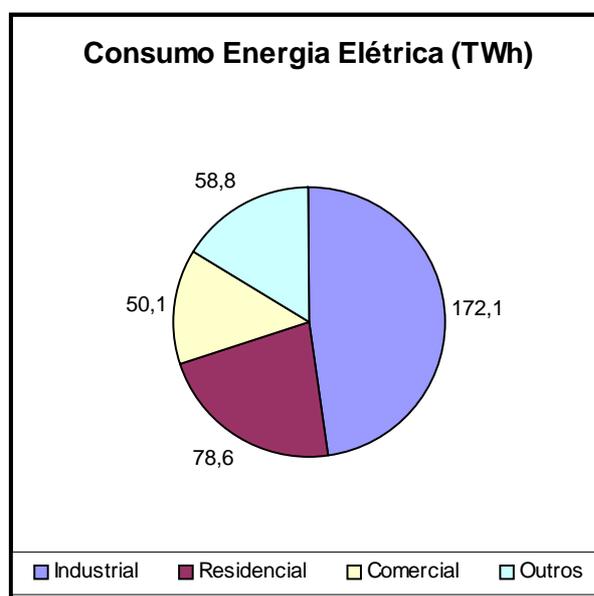


Figura 6.2 – Consumo de energia elétrica por setor

A Figura 6.3 informa a participação do consumo de energia elétrica na ventilação, ar condicionado e refrigeração (VACR), no total do consumo de energia elétrica verificado nos setores comercial e residencial.

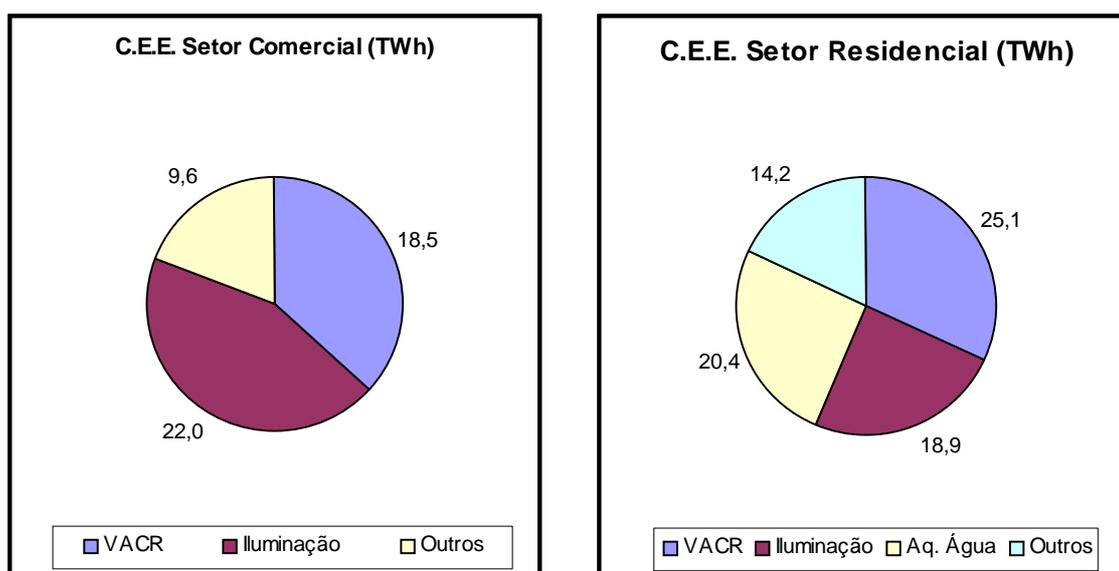


Figura 6.3 – Consumo de energia elétrica com VACR nos setores comercial e residencial

Os valores informados na Fig.6.3 correspondem aos percentuais de participação do VACR, nos setores comercial e residencial, registrados no relatório do MME/PROCEL-2002, aplicados sobre o registro de consumo informado na Fig.6.2.

Considerando o estudo realizado por Brown (1991), afirmando que o uso de sistemas evaporativos direto de painel reduz o consumo anual de energia elétrica em 15,1% e, com sistemas evaporativos indireto de painel a redução é de 38,6%, pode-se estimar uma diminuição razoável no consumo de energia elétrica com VACR aumentando o número de sistemas evaporativos instalados no Brasil.

Como não foram obtidos dados informativos sobre a participação de sistemas de ar condicionado no consumo de energia elétrica, não foi possível avaliar o valor real de “TWh” que poderia ser economizado com o incremento de sistemas evaporativos instalados no Brasil.

6.3 Recomendações

Neste trabalho foi possível identificar alguns parâmetros dos sistemas de resfriamento evaporativo passíveis de serem trabalhados em futuros estudos, quais sejam :

- influência do comprimento ótimo do canal do painel no desempenho térmico do resfriador;
- influência da velocidade do fluxo de massa do ar pelo painel no desempenho térmico do resfriador;
- um comparativo entre sistemas direto e indireto quanto ao rendimento térmico e ao consumo de energia elétrica;
- estudo do comportamento da temperatura da água do reservatório de resfriadores evaporativos de painel;
- fazer um estudo mais detalhado do potencial de economia de energia elétrica devido ao aumento de instalações de sistemas evaporativos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGUIAR, R.M., 2001, “Umificação Busca seu Espaço”, Revista do Frio, pp.37.
- BAIRD, C.D., BUCKLIN, R.A., WATSON, C.A. and CHAPMAN, F.A., 1993, “Evaporative Cooling System for Aquacultural Production”, Florida Cooperative Extension Service, University of Florida.
- BROWN, W.K. and WATT, J.R., 1997, “Evaporative Air Conditioning Handbook”, 3d Edition, pp. 12-42, USA.
- CAMARGO, J.R. and EBINUMA, C.D., 2001, “Resfriamento Evaporativo: Poupança de Energia e o Meio Ambiente”, Jornada de Iniciação Científica e de Pós-Graduação, UNESP-FEG, Guaratinguetá-SP, Brazil.
- CAMARGO, J.R. and EBINUMA, C.D., 2002, “A Mathematical Model for Direct and Indirect Evaporative Cooling Air Conditioning Systems”, Procedente do IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Caxambu-MG, Brazil.
- CAMARGO, J.R., 2001, “Resfriamento Evaporativo”, Revista Sul Ambiental, Nº 04, pp. 26-27.
- CASTRO, W.P. de., 2003, “Sistemas de Climatização por Resfriamento Evaporativo”, Projeto de Graduação-UnB, Brasília-DF, Brazil.
- CIOCCI, M.V., 2002, “Reflexos do Excesso de Calor na Saúde e na Redução da Produtividade”, Add Electronics, São Paulo, Brazil.
- DOWDY, J.A. and KARABASH, N.S., 1987, “Experimental Determination of Heat and Mass Transfer Coefficients in Rigid Impregnated Cellulose Evaporative Media”, ASHRAE Transactions, part2, Vol.93, pp.382-395
- FANGER, P.O., 1970, “Thermal Comfort”, McGraw-Hill Book Company, New York, USA.
- FILHO, U.B., 1997, “Resfriamento Evaporativo Direto e Indireto para Conforto ambiental na Região Centro-Oeste”, Projeto de Graduação-UnB, Brasília-DF, Brazil.
- GONÇALVES, A.A., 1971, “Metrologia”, pp.5.8-6.18.
- HUMPHREYS, M.A., 1976, “Field Studies of Thermal Comfort Compared and Applied”, Building Services Engineer, Watford, England, pp. 5-27.

- JOUDI, K.A. and MEHDI, S.M., 2000, "Application of Indirect Evaporative Cooling to Variable Domestic Cooling Load", *Energy conversion & Management*, Vol. 41, pp. 1931-1951.
- JOURNAL AWWA, 1998, Vol. 90, N° 4.
- KAYS, W.M. and LONDON, A.L., 1964, "Compact Heat Exchangers", 2d ed., Ed. MacGraw-Hill, New York, USA.
- LAMBERTS, R., LOMARDO, L.L.B., AGUIAR, J.C., and THOMÉ, M.R.V., 1996, "Eficiência Energética em Edificações: Estado da Arte", Ministério de Minas e Energia, Eletrobrás, Procel, Rio de Janeiro, Brazil, 104 p.
- NASA, "Compendium of Human Responses to the Aerospace Environment", Report CR-1205, Vol. 1.
- NICOL, F.A., 1993, "Handbook for Field Studies Toward an Adaptive Model", University of East London, London, England.
- PIMENTA, J.M.D and CASTRO, W.P, 2003, "Analysis of Different Applications of Evaporative Cooling Systems", Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering, COBEM 2003, São Paulo, Brazil.
- PIMENTA, J.M.D and CASTRO, W.P, 2004, "Heat and Mass Transfer Modeling for Commercial Evaporative Panels Simulations", Proceedings of the 18th International Congress of Mechanical Engineering, COBEM 2004, Belem, Brazil.
- POSTIGO, J.B., 1999, "La Climatización Evaporativa", *Revista Energía*, pp. 81-83.
- RORIZ, M., 2000, "Potencial de uso da Refrigeração Evaporativa no Estado de São Paulo", NUTAU'2000 – Tecnologia e Desenvolvimento, São Paulo, Brazil.
- SILVA, A.C.S.B. da, CUNHA NETO, J.A.B. da, LAMBERTS, R., 2002, "Modelo de Evaporação de Sprays em Escoamento Livre", Proceedings of the 9th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences.
- SILVA, C.A., 2000, "Modelling and Experimental Validation of Direct Contact Cooling Towers", Tese de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Faculty of Applied Sciences, University of Liège, Belgium.
- SILVA, C.A., 2004, "The Climate Influence on the HVAC System Project", Faculty of Applied Sciences, University of Liège, Belgium.
- SOUZA, M.G. de, 2001, "Umificação Busca seu Espaço", *Revista do Frio*, pp. 36.

- SOUZA, M.G. de, PÉREZ, J.C.N., 2002, “Resfriamento Evaporativo de Ar”, *Revista do Frio*, pp. 46-53.
- SUMATHY, K. and DAI, Y.J., 2002, “Theoretical Study on a Cross-Flow Direct Evaporative Cooler using Honeycomb Paper as Packing Material”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, pp. 1417-1430.
- TAN, K. and DENG, S., 2002, “A numerical Analysis of Heat and Mass Transfer Inside a Reversibly used Water Cooling Tower”, Department of Building Services Engineering, The Hong Kong Polytechnic University, Kowloon, Hong Kong SAR, China.
- THEPA, S., KIRTIKARA, K., HIRUNLABH, J. and KHEDARI, J., 1999, “Improving indoor Conditions of a Thai-Style Mushroom House by Means of an Evaporative Cooler and Continuous Ventilation”, *Renewable Energy*, Vol. 17, pp. 359-369.
- TORREIRA, R.P., 2003, “Refrigeração: Teoria e Prática”, *Revista do Frio*, pp. 58-61.
- XAVIER, A.A. de P., 1999, “Condições de Conforto Térmico para Estudantes de 2º Grau na Região de Florianópolis”, *Dissertação de Pós-Graduação em Engenharia Civil-UFSC*, Florianópolis-SC, Brazil.

ANEXO I

Dados Coletados e Metodologia para Cálculo das Velocidades e Vazões

Tabela AI.1 – Velocidade do ar

2,11	2,69	2,69	1,92
2,76	0,86	0,86	2,35
2,55	0,16	0,26	2,49
1,93	2,05	2,05	2,13

Tabela AI.2 – Velocidade do ar

2,40	2,60	2,60	1,82
2,70	0,84	0,84	2,40
2,65	0,52	0,70	2,75
2,10	1,92	1,92	1,82

A Tabela AI.1 informa os valores da velocidade do ar [m/s], no dia 04.10 às 16h00, na menor rotação, nas 16 secções em que foi dividida a grelha de saída do ar do resfriador evaporativo.

A Tabela AI.2 informa os valores da velocidade do ar [m/s], no dia 04.10 às 18h30, na menor rotação, nas 16 secções em que foi dividida a grelha de saída do ar do resfriador evaporativo.

Tabela AI.3 – Velocidade do ar

3,25	4,62	3,40	4,20
4,50	1,80	1,40	4,10
4,18	2,60	1,80	4,20
3,10	3,60	3,15	3,80

Tabela AI.4 – Velocidade do ar

3,53	4,32	4,10	2,65
4,65	1,00	1,00	4,00
4,30	2,36	1,30	4,16
3,25	3,50	3,38	3,68

A Tabela AI.3 informa os valores da velocidade do ar [m/s], no dia 05.10 às 10h30, na rotação média, nas 16 secções em que foi dividida a grelha de saída do ar do resfriador evaporativo.

A Tabela AI.4 informa os valores da velocidade do ar [m/s], no dia 05.10 às 17h30, na rotação média, nas 16 secções em que foi dividida a grelha de saída do ar do resfriador evaporativo.

Tabela AI.5 – Velocidade do ar

4,30	5,76	5,37	3,50
5,82	2,66	1,80	5,29
5,42	2,20	1,66	5,58
4,35	4,32	4,84	3,66

Tabela AI.6 – Velocidade do ar

4,60	5,47	5,62	3,30
5,80	1,98	1,86	5,32
5,55	2,20	1,94	5,57
4,08	4,41	5,21	4,29

A Tabela AI.5 informa os valores da velocidade do ar [m/s], no dia 06.10 às 11h15, na alta rotação, nas 16 secções em que foi dividida a grelha de saída do ar do resfriador evaporativo.

A Tabela AI.6 informa os valores da velocidade do ar [m/s], no dia 06.10 às 16h15, na alta rotação, nas 16 secções em que foi dividida a grelha de saída do ar do resfriador evaporativo.

Metodologia para calcular a vazão de ar do resfriador evaporativo

Devido à interferência da malha de termopar no centro da grelha de saída do ar do resfriador na leitura da velocidade de saída do ar, os valores sombreados no centro das tabelas não foram considerados no cálculo.

A grelha de saída do ar do resfriador é quadrada com lado no valor de 44 cm.

Foi realizada a leitura das velocidades no período da manhã e no período da tarde, para verificar se haveria uma variação muito grande nos valores, devido às condições climáticas. A variação nos valores calculados foi pífia.

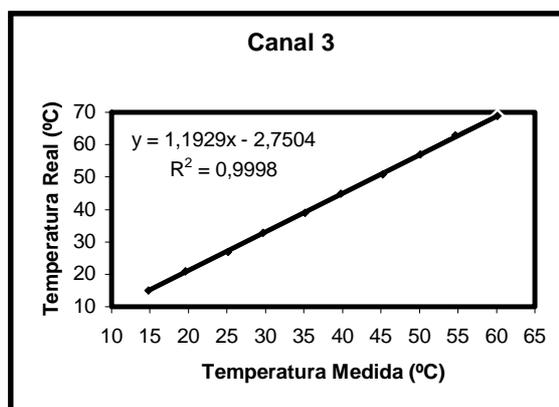
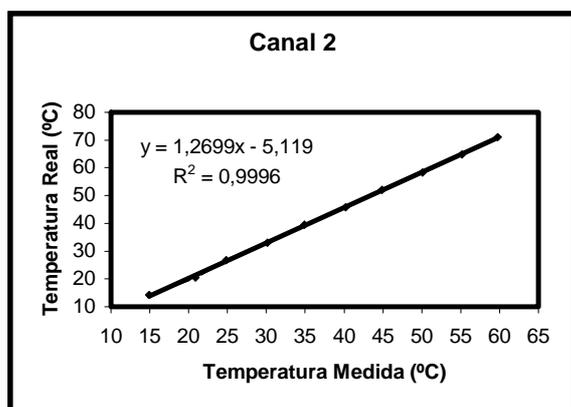
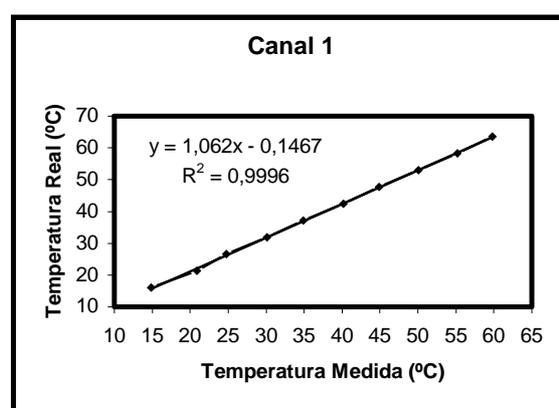
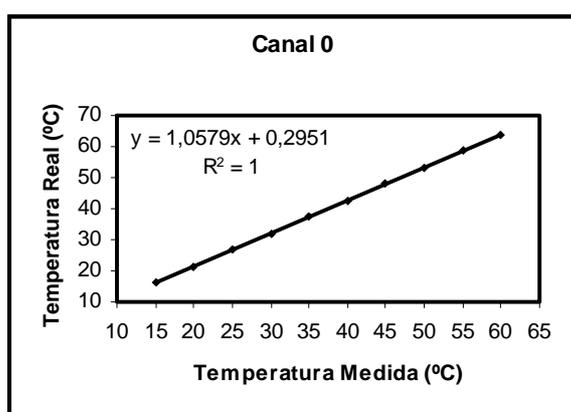
Calcula-se a média das 12 leituras realizadas das velocidades em cada período, de posse da média, multiplica-a pelo valor da área total da grelha de saída de ar do resfriador, obtendo-se a vazão média de ar na unidade [m³/s].

Multiplica-se a vazão média de ar obtida acima por 3600 e obtém-se a vazão média do ar de saída do resfriador na unidade [m³/h].

Dessa forma chegamos aos valores informados na Tab.4.4.

ANEXO II

Calibração dos Termopares



ANEXO III

Modelo Matemático

"Dados Geométricos do Painel"

$l = 0,1524$ { [m] espessura do painel }
 $A_{sv} = 400,0$ { [m²/m³] área da superfície úmida por unidade de volume do painel
(parâmetro do painel de celulose) }
 $1/l_e = A_{sv}$ { comprimento característico do escoamento no painel }
 $H = 0,06$ { [m] altura e largura do painel }
 $A_{sr} = H * H$ { [m²] área da seção reta do painel }
 $A_{up} = 2 * A_{sr}$ { [m²] área úmida por placa de painel }
 $A_{su} = A_{sv} * (l * A_{sr})$ { [m²] área úmida de todo painel }
 $N = \text{round}(A_{su}/A_{up})$ { número de placas }
 $V_{dot} = U * A_{sr}$ { [m³/s] Vazão de ar através do painel }
 $\delta = 4e-4$ { [m] espessura de uma placa do painel }
 $(l_c + \delta) * (N - 1) + \delta = l$ { distância entre duas placas de painel }

"Cálculo dos coeficientes h_M e h_H "

{ condições de entrada do ar }
 $U = 4,93$ { [m/s] velocidade da face do ar úmido }
 $P_{atm} = 0,925 * \text{convert}(\text{bar}; \text{Kpa})$ { [kPa] pressão atmosférica }
 $T_1 = 35$ { [°C] temperatura do ar }
 $\phi_1 = 0,4$ { umidade relativa }
 $T_{wb} = \text{WETBULB}(\text{Air}; H_2O; T = T_1; P = P_{atm}; R = \phi_1)$ { [°C] temperatura de bulbo úmido }

{ propriedades do ar seco na temperatura de filme }
 $T_f = (T_1 + T_2) / 2$ { [°C] temperatura de filme }
 $\mu = \text{VISCOSITY}(\text{Air}; T = T_f)$ { [kg/ms] viscosidade dinâmica }
 $k_a = \text{CONDUCTIVITY}(\text{Air}; T = T_f)$ { [W/mk] condutividade térmica }
 $\rho_a = \text{DENSITY}(\text{Air}; T = T_f; P = P_{atm})$ { [kg/m³] densidade do ar seco }
 $cp_a = 1000 * \text{CP}(\text{Air}; T = T_f)$ { [J/kgK] calor específico }
 $\alpha = k_a / (\rho_a * cp_a)$ { [m²/s] difusividade térmica }
 $D = 0,26 * 1e-4$ { [m²/s] coeficiente de difusão do vapor de água no ar }
 $Nu_a = \mu / \rho_a$ { [m²/s] viscosidade cinemática }

$Re = (U * l_e) / Nu_a$ { Número de Reynolds }
 $Pr = Nu_a / \alpha$ { Número de Prandtl }
 $Sc = Nu_a / D$ { Número de Schmidt }

{ correlações determinadas experimentalmente para esse tipo de painel (Dowdy e Karabash, 1987) }

$Nus = 0,1 * ((l_e/l)^{0,12}) * (Re^{0,8}) * Pr^{(1/3)}$ {Número de Nusselt}
 $Sh = 0,08 * ((l_e/l)^{0,12}) * (Re^{0,8}) * (Sc)^{(1/3)}$ {Número de Sherwood}

{coeficientes de transferência de massa e calor}
 $h_H = Nus * k_a / l_e$ {[W/m² K] coeficiente de transferência de calor}
 $h_M = Sh * D / l_e$ {[m/s] coeficiente de transferência de massa}

"Simulação da Transferência de Calor e Massa no Painel"

"transferência de calor"

$w_1 = HUMRAT(AirH2O; T=T_1; P=P_{atm}; R=phi_1)$
 $T_{wb} = 2,265 * ((1,97 + 4,3 * T_2 + 1e4 * w_2)^{0,5}) - 14,85$
 $cp_u = 1000 * CP(AirH2O; T=T_1; P=P_{atm}; R=phi_1)$
 $m_{dot_a} = rho_a * V_{dot}$
 $h_{v1} = 1000 * ENTHALPY(Water; T=T_1; x=1)$
 $h_{v2} = 1000 * ENTHALPY(Water; T=T_2; x=1)$
 $h_{vwg} = 1000 * ENTHALPY(Water; T=T_{wb}; x=1)$

"equação para calcular T_2"

$h_H * A_{su} * (T_2 - T_1) / \ln((T_2 - T_{wb}) / (T_1 - T_{wb})) = m_{dot_a} * (cp_a * (T_1 - T_2) + w_1 * (h_{v1} - h_{vwg}) - (HUMRAT(AirH2O; T=T_2; P=P_{atm}; B=T_{wb})) * (1000 * ENTHALPY(Water; T=T_2; x=1) - h_{vwg}))$

$c1 = T_2 - T_{wb}$

$c2 = T_1 - T_{wb}$

$DELTA_T = (c2 - c1) / \ln(c1 / c2)$

$q_{be} = m_{dot_a} * (cp_a * (T_1 - T_2) + w_1 * (h_{v1} - h_{vwg}) - w_2 * (h_{v2} - h_{vwg}))$

$q_s = m_{dot_a} * cp_u * (T_1 - T_2)$

$q_{lm} = -h_H * A_{su} * DELTA_T$

$epsilon = 100 * (T_1 - T_2) / (T_1 - T_{wb})$

"transferência de massa"

$m_{dot_e} = m_{dot_a} * (w_2 - w_1)$

$rho_{v1} = DENSITY(H2O; T=T_1; P=P_{atm})$

$rho_{v2} = DENSITY(H2O; T=T_2; P=P_{atm})$

$rho_{vw} = DENSITY(H2O; T=T_{wb}; P=P_{atm})$

$m_{dot_{e2}} = -h_M * A_{su} * (rho_{v2} - rho_{v1}) / \ln((rho_{v2} - rho_{vw}) / (rho_{v1} - rho_{vw}))$

$rho_w = DENSITY(Water; T=T_1; P=P_{atm})$

$w_{wb} = HUMRAT(AirH2O; T=T_{wb}; P=P_{atm}; B=T_{wb})$

$phi_2 = RELHUM(AirH2O; T=T_2; P=P_{atm}; W=w_2)$

"VALIDAÇÃO"

$w_{2m} = HUMRAT(AirH2O; T=T_{2m}; P=P_{atm}; R=phi_{2m})$
 $T_{wbm} = 2,265 * ((1,97 + 4,3 * T_{2m} + 1e4 * w_{2m})^{0,5}) - 14,85$
 $epsilon_m = 100 * (T_1 - T_{2m}) / (T_1 - T_{wbm})$
 $delta_phi2 = 100 * \text{abs}(phi_{2m} - phi_2) / phi_{2m}$
 $delta_T2 = 100 * \text{abs}(T_{2m} - T_2) / T_{2m}$
 $DELTA_epsilon = 100 * \text{abs}(epsilon_m - epsilon) / epsilon_m$

```
*****
```

```
"VALIDAÇÃO"
```

```
*****
```

```
COP=q_be/(P_vent+P_bb)
```

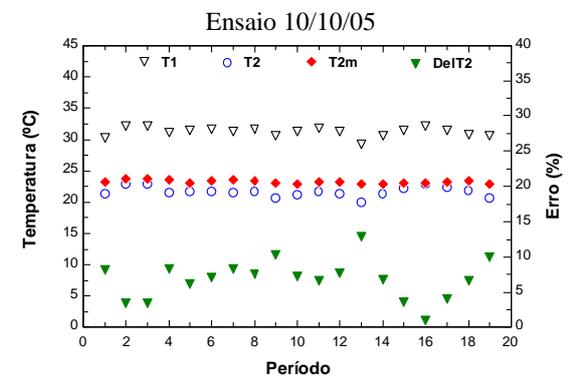
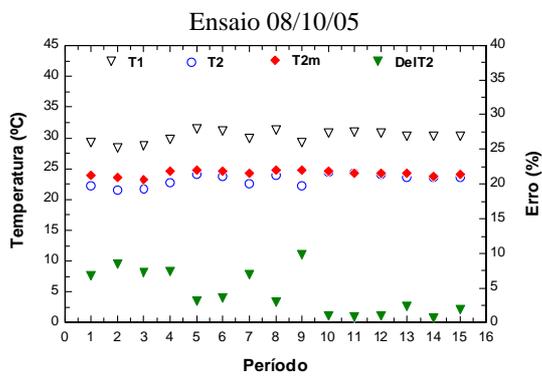
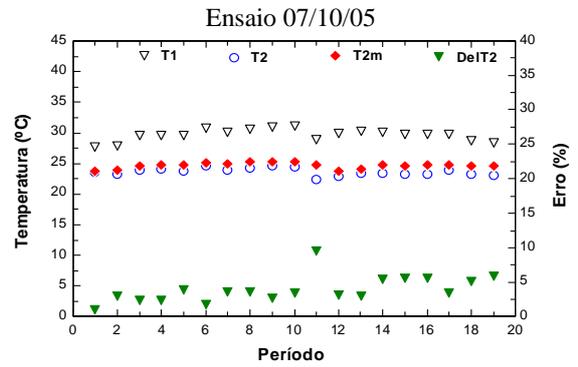
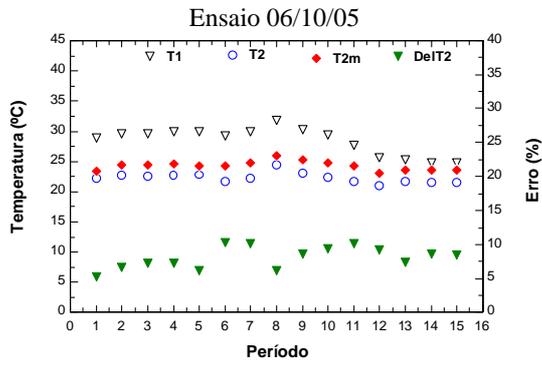
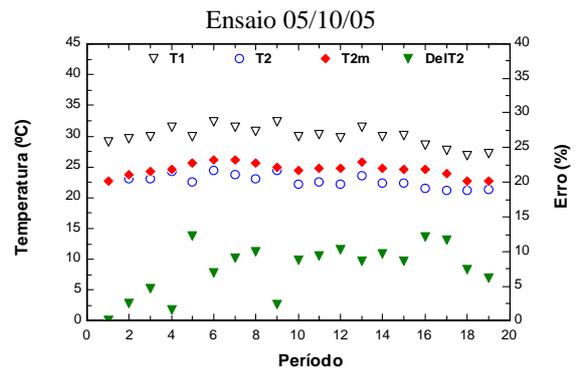
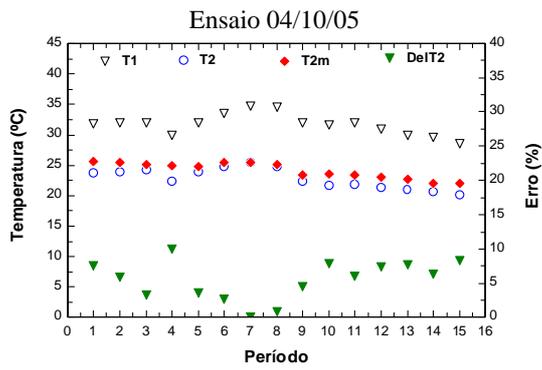
```
P_vent=170
```

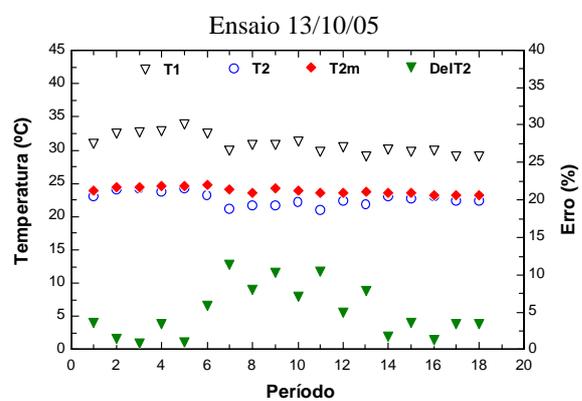
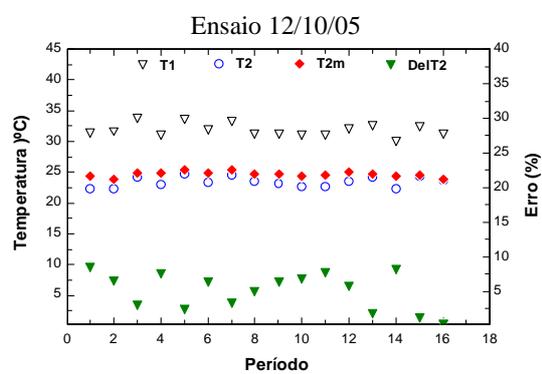
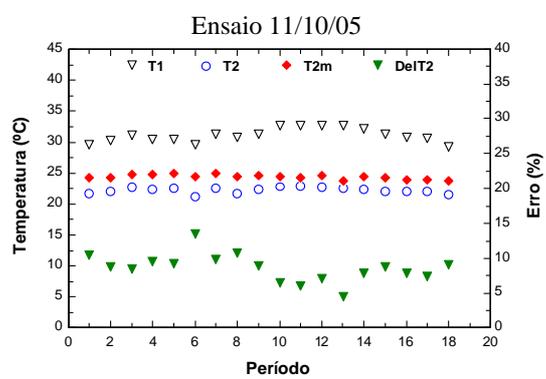
```
P_bb=30
```

p=período

ANEXO IV

Gráficos das Temperaturas





ANEXO V

Gráficos das Umidades Relativas

