

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

AR CONDICIONADO COM
RESFRIAMENTO NOTURNO

Autor: CAIO GLAUCO SANCHEZ

Orientador: JOAQUIM SEVERINO DE PAIVA NETTO

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia de Campinas da UNICAMP como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de MESTRE EM CIÊNCIAS.

AGOSTO DE 1982

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

AR CONDICIONADO COM RESFRIAMENTO NOTURNO

RESUMO

Um sistema de ar condicionado que utiliza água resfriada durante a noite em uma piscina é desenvolvido neste trabalho. Pouco antes do sol nascer a água é armazenada e, utilizando-se de um trocador de calor, mantém-se o ambiente em condições de conforto a 80°F. O sistema é apropriado para regiões onde, no verão se tenha noites frias e dias solares quentes, como nos Planaltos Brasileiros. A energia consumida é de somente 10% daquela conseguida por um sistema convencional de compressão-vapor. O sistema se ajusta muito bem com as condições sócio-econômicos de países em desenvolvimento.

CAPITULO 1	APRESENTAÇÃO E OBJETIVOS
CAPITULO 2	MODELO TEÓRICO
CAPITULO 3	EQUACIONAMENTO MATEMÁTICO DO MODELO
CAPITULO 4	PROGRAMAS
CAPITULO 5	ENSAIOS DE CAMPO E RESULTADOS
CAPITULO 6	CONCLUSÕES FINAIS
CAPITULO 7	BIBLIOGRAFIA

CAPÍTULO 1

APRESENTAÇÃO E OBJETIVOS

1.1. INTRODUÇÃO

Criar condições de conforto torna-se nos dias atuais um fator importante no projeto de moradias, locais de trabalho, de estudo e mesmo locais de lazer, sendo um problema com certa dificuldade de resolução em climas tropicais como o nosso. As soluções tradicionais, pouco acessíveis à população em geral, com consumo elevado de energia, mostram-se impróprias às nossas condições de desenvolvimento. Uma questão que surge portanto é a de que poderíamos criar soluções nossas, de custo acessível, com baixo consumo de energia, que substituam pelo menos parcialmente os sistemas tradicionais de condicionamento e, basicamente, não dependam de tecnologia importada nem requeiram altos investimentos para sua execução.

Com esse intuito estudamos e apresentamos aqui um sistema de resfriamento e condicionamento de ar que pode em algumas regiões do Brasil apresentar a eficiência do ar condicionado tradicional e em outras regiões ser incorporado a outras soluções de modo a trazer condições satisfatórias de conforto.

Embora seja uma solução não convencional, a idéia não é nova, tendo sido utilizada com objetivos diversos na Índia, Egito e Pérsia desde épocas remotas. Implica, porém, em se adotar uma filosofia de projeto e pesquisa adequada e exige certa independência intelectual para que seja julgada corretamente dentro de nosso atual contexto sócio-econômico.

1.2. ALGUNS FUNDAMENTOS SOBRE CONFORTO TÉRMICO

A temperatura do corpo humano depende do balanço entre produção de calor pelo metabolismo e perdas de calor pela superfície da pele de modo a mantê-la entre 36°C e 37°C (97°F e 99°F) em condições normais.

Quando as condições do ambiente são tais que o metabolismo não consiga funcionar perfeitamente, esta temperatura se altera e temos a sensação de desconforto: frio ou calor e cansaço. O objetivo, portanto, de todo sistema projetado para proporcionar conforto térmico é manter as condições ambientais ótimas para o bom funcionamento do metabolismo.

Experimentalmente descobriu-se que a sensação de conforto é resultado da integração de vários fatores: temperatura de bulbo seco, umidade e velocidade do ar e radiação térmica (proveniente de alguma superfície à temperatura muito alta ou muito baixa).

Quando a radiação for desprezável podemos utilizar como índice de conforto térmico a Temperatura Efetiva (ET), um índice empírico obtido da combinação simples dos efeitos sobre o corpo humano da temperatura de bulbo seco, umidade e movimento do ar, apresentada em cartas do tipo da fig. 1. Conhecendo-se as variáveis envolvidas teremos a temperatura efetiva normal para o corpo humano. Na figura os limites de conforto estão entre 65 e 80 ET.

Mais recente é a carta de conforto da ASHRAE [1], editada em 1950, com uma revisão do índice ET. Esta carta, na fig. 2, nos fornece também alguma informação subjetiva, ou seja, os limites de situações onde o indivíduo se sente: confortável, quente, ligeiramente quente e ligeiramente frio, e as porcentagens de indivíduos que sentem-se confortáveis em cada faixa, tanto no verão como no inverno. Nesta carta a velocidade de circulação do ar está fixada em 0,76 m/s a 0,127 m/s (1r a 25 ft/min).

1.3. OBJETIVOS E SOLUÇÕES

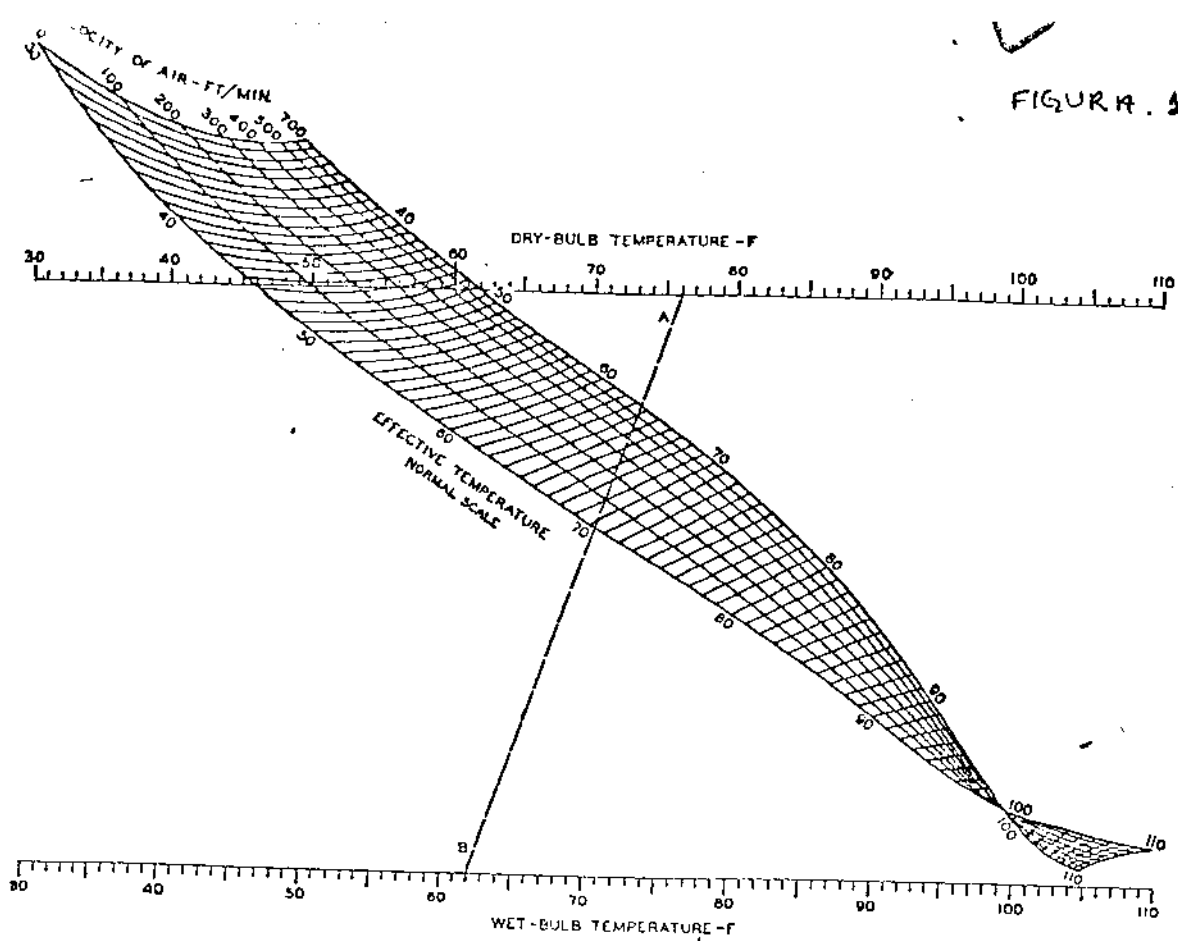
Dentro do objetivo geral de criar um sistema simples, não-dispendioso, com tecnologia pouco sofisticada, já de antemão suspeitávamos que teríamos de trabalhar com baixas eficiências térmicas.

Portanto, nos pareceu ideal o sistema de condicionamento mediante resfriamento de ar por um trocador de calor cuja água fôra resfriada durante a noite anterior ao dia de sua utilização. Este sistema proporciona conforto térmico, tem fácil operação, baixo consumo, fácil construção e manutenção simples.

A água é resfriada durante a noite numa piscina apropriada, pela manhã é armazenada num reservatório térmico e circula durante o dia pelo trocador de calor por onde passa o ar recirculado do ambiente.

Nosso estudo prendeu-se à otimização do tanque de resfriamento, cujo volume, profundidade e localização no ambiente passam a ser fundamentais para a obtenção de baixa temperatura no fim da noite com volume adequado de água. Nesta otimização o estudo compôs-se de duas etapas: 1) montagem experimental para obtenção de dados primários; 2) equacionamento teórico, simulação e checagem do nosso modelo com o sistema real. Como exemplo de utilização foi montado um modelo de simulação do sistema de resfriamento para o "Espaço Cultural Anhembi", um auditório de 1600 lugares (ainda em projeto). Para tanto, nos foram fornecidos a planta e dados do projeto. Como resultado, obtivemos o comportamento simulado do sistema e a variação das temperaturas envolvidas.

FIGURE 1.



HOW TO USE THE CHART: Draw line A-B through measured dry-bulb and wet-bulb temperatures. Read effective temperature or velocity at desired intersections with line A-B. EXAMPLE: Given 75 F db and 62 F wb, read: 69 ET at 100 fpm velocity, or 340 fpm required for 66 ET.

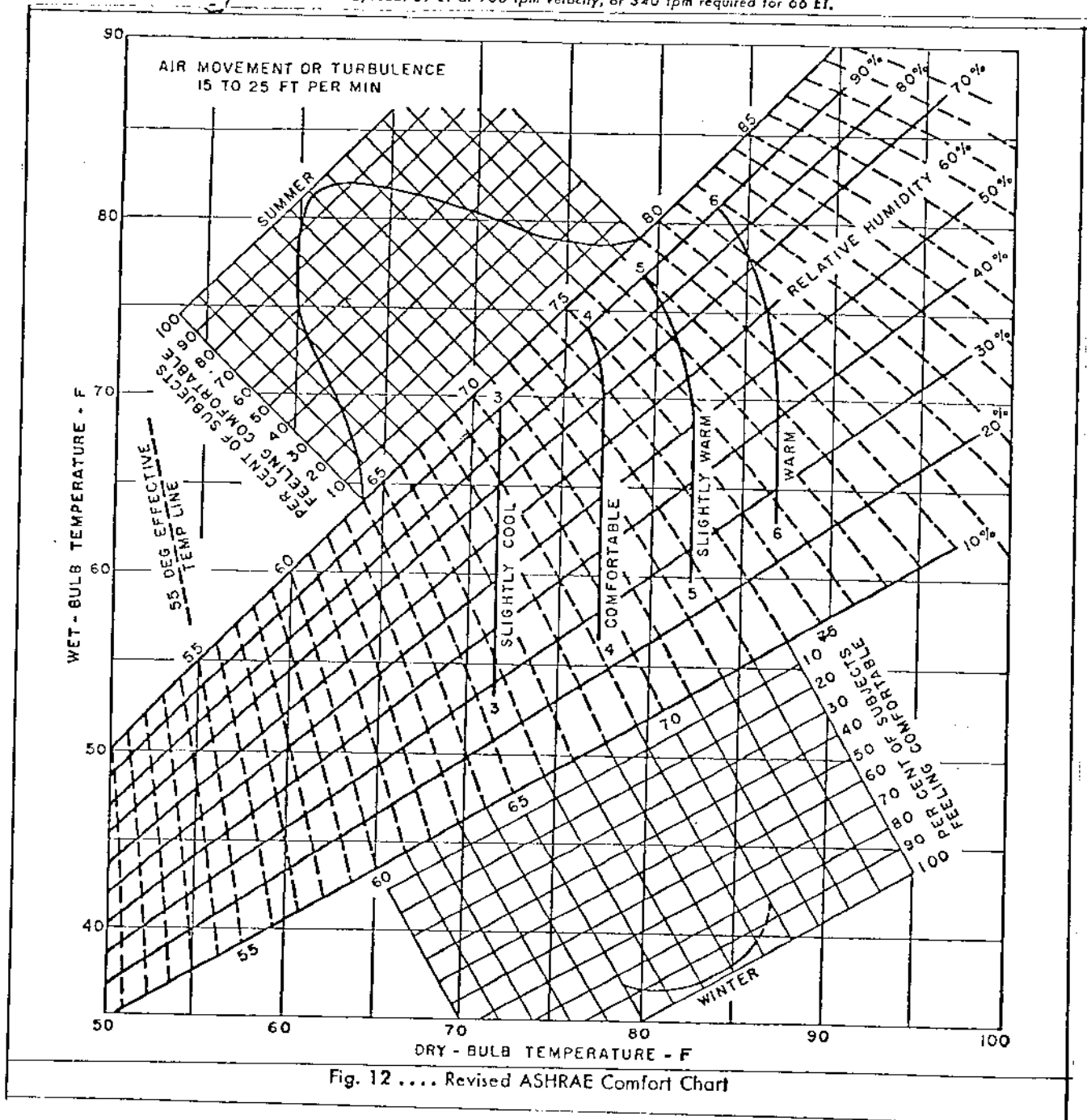
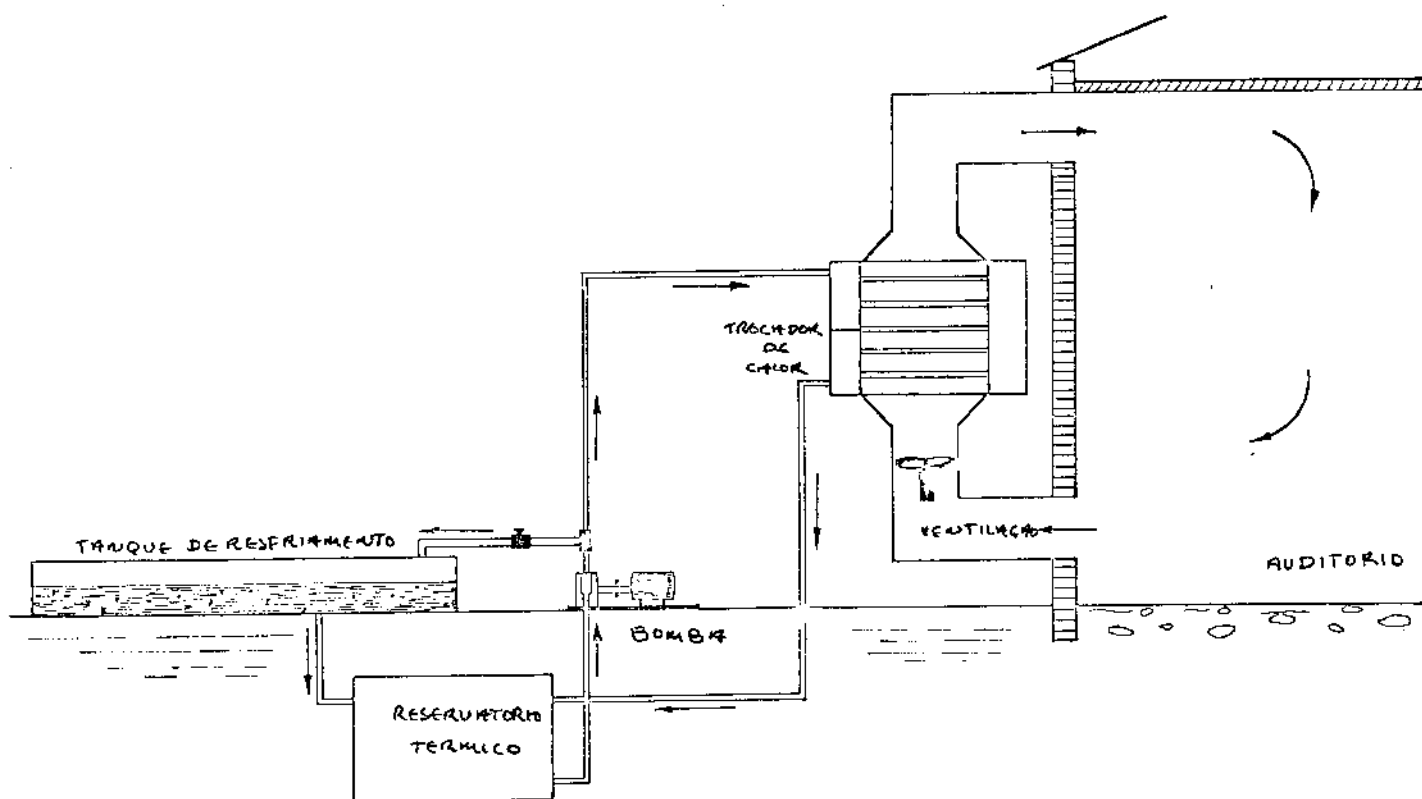


Fig. 12 Revised ASHRAE Comfort Chart

FIGURE 2.

1.4. ESQUEMA DO SISTEMA SIMULADO



SISTEMA DE RESFRIAMENTO

FIGURA 3

MODELO TEÓRICO

2.1. INFORMAÇÕES GERAIS SOBRE OS FENÔMENOS ENVOLVIDOS NO RESFRIAMENTO NOTURNO

- Radiação

É sabido que o céu noturno é mais frio do que o ar ambiente ao nível do chão. Esta temperatura é aparente e equivaleria à temperatura de um corpo negro colocado acima de nossas cabeças fazendo a mesma troca de calor por radiação que o céu, isto sendo conseqüência das baixas temperaturas das altas camadas atmosféricas e do firmamento, este praticamente a 0°K . A água do tanque, devido às baixas temperaturas em que se dá essa troca, será praticamente opaca, com uma emissividade de aproximadamente 0,95, como conseqüência a temperatura da água do tanque diminui.

- Convecção

O ar ambiente noturno trocará calor por convecção com a superfície do tanque, sendo porém desfavorável, já que em geral o ar está à temperatura maior que da água. O coeficiente de película está intimamente ligado com a velocidade do vento, tendo sido utilizados na nossa simulação teórica relações comumente encontradas na literatura.

- Evaporação

A temperatura da água será influenciada também pela variação de entalpia devido à evaporação ou condensação de vapor de água na superfície livre do tanque.

Esta evaporação (ou condensação) é função das diferenças de pressão de vapor entre a água do tanque e o ar ambiente, pressão esta influenciada por sua vez pela velocidade do vento sobre a superfície da água.

- Condução

Pode haver condução de calor entre o solo e o fundo do tanque de resfriamento, comandada pela lei de Fourier, porém, devido ao isolamento do tanque experimental e para simplificar, desprezamos qualquer pequena troca de calor pelas paredes e chão deste reservatório.

Nosso interesse fixa-se em simular o resfriamento da água do tanque durante a noite e encontrar curva de temperatura da água, para diversas profundidades, baseando-se em dados ambientais fornecidos pelo Instituto Agronômico de Campinas e em testes por nós realizados em um pequeno reservatório instrumentado.

MODELO TEÓRICO

2.1. INFORMAÇÕES GERAIS SOBRE OS FENÔMENOS ENVOLVIDOS NO RESFRIAMENTO NOTURNO

- Radiação

É sabido que o céu noturno é mais frio do que o ar ambiente ao nível do chão. Esta temperatura é aparente e equivaleria à temperatura de um corpo negro colocado acima de nossas cabeças fazendo a mesma troca de calor por radiação que o céu, isto sendo consequência das baixas temperaturas das altas camadas atmosféricas e do firmamento, este praticamente a 0°K . A água do tanque, devido às baixas temperaturas em que se dá essa troca, será praticamente opaca, com uma emissividade de aproximadamente 0,95, como consequência a temperatura da água do tanque diminui.

- Convecção

O ar ambiente noturno trocará calor por convecção com a superfície do tanque, sendo porém desfavorável, já que em geral o ar está à temperatura maior que da água. O coeficiente de película está intimamente ligado com a velocidade do vento, tendo sido utilizados na nossa simulação teórica relações comumente encontradas na literatura.

- Evaporação

A temperatura da água será influenciada também pela variação de entalpia devido à evaporação ou condensação de vapor de água na superfície livre do tanque.

Esta evaporação (ou condensação) é função das diferenças de pressão de vapor entre a água do tanque e o ar ambiente, pressão esta influenciada por sua vez pela velocidade do vento sobre a superfície da água.

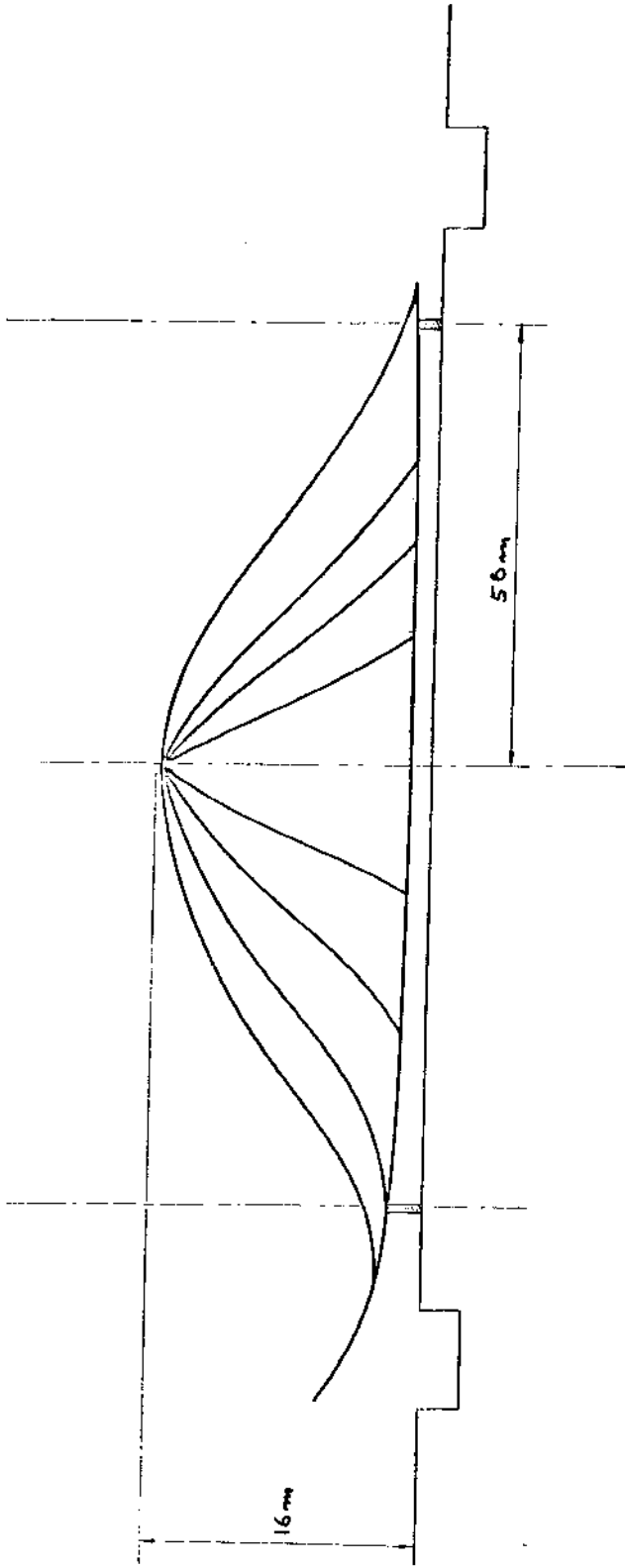
2.2. INFORMAÇÕES GERAIS SOBRE O SISTEMA DE RESFRIAMENTO DE AR

Nesta parte efetua-se o estudo do comportamento de um trocador gás-líquido acoplado a um reservatório termicamente isolado que armazena durante o dia a água resfriada à noite. O trocador por sua vez resfriará o ar recirculado do ambiente em que se deseja proporcionar uma melhora no conforto térmico.

Baseando-se em um trocador de calor convencional, montou-se um sistema de simulação teórica que parte de dados ambientais e da resposta da simulação do resfriamento noturno e fornece o comportamento térmico do ambiente e do trocador de calor.

O trocador escolhido foi um compacto de tubos aletados, fluxo cruzado puro com aletas retangulares e passo simples (figura 4).

Para os cálculos de carga térmica usamos o ambiente do Espaço Cultural Anhembi, auditório ainda em fase de projeto, de 1600 lugares que futuramente será construído em São Paulo (figura 5).



ESPAÇO CULTURAL ANHEMÓBI FIGURA 5.

EQUACIONAMENTO MATEMÁTICO DO MODELO

3.1. EQUACIONAMENTO DO RESFRIAMENTO NOTURNO

Sendo o céu noturno mais frio que o ar ambiente ao nível do chão, este permite que haja uma troca líquida de energia radiante entre ele e a água do tanque. Esta temperatura do céu é aparente e equivaleria à temperatura de um corpo negro devido às baixas temperaturas do firmamento (Praticamente 0°K) e das altas camadas atmosféricas. Porém, devido ao fato de que a atmosfera irradia somente em certas bandas de comprimento de onda e que sua temperatura não é uniforme, a temperatura aparente do firmamento, será baixa como sendo utilizada nas formulações matemáticas a temperatura efetiva do céu.

3.1.1. Trocas de calor

Isolando-se cada um dos efeitos (figura 6), podemos formular as equações de troca de calor:

a) Por radiação

A troca líquida de calor por radiação entre a água e o céu noturno pode ser escrita segundo relação apresentada por Siegel-Howel [5].

$$\frac{dQ_r}{dt} = \sigma A (E_w T_w^4 - E_a T_s^4) \quad (1)$$

onde:

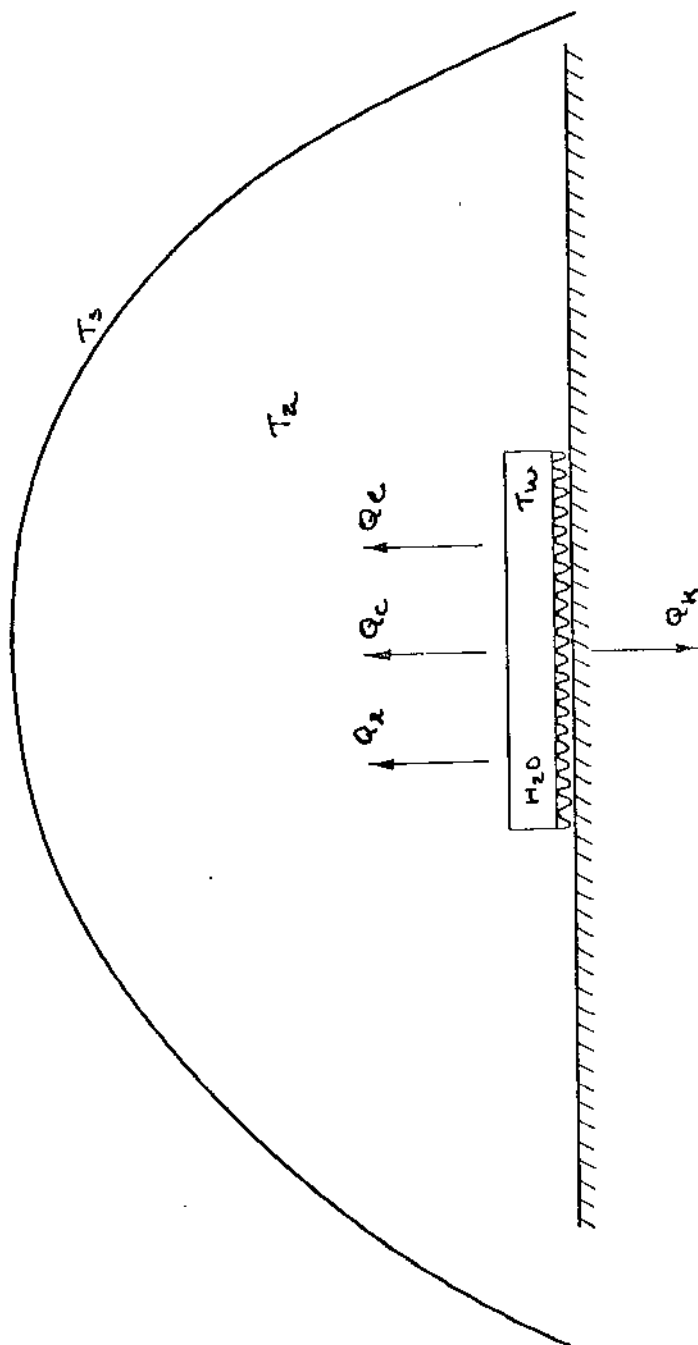
$\frac{dQ_r}{dt}$ - troca líquida de energia por radiação, em W

σ - constante de Stefan-Boltzmann, em W/m^2K^4

A - área da superfície do tanque, em m^2

E_w - emissividade da água

E_a - emissividade do ar



BALANÇO ENERGETICO NO TANQUE

FIGURA .6.

T_w - temperatura média da água do tanque, em K

T_s - temperatura efetiva do céu, em K

A constante de Stefan-Boltzmann [5] vale:

$$\sigma = 5,729 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$$

A temperatura efetiva do céu T_s é encontrada, segundo a literatura de diversos modos:

Parmelle-Aubelle [2] propõe:

$$T_s = (0,55 + 0,33 (P_w)^{1/2})^{1/4} T_a \quad (2)$$

onde:

P_w - pressão parcial de vapor d'água na interface ar-água ,
à temperatura T_w , em Hg

T_a - temperatura de bulbo seco do ar, em K

Swinbank [3] propõe, tal como é apresentado em [11], uma relação mais simples:

$$T_s = 0,0552 T_a^{1.5} \quad (3)$$

para as temperaturas em K.

Já Whillier [4], simplificadamente nos apresenta:

$$T_s = T_a - 6 \quad (4)$$

para as temperaturas em °C.

Após alguns estudos preliminares verificamos que a relação (4) apresentada por Whillier se adequava mais às nossas condições, já que em simulação prévia foi a que mais aproximou os dados teóricos dos práticos e simplificava a coleta de dados

experimentais. A temperatura efetiva do céu é assunto ainda carente de estudos mais aprofundados. Todas as fórmulas acima são apresentadas para céu limpo, sem nuvens.

b) Por convecção

A superfície da água troca calor por convecção com o ar ambiente noturno, segundo a já conhecida relação de Newton [6]:

$$\frac{dQ_c}{dt} = A \bar{h}_c (T_w - T_a) \quad (5)$$

onde:

- $\frac{dQ_c}{dt}$ - calor trocado por convecção entre a superfície da água e o ar ambiente, em W.
 \bar{h}_c - coeficiente de transferência de calor por convecção, em $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ para as temperaturas em $^\circ C$.

Avaliar o coeficiente de transferência de calor \bar{h}_c é problemático. Dependendo da velocidade do vento na superfície podemos ter escoamentos laminar ou turbulento. Apesar de dificilmente termos velocidades de vento inferior a 0,8m/s, segundo [7], \bar{h}_c pode ser calculado através do número de Nusselt para superfícies planas:

- velocidade abaixo de 0,8 m/s, escoamento laminar:

$$Nu = 0,664 (Re)^{1/2} (Pr)^{1/3} \quad (6.a)$$

- velocidade acima de 0,8 m/s, escoamento turbulento:

$$Nu = 0,036 (Re)^{0.8} (Pr)^{1/3} \quad (6.b)$$

onde:

Nu - número adimensional de Nusselt: $\bar{h}_c L/Kf$

Re - número adimensional de Reynolds: vpL/M

Pr - número adimensional de Prandtl: cpM/K

Yellott & Hay [8] propõe uma relação experimental linearizada para se estimar \bar{h}_c ao ar livre sobre superfícies planas (apresentada originalmente por Algreen [9]) que foi por nós utilizada:

$$\bar{h}_c = 1,74 + 1,28 V \quad (7)$$

onde:

V - velocidade do vento na superfície em m/s
 \bar{h}_c - coeficiente de transferência de calor de convecção em $W/m^2^{\circ}C$.

No verão, quando é mais necessário o uso do resfriamento, a temperatura ambiente noturna fica, com freqüência, maior que a do tanque, tornando a troca de calor por convecção desfavorável a nossos propósitos.

c) Por evaporação:

Devido ao desequilíbrio entre as pressões de vapor da superfície da água e do ar ambiente temos transferência de calor associado à transferência de massa por evaporação ou condensação sobre a superfície livre do tanque.

Quando o ar é umidificado em contato com a água líquida, o calor latente da água que se vaporiza precisa ser suprido pelo gás, pelo líquido ou por uma fonte externa. Ao contrário, na condensação o calor precisa ser removido por um desses agentes.

A expressão para a igualdade entre o calor transferido para a água e o calor suprido para a vaporização ou condensação é [6]:

$$\frac{q}{A} = \lambda_M N_A/A \quad (8)$$

onde:

$\frac{q}{A}$ - calor transmitido por unidade de área interfacial em W/m^2
 $\frac{N_A}{A}$ - água vaporizada em $Kg \text{ mol/h } m^2$

λ_M - calor latente de vaporização molar calculado à temperatura de bulbo úmido do ar em kJ/kg mol.

No equilíbrio, a fase líquida estará a uma temperatura uniforme T_{bu} . A quantidade de calor transmitida entre as fases será:

$$\frac{q}{A} = h_G (T_G - T_{bu}) \quad (9)$$

onde:

h_G - coeficiente de transmissão de calor da fase gasosa em $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

T_G - temperatura de bulbo seco do gás, em $^\circ C$

T_{bu} - temperatura da água em regime permanente, em $^\circ C$.

A resistência à transferência de massa e de calor reside apenas na fase gasosa, já que a água líquida é uma fase pura e assim, a quantidade de massa transferida por unidade de tempo é:

$$\frac{N_A}{A} = K_G (P_{bu} - P_G) \quad (10)$$

substituindo-se as equações (9) e (10) na equação (8) obtemos:

$$P_{bu} = P_G = \frac{h_c}{\lambda_M K_G} (T_G - T_{bu}) \quad (11)$$

onde:

K_G - coeficiente de transferência de massa da fase gasosa, em $kg \text{ mol} / m^2 \text{ atm}$.

P_{bu} - pressão parcial do vapor d'água na interface ar-água (neste caso, a pressão de vapor d'água na temperatura T_{bu}), em atm.

P_G - pressão parcial do vapor d'água na fase gasosa, em atm.

Como a massa e o calor são transmitidos por mecanismos similares, pode-se esperar que a razão h_G/K_G seja constante. Ela é essencialmente constante para as condições usualmente encontradas na umidificação. Podemos escrever a equação (11) em termos de umidade:

$$Y_{bu} - Y_G = \frac{1}{\lambda} \frac{h_G}{K_G M_G P} (T_G - T_{bu}) \quad (12)$$

onde:

Y - umidade absoluta do ar, em kg de vapor d'água por kg de ar seco (índices bu para a água e G para o ar).

λ - calor latente de vaporização da água, em kJ/kg

M_G - peso molecular da fase gasosa (neste caso o ar) em kg/kg mol.

P - pressão total, em atm.

Essa equação surge da definição:

$$Y = \frac{M_a}{M_G} \frac{P_a}{P - P_a} = 0,622 \frac{P_a}{P - P_a} \quad (13)$$

onde:

M_a - é o peso molecular da água, em kg/kg mol

P_a - pressão parcial do vapor d'água na fase gasosa, em atm.

O grupo $\frac{h_G}{K_G M_G P}$ pode ser calculado para um número limitado de sistemas, sendo definido como Número de Lewis:

$$Le = \frac{h_G}{K_G M_G P C_s} \quad (14)$$

tendo surgido de estudos efetuados pelo engenheiro W.K. Lewis sobre a aproximação efetuada quando se utiliza a definição de temperatura de bulbo úmido no lugar de temperatura de saturação adiabática [12].

Para o sistema a²-água, o número de Lewis é aproximadamente igual à unidade, porém alguns estudos nos fornecem [13] experimentalmente:

$$Le = \left[0,864 - 2 \cdot 10^{-4} \cdot T_a + \phi (1 \cdot 10^{-4} \cdot T_a - 40 \cdot 10^{-4}) \right]^{2/3} \quad (15)$$

onde, nas duas equações anteriores:

- P - pressão atmosférica local em atm (ou pressão total)
- C_S - capacidade de calor úmido, em kJ/kg°C
- T_a - temperatura de bulbo seco do ar, em °C
- φ - umidade relativa do ar

φ e C_S são definidos como segue:

$$\phi = \frac{Y_G}{Y_{GS}} \quad (16)$$

$$C_S = \dots \cdot Y_G \quad (17)$$

onde:

Y_{GS} - umidade absoluta de saturação do ar

O calor trocado por evaporação, sendo função da velocidade do vento e da diferença de pressão de vapor da água e ar ficará portanto com a forma:

$$\frac{dQ_e}{dt} = \frac{0.622}{Le C_S P} h_{fg} \cdot \bar{h}_c \cdot A (P_G - P_{wsw}) \quad (18)$$

onde:

$\frac{dQ_e}{dt}$ = calor trocado por evaporação, em W

h_{fg} - calor latente de vaporização da água, em kJ/kg

P - pressão atmosférica local, em atm.

P_G - pressão parcial do vapor d'água à temperatura do ar ,
em atm.

P_{WSW} - pressão parcial de saturação do vapor d'água à tem-
peratura da água, em atm.

O número de Lewis é calculado segundo a relação (15) ,
estando próximo da unidade.

d) calor total:

Sendo um problema transiente pois a temperatura e a
umidade do ar variam durante a noite, a equação diferencial que
nos fornecerá os resultados é obtida por balanço de energia:

$$m_w C_{Pw} \frac{dT_w}{dt} = \frac{dQ_r}{dt} + \frac{dQ_e}{dt} + \frac{dQ_c}{dt} \quad (19)$$

onde:

m_w - massa de água total da piscina, em kg

C_{Pw} - calor específico a pressão constante da água, em kJ/kg°C

Q_r , Q_e e Q_c - calores trocados respectivamente por radiação,
por evaporação e por convecção em kJ.

T_w - temperatura média da água da piscina, em °C

t - tempo, em horas.

Fornecidas as condições iniciais para a temperatura da
água, no início do noite, podemos efetuar a integração da equa-
ção (19) por método numérico.

A solução foi obtida para várias profundidades de água
na piscina, pois uma profundidade pequena comportaria pouca mas-
sa para uma mesma área, atingindo temperaturas baixas muito cedo,
desperdiçando o poder refrescador do resto da noite e uma profun-
didade muito grande não permite o resfriamento da água a tempera-
tura baixa o suficiente. A solução ideal será aquela de compro-
misso em que uma temperatura baixa adequada é atingida pouco an-
tes do sol nascer. Neste caso teremos a maior massa de água fria
para uma mesma área de solo ocupada pela piscina de resfriamento.

3.1.2. Método numérico

O método numérico de integração da equação (19) deveria apresentar características particulares que nos facilitasse a obtenção de soluções por computador.

Como já dispúnhamos de resultados experimentais ponto a ponto (step by step) e sendo os dados meteorológicos normalmente apresentados deste modo, nos pareceu razoável utilizar o procedimento de integração por diferenças finitas.

O método numérico de Runge [10] apresentou as características requeridas, sendo portanto o escolhido, com fórmula de recorrência simples:

$$X_s = X_{s-1} + h \cdot f(X_{s-1/2}^*, t_{s-1/2}) \quad (20)$$

$$X_{s-1/2}^* = X_{s-1} + \frac{h}{2} f(X_{s-1}, t_{s-1}) \quad (20')$$

é de fácil programação, com início automático das iterações e tem a vantagem de apresentar um baixo erro associado, da ordem de h^3 .

Nos nossos resultados preliminares podemos considerar como erro atribuído ao método, segundo [10]:

Para:

$$\begin{array}{ll} h = 1,0 & - \quad E_t = 1,0^\circ\text{C} \\ h = 0,5 & - \quad E_t = 0,25^\circ\text{C} \end{array}$$

Este método tem a vantagem de, a partir da avaliação do valor de $f(x,t)$ numa posição intermediária do intervalo $t_{s-1} < t < t_s$, como no exemplo:

$$\left. \begin{array}{l} X_0 = 0 \\ X_{s-1/2}^* = X_{s-1} + h/2 f(X_{s-1}, t_{s-1}) \\ X_s = X_{s-1} + h f(X_{s-1/2}^*, t_{s-1/2}) \end{array} \right\} s=1,2,3,\dots$$

encontramos um valor melhor da solução. Já o valor $X_{s-1/2}^*$ obtido não deve ser considerado como um valor aproximado da solução e simplesmente, um recurso para obtermos um valor melhor para X_s .

3.2. Equacionamento do sistema de Resfriamento.

3.2.1. Cálculo da carga térmica do auditório.

Nas secções anteriores verificamos a possibilidade de obtenção de água fria no fim da madrugada.

Como aplicação usaremos essa água para resfriar o ambiente de um auditório. Como exemplo nos basearemos no futuro auditório do Espaço Cultural Anhembi, com as seguintes características que nos foram fornecidas pelos projetistas:

Área de planta: 9.852 m^2 (figura 8)

Acomodações: 1.600 lugares

Utilização: Convenções, Shows, atividades esportivas, etc.

Material da cobertura: Fibra de vidro, com filme d'água externo e isolamento de espuma plástica.

Material das paredes: Alvenaria

O desempenho do sistema será calculado supondo-se que um trocador de calor único será utilizado para resfriar o ar recirculado do auditório. Esse resfriamento será tal que quando o ar recirculado se misture novamente com o ar do interior do ambiente, crie uma condição de conforto de $26,7 \text{ }^\circ\text{C}$ (80°F) e 50% de umidade relativa (aproximadamente), considerada ideal para o caso. O refrigerante será a água armazenada que foi resfriada durante a noite em piscinas localizadas ao redor do auditório.

O fato de simularmos o sistema com trocador único ao invés de vários menores como poderá ser necessário na instalação real implica em possível erro que será desprezado face às aproximações efetuadas neste trabalho.

A água fria fica armazenada em um reservatório enterrado, que dispensa isolamento devido ao grande volume de água e à baixa temperatura do solo.

O período de aproveitamento do sistema será 10 horas de uso contínuo: das 10 h (da manhã) às 20 h (8 h da noite).

- Calculos:

A área A_c da calota esférica será:

$h = 16\text{m}$

$r = 56\text{m}$

ou seja:

da figura pronta:

$$d + h = R = \sqrt{d^2 + r^2} \quad (21)$$

$$\text{Tang } \frac{\theta}{2} = \frac{h}{r} = \frac{16}{56} = 0,2857 \quad (22)$$

Portanto:

$$\theta/2 = 16^\circ$$

Nos:

$$d = \frac{r}{\text{tang } \theta/2} = \frac{56}{0,2857} = 196,0 \text{ m}$$

De (21) e (23):

$$R = d + h = 212,0 \text{ m}$$

Portanto:

A área da calota estáo será :

$$A_c = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot h = 2 \cdot \pi \cdot 212 \cdot 16 = 21312,7 \text{ m}^2$$

$$A_c = 21312,7 \text{ m}^2$$

b) A insolação horária sobre o auditório é [11]:

$$\text{Sol}_1 = \int_{t_1}^{t_2} H \cdot \tau \cdot \cos \beta \cdot dt \quad (24)$$

Da figura:

Onde: Sol_1 = insolação em W/m^2
 β = angulo de inclinação do Sol, graus
 H = Constante solar em KJ/m^2
 τ = Transmissividade da atmosfera
 t = tempo em horas

Devido ao filme de água existente sobre a calota só parte da radiação será absorvida:

Podemos escrever:

$$\alpha \cdot \text{Sol}_1 \frac{A_p}{A_c} = U_p (T_E - T_{in}) + h_E (T_E - T_a) = \quad (25)$$

$$= (U_p + h_E) T_E - U_p T_{in} - h_E T_a$$

$$\therefore T_E = \frac{\alpha \cdot \text{Sol}_1 \frac{A_p}{A_c} + U_p T_{in} + h_E T_a}{U_p + h_E} \quad (26)$$

- Onde:
- α = absorvidade da água
 - T_E = Temperatura externa da calota, na superfície do filme de água, °C.
 - T_{in} = Temperatura interna da calota, na superfície do isopor, °C
 - h_E = Coeficiente de troca de calor do material da calota de cobertura do auditório, W/m² °C.
 - A_p = área projetada da calota, na direção da insolação, m²
 - T_a = Temperatura ambiente ar externo, °C

A quantidade de energia que atravessa a parede é:

$$Q_{sol} = U_p \cdot A_c (T_E - T_{in}) \quad (27)$$

ou, substituindo T_E por () :

$$Q_{sol} = U_p \cdot A_c \left(\frac{\alpha \cdot \text{Sol}_1 \frac{A_p}{A_c} + U_p T_{in} + h_E T_E}{U_p + h_E} - T_{in} \right) \quad (28)$$

O coeficiente global de troca de calor é:

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{h_E} + \frac{d}{K} + \frac{1}{h_{in}} \quad (29)$$

Onde: U_p = Coeficiente global de troca de calor, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
 h_E = Coeficiente de convecção externa da cupula, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
 h_{in} = Coeficiente de convecção interna da cupula, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
 K = Coeficiente de condutancia do isolamento, $W/m \text{ } ^\circ C$
 d = Espessura do isolamento, m

O coeficiente de convecção externa:

$$h_E = 1,74 + 1,28 V \quad (7)$$

Sendo o vento médio em São Paulo de:

$$V = 4 \text{ m/s}$$

Obtemos:

$$h_E = 6,86 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ C$$

Para ar parado em interiores [15]:

$$h_{in} = 8,73 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ C$$

O coeficiente de condutancia do isolamento [15]

$$K = 0,04 \text{ W/m } ^\circ C$$

Espessura do isolamento:

$$d = 0,051 \text{ m}$$

O coeficiente global será, a partir da equação (29):

$$U_p = 0,64 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ C$$

A relação das áreas $\frac{A_p}{A_c} = \frac{9852}{21312,7} = 0,46$

c) A quantidade de calor que atravessa a parede é:

$$Q_{\text{sol}} = U_p \cdot A_c (T_E - T_{\text{in}}) \quad (27)$$

Para o auditório:

$$A_c = 21312,7 \text{ m}^2$$

$$U_p = 0,64 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{in}} \cong T \text{ conforto do auditório} = 26,6 \text{ } ^\circ\text{C} = T$$

Aproximando-se a variação diária da insolação por uma senoide, obtemos:

Da equação (26):

$$T_E = \frac{\alpha \cdot \frac{\text{Sol} \cdot A_p}{A_c} + 0,64 \cdot 26,6 + 6,86 \cdot 36,6}{0,64 + 6,86}$$

$$T_E = \frac{0,1 \cdot \text{Sol}_1 \cdot A_p / A_c + 35,75}{7,5}$$

Substituindo em (21) obtemos:

$$Q_{\max} = 13640,13 \cdot \left| \frac{\alpha \cdot \text{Sol}_1}{16,2} + 9,15 \right| \quad (30)$$

Para 12 h. temos o ponto máximo na senoide:

De (11):

$$\text{Sol}_1 = 530 \text{ W/m}^2 \text{ (valor médio)}$$

$$\alpha = 0,5$$

Portanto:

$$\frac{\alpha \cdot \text{Sol}_1}{16,2} + 9,15 = 25,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

E:

$$Q_{\max} = 13\,640,13 \cdot 25,5 \text{ }^\circ\text{C} = 347932,8 \text{ W}$$

Definindo $Q_{\min} = 0$ podemos escrever:

$$Q_{\text{Sol}} = 34792,8 \cdot \sin \left(\frac{\pi}{12} (t - 6) \right) \quad (31 \text{ a})$$

Para $6 \leq t \leq 18 \text{ h}$

$$Q_{\text{Sol}} = 0 \quad (31 \text{ b})$$

Para $t \leq 6$ ou $t \geq 18 \text{ h}$

Portanto a insolação direta total será:

$$Q_{\text{sol}_1} = 348 \int_{10}^{18} \sin \left(\frac{\pi}{12} (t - 6) \right) dt \quad (32)$$

pois Q_{Sol_1} das 18 as 20 horas é 0

sendo Q_{Sol_1} em KWh

d) A carga térmica transmitida pela parede em função do tempo sofrerá defasagem e amortecimento devido o isolamento da calota:

Nos é suficiente uma correção dentro de nossos padrões de tolerancia, portanto tomemos o modelo simplificado |16|

Para $\alpha_{\text{isopor}} = 5,57 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{h}$

O amortecimento será

$$\text{Amortecimento} = C^{-x \sqrt{\frac{W}{2\alpha}}} \quad (33)$$

Onde:

$$W = \frac{2 \cdot \tilde{\Pi}}{T}, \quad T = 24 \text{ h, período}$$

$$\alpha = 5,57 \cdot 10^{-4} / \text{h, para o isopor}$$

$$X = 0,051 \text{ m (2 in), espessura do isolamento}$$

Portanto:

$$W = \frac{2 \cdot \tilde{\Pi}}{24} = 0,262 \text{ h}^{-1}$$

E:

$$\sqrt{\frac{W}{2\alpha}} = \sqrt{\frac{0,262}{2 \cdot 5,57 \cdot 10^{-4}}} = 15,34 \text{ m}^{-1}$$

E:

$$X \sqrt{\frac{W}{2\alpha}} = 0,78$$

E:

$$C^{-x \sqrt{\frac{W}{2\alpha}}} = C^{-0,78} = 0,46$$

Portanto a carga térmica amortecida será:

$$Q_i = 0,46 \int_{10}^{20} (\sin(\tilde{\Pi}(t-10)/12) + 1) dt \quad | \quad Q_{\text{max}} \quad (34)$$

para funcionamento das 10 h até 20 h do trocador ou seja:

$$Q_i = 160,08 \int_{10}^{20} \left(\sin \left(\Pi \cdot \left(\frac{t-10}{12} \right) \right) + 1 \right) dt \quad (35)$$

Para Q_i em KWh
 t_i em horas

C) Ventilação:

- Esquema de instalação:

No auditório temos |14|:

$$Q_{Ts} = \dot{m}_{ar\ i} (h_{sa} - h_i) \quad (36)$$

Onde: Q_{Ts} = energia do ar de ventilação, W

$\dot{m}_{ar\ i}$ = fluxo massiço de ar, Kg/seg, no instante i

h_{sa} = entalpia específica do ar do solo, KJ/Kg

h_i = entalpia do ar de ventilação no instante i, KJ/kg

i = instante de funcionamento do trocador (supondo intermitente)

*/

No Trocador temos:

$$Q_{T2} = \dot{m}_{ar\ i} (h_2 - h_i) \quad (37)$$

Onde:

h_2 = entalpia especifica do ar na entrada do Trocador onde há mistura de ar da sala com 10% de ar externo, W/Kg.

Sendo:

$$h_2 = R h_{sa} + (1 - R) h_E \quad (38)$$

ou:

$$h_2 = 1.005 R T_{sa} + 1.005 (1-R) T_E \quad (38\ b)$$

Onde: R = Razão de renovação de ar externo

T_{sa} = Temperatura do ar do sala, °C

T_E = Temperatura da pior situação estimada externa, °C

A razão de renovação de ar externo é definida:

$$R = \frac{V_E}{V_i}$$

Onde: V_E = Fluxo volumétrico de ar externo em m^3/min

V_i = Fluxo volumétrico de ar no instante i ; m^3/min

O mínimo recomendado pela referencia [15] para vazão volumétrica por pessoa (não FORNITURA) é:

$$V = 5 \text{ c m por pessoa}$$

Portanto para o auditório de 1.600 lugares temos:

$$V_i - V_E = 226 \text{ m}^3/\text{min} \quad (8000 \text{ c m})$$

$$\therefore V_i = 251,11 \text{ m}^3/\text{min}$$

A massa mínima de ar circulando deve ser:

$$\dot{m}_{ar\ i} = \rho_{ar} \cdot V_i \quad (40)$$

$$\dot{m}_{ar\ i} = 1.1 \text{ Kg/m}^3 \times 251,11 \text{ m}^3/\text{min} = 276,2 \text{ Kg/min}$$

$$\dot{m}_{ar\ i} = 4,60 \text{ Kg/s}$$

Obs: Este valor será revisto no cálculo do Trocador.

O Calor sensível devido ao ar de renovação será |14| portanto:

$$Q_{se} = \dot{m}_{ar\ E} \cdot C_{p\ ar} \cdot (T_E - T_{sa}) \quad (41)$$

Onde:

$$Q_{se} = \text{calor sensível do ar de renovação KW}$$

$$\dot{m}_{ar\ E} = \text{massa de ar de renovação}$$

$$C_{p\ ar} = \text{calor específico do ar } 1,005 \text{ KW/Kg } ^\circ\text{C}$$

A variação da temperatura do ar ambiente externo foi estimada segundo a curva senoidal:

$$T_E = \sum_1^5 T_{OK} \cdot \sin(\tilde{\Pi} \cdot (t-10)/12) \quad (42)$$

Onde: T_{OK} = constantes tabeladas no programa

t = tempo, em horas

T_E = Temperatura externa em $^\circ\text{C}$

Avaliada para um dia típico de verão de São Paulo.

Substituindo 41 em 40 temos:

$$Q_{se} = 0,462 (T_E - T_{sa}) \quad (41\ b)$$

O calor latente devido ao ar de renovação será |14|

$$Q_{le} = 49,2 \cdot V_E \cdot (W_E - W_s) \quad (42)$$

Onde:

Q_{le} = Calor latente do ar de renovação KW

V_E = fluxo volumétrico do ar de renovação m^3/min

W_E = umidade absoluta do ar externo, g/g ar seco
(avaliada à T_E)

W_s = umidade absoluta do ar da sala, g/g ar seco
(à 26,6 °C)

Para as condições de projeto:

$$T_{sa} = 26,6 \text{ °C obtemos } W_s = 0,0011$$

$\phi : 50 \%$

Na condição limite em que $T_E = 37 \text{ °C}$ e $\phi : 50\%$, $W_E = 0,0018$, portanto

$$Q_{le} = 7,78 \text{ KW}$$

Ganhos de calor internos |15|:

- Devido às pessoas:

Por pessoa, calor sensível: 58 W
calor latente : 46 W

Portanto para um auditório de 1600 pessoas:

$$Q_{sp} = 1600 \times 58 = 92800$$

$$W = 92,80 \text{ KW}$$

$$Q_{lp} = 1600 \times 46 = 73600$$

$$W = 73,60 \text{ KW}$$

RESUMO:

Ganhos totais de calor:

I) Devido à insolação direta

$$Q_{sol} = 348 \int_{10}^{18} \left(\text{Sin} \left(\tilde{\Pi} \left(\frac{t-6}{12} \right) \right) \right) dt \quad (32)$$

I I) Devido à transmissão pela parede

$$Q_i = 160,08 \int_{10}^{20} \left(\text{Sin} \left(\tilde{\Pi} \left(\frac{t-10}{12} \right) \right) + 1 \right) dt$$

III) Devido à ventilação

- Sensível

$$Q_{se} = 0,46 \left| \sum_1^5 T_{OK} \text{Sin} \left(\Pi K \left(\frac{T-10}{12} \right) \right) \right| - T_{sa} \quad (41 a)$$

- Latente

$$Q_{le} = 49,2 \cdot V_E \cdot (W_E - 0,0011) \quad (42)$$

Na condição limite

$$Q_{le} = 7,78 \text{ KW}$$

IV) Devido às pessoas

- Sensível : $Q_{sp} = 92,8 \text{ KW}$

- Latente : $Q_{lp} = 73,6 \text{ KW}$

As equações acima simulam as diversas cargas de calor recebidas pelo auditório.

Serão desenvolvidas no programa de simulação do sistema de resfriamento.

- Estimativa da carga térmica máxima para cálculo da quantidade de água mínima na piscina de resfriamento:

Para funcionamento das 10h as 20 h (10 horas)

I) $Q_{sol} = 2138 \text{ KWh}$

II) $Q_{iT} = 2936 \text{ KWh}$

III) $Q_{sET} = 23,1 \text{ KWh}$

$$Q_{lET} = 77,8 \text{ KWh}$$

IV) $Q_{spT} = 928 \text{ KWh}$

$$Q_{lpT} = 736 \text{ KWh}$$

Carga Térmica Total: $Q_T = 6838,9 \text{ KWh}$

3.2.2. Informações sobre o Trocador de calor para a simulação

Neste item obtemos as informações essenciais, para a simulação do sistema de resfriamento, do Trocador de calor utilizado.

Os dados medios para dimensionamento serão:

Temperatura de entrada da água no Trocador: $T_W = 18^\circ\text{C}$

Temperatura de entrada do ar no Trocador : $T_1 = 29^\circ\text{C}$, $\phi_1 = 60\%$

Temperatura de saída do ar do Trocador : $T_2 = 22^\circ\text{C}$

O esquema básico do sistema e a matriz do trocador escolhido são vistos nas figura. 9.

Segundo a referencia [13] temos, pela figura 19:

$$h_2 = \frac{h_{sR1} (1 - e^{-(1-C_1)C_2}) + h_1 (1-C_1) e^{-(1-C_1)C_2}}{1 - C_1 \cdot e^{-(1-C_1)C_2}} \quad (43)$$

Onde:

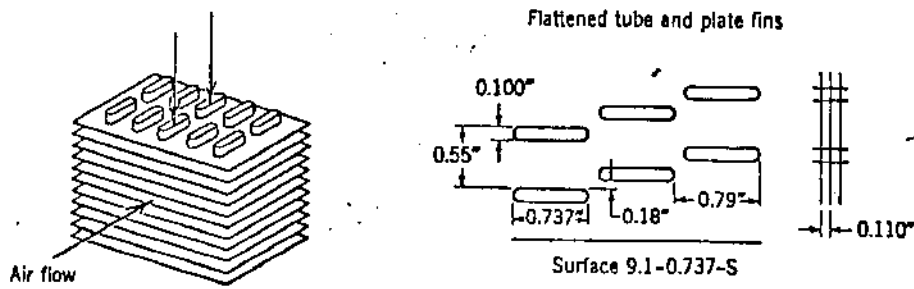
$$C_1 = \frac{\dot{m}_{ar} C_{par}}{\dot{m}_W C_{pW}} \quad (44)$$

$$C_2 = \frac{V_o A_o}{\dot{m}_{ar} C_{par}} \quad (45)$$

- \dot{m}_{ar} = Fluxo massico de ar, Kg/s
- \dot{m}_W = Fluxo massico de água, Kg/s
- C_{par} = Calor específico à pressão constante do ar, KT/Kg °C
- C_{pW} = Calor específico à pressão constante da água, KT/Kg°C
- V_o = Coeficiente global de troca de calor do Trocador, KW/m² °C
- A_o = Área de troca de calor externa, m²
- h_1 = entalpia do ar que entra no Trocador, KJ/Kg
- h_2 = entalpia do ar que sai do Trocador, KJ/Kg
- h_{SR1} = entalpia hipotética de saturação do ar à temperatura de entrada da água do Trocador, KJ/Kg
- h_{SR2} = entalpia hipotética de saturação do ar à temperatura de saída da água do Trocador, KJ/Kg

como $h_{SR1} \approx h_{SR2} \approx h_{SR}$ pois temos a vazão de água grande o suficiente pois desejamos esta situação:

$$C_1 \approx 0$$



TROCADOR DE CALOR

FIG. 3a.

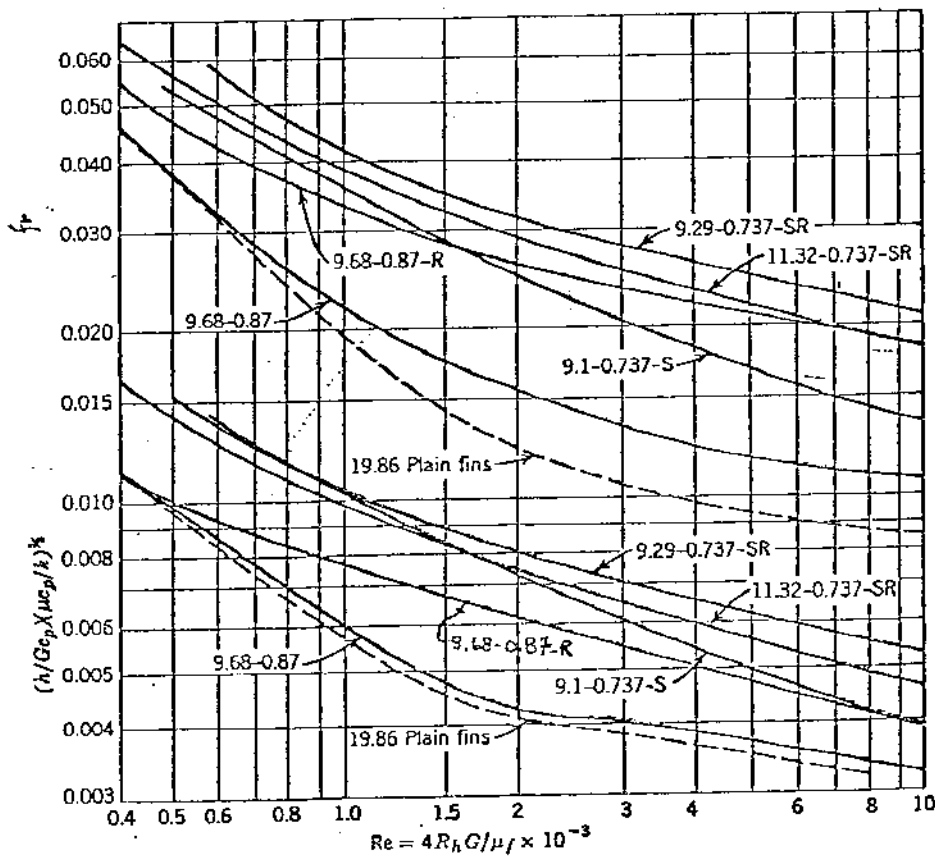


FIG 3b

FIGURA 3.

Portanto:

$$h_2 = h_{SR} + (h_1 - h_{SR}) e^{-C_2} \quad (46)$$

Donde:

$$C_2 = \frac{h_1 - h_{SR}}{h_2 - h_{SR}} \quad (47)$$

Da carta psicometrica obtemos, lembrando que se considerarmos que não há condensação sobre os tubos a umidade absoluta é constante:

$$T_1 = 29^\circ\text{C}, \phi = 60\% \rightarrow Y_r = 0,015 \text{ e } h_1 = 81,6 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_2 = 22^\circ\text{C}, Y_r = 0,015 \rightarrow \phi = 90\% \text{ e } h_2 = 74,3 \text{ KJ/kg}$$

$$T_S = 26,7^\circ\text{C}, \phi = 70\% \text{ — } h_S = 79,9 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_W = 18^\circ\text{C} \text{ — } h_{SR} = 65,5 \text{ KJ/Kg}$$

Assim sendo:

$$C_2 = \frac{81,6 - 65,5}{74,3 - 65,5} = 1,82 = 0,6$$

Ou por (45):

$$\frac{V_o A_o}{\dot{m}_{ar} C_{p ar}} = 0,6$$

Como a carga termica do auditório deve ser suprida pelo ar recirculado temos:

$$Q_S = \dot{m}_{ar} (h_s - h_2) \quad (48)$$

Onde:

Q_S = Carga termica media da sala, KW

\dot{m}_{ar} = fluxo massico de ar, KJ/s

h_s = entalpia do ar da sala, KJ/Kg

h_2 = entalpia do ar que sai do Trocador, KJ/Kg

Sendo:

Q_S = 6840 KW (item 3.2.1.)

$C_{p ar}$ = 1,005 KJ/Kg °C

Temos:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{6840}{(79,9 - 74,3)} = 1221,4 \text{ Kg/s}$$

Incluindo-se os 10 % da renovação:

$$\dot{m}_{ar} = 1343,5 \text{ Kg/s}$$

E:

$$V_o A_o = 810,13 \text{ KW/ °C}$$

A Geometria do Trocador escolhido (fig. 9 a) é:

a) Cálculo do coeficiente de convecção do lado da água:

Área interna transversal:

$$A = 0,0187 \cdot 0,00254 + \pi \cdot (0,00127)^2 = 5,33 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Perímetro:

$$P = 2 \times (0,0187 + 0,00254) + 2 \times \pi \times 0,00127 = 0,050 \text{ m}$$

Dímetro Hidráulico [6]:

$$DH = \frac{4A}{P} = \frac{4 \times 5,33 \times 10^{-5}}{0,050} = 4,22 \times 10^{-3} \text{ m} \quad (49)$$

Reynolds no escoamento [6]:

$$Rey = \frac{\rho_W \cdot V_W \cdot DH}{\mu_W} \quad (50)$$

Onde:

$$\rho_W = \text{densidade da água, Kg/m}^3$$

$$V_W = \text{Velocidade do escoamento, m/s}$$

$$DH = \text{dímetro hidráulico equivalente, m}$$

$$\mu_W = \text{Viscosidade dinâmica da água, } \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$$

Da Tabela de propriedades da água a 18°C [6]

$$C_{pw} = 4,18 \text{ KJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_W = 998,2 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu_W = 10,1 \times 10^{-4} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$$

A velocidade da água não deve exceder 1,5 m/s [6];

Adotamos:

$$V_w = 1,5 \text{ m/s}$$

Portanto:

$$\text{Re}_y = \frac{998,2 \times 1,5 \times 4,22 \times 10^{-3}}{10,1 \times 10^{-4}} = 6255$$

O Prond é |6|:

$$\text{Pr} = 7,11$$

A condutibilidade termica é:

$$K = 5,9 \times 10^{-4} \frac{\text{KW}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$$

Para escoamento dentro de tubos temos |6|:

$$N_u = 0,023 \text{ Re}_y^{0,8} \times \text{Pr}^{0,33} \quad (51)$$

$$N_u = 0,023 \times (6255)^{0,8} \times (7,11)^{0,33}$$

$$N_u = 47,8$$

E, portanto o coeficiente de convecção interno será |6|:

$$\bar{h}_i = \frac{K}{DH} \cdot N_u \quad (52)$$

Ou:

$$\bar{h}_i = \frac{5,9 \times 10^{-4}}{4,22 \times 10^{-3}} \times 47,8 = 6,7 \text{ KW/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

b) Calculo do Coeficiente de convecção do lado do ar:

Dimensões da Matriz:

$$L_1 = 0,0140 \text{ m}$$

$$L_2 = 0,0114 \text{ m}$$

$$L_3 = 0,0028 \text{ m}$$

Velocidade recomendada (máxima) para escoamento do ar |6|:

$$V = 6,7 \text{ m/s}$$

Velocidade média na secção |6|:

$$V_m = \frac{L_1}{L_2} \cdot V = \frac{0,0140}{0,0114} \times 6,7 = 8,2 \text{ m/s} \quad (53)$$

Sendo as propriedades médias do ar |6| para o caso:

$$\rho_{\text{ar}} = 1,2 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu_{\text{ar}} = 18,64 \times 10^{-6} \text{ N.S/m}^2$$

$$K_{\text{ar}} = 0,26 \times 10^{-3} \text{ KW/m}^{\circ}\text{C}$$

A vazão de ar será |6|: $G_{\text{ar}} = \rho_{\text{ar}} \cdot V_m$

$$G_{ar} = 1,2 \times 8,2 = 9,8 \text{ Kg/m}^2 \text{ s} \quad (54)$$

Reynolds no escoamento será [17]:

$$Rey_{ar} = \frac{DH \cdot G_{ar}}{\mu_{ar}} = \frac{4,22 \times 10^{-3} \times 9,8}{18,64 \times 10^{-6}} = 2220 \quad (55)$$

E o número de Prandtl será [17] :

$$Pr = \frac{\mu_{ar} C_{par}}{K_{ar}} = \frac{18,64 \times 10^{-6} \times 1,005}{0,26 \times 10^{-3}} = 0,72 \quad (56)$$

Onde:

- Pr = número de Prandtl
- μ_{ar} = viscosidade dinamica do ar, NS/m²
- C_{par} = Calor especifico do ar , KJ/Kg °C
- K_{ar} = condutibilidade termica do ar, KW/m°C

Pela figura 11.7 do Frass e Osisik [17] para a superficie 9.1, encontramos o coeficiente de convecção do lado do ar:

$$\frac{\bar{h}_{ar}}{C_{par} G_{ar}} \cdot \left(\frac{\mu_{ar} \cdot C_{par}}{K_{ar}} \right)^{2/3} = 0,007 \quad (57)$$

Portanto:

$$\bar{h}_{ar} = \frac{0,007 \times 1,005 \times 9,8}{(0,72)^{2/3}}$$

$$\bar{h}_{ar} = 0,086 \text{ KW/m}^2 \text{ °C}$$

c) O coeficiente global de troca de calor do Trocador pode ser obtido por |6|:

$$\frac{1}{V_o} = \frac{d}{K} + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{ar}} \quad (58)$$

Sendo a condutibilidade do cobre:

$$K_{cu} = 0,39 \text{ KW/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

e sendo a espessura do tubo:

$$d = 0,004 \text{ m} = 1,016 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Obtemos:

$$\frac{1}{V_o} = \frac{1,016 \times 10^{-4}}{0,39} + \frac{1}{6,7} + \frac{1}{0,086}$$

$$V_o = 0,085 \text{ KW/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Mas de 45b temos:

$$V_o A_o = 810,13 \text{ KW/ }^{\circ}\text{C}$$

d) Portanto a área de troca de calor será:

$$A_o = \frac{810,13}{0,085} = 9530 \text{ m}^2$$

e) O fluxo massico de água deve ser |6|:

$$\dot{m}_W C_{pW} (T_{W2} - T_{W1}) = \dot{m}_{ar} (h_2 - h_1) \quad (59)$$

$$\dot{m}_W = \frac{1343,5 (81,6 - 74,3)}{4,18 (19 - 18)} = 2346 \text{ Kg/s}$$

Verificamos que $C_1 = 0,14$, ligeiramente superior que a hipotese $C_1 = 0$

f) Os parametros do Trocador necessários para a simulação do sistema são, portanto:

Área de troca de calor :	9530 m ²
Fluxo massico de ar:	1343,5 Kg/s
Fluxo massico de água:	2346 Kg/s
Coefficiente global de troca de calor:	0,085 KW/m ² °C

Mais alguns parametros do Trocador:

Número de aletas por centímetro:	3,6
Área de superfície aletada por área total:	0,813
Área de fluxo livre por unidade de área frontal:	0,788
Área de superfície de troca de calor por unidade de volume da matriz: (m ² /m ³)	736,8

g) A avaliação a cada instante das condições do ar na saída do Trocador no programa de simulação é feita pelas relações:

$$h_2 = \frac{h_{SR1} (1 - e^{-(1-C_1)C_2}) + h_1(1-C_1) e^{-(1-C_1)C_2}}{1 - C_1 \times e^{-(1-C_1)C_2}}$$

$$T_2 = T_1 \cdot C^{-C_2} + \frac{h_{SR}}{C_{par}} (1 - C^{-C_2})$$

Onde:

T_1 = Temperatura de entrada do ar no Trocador, °C

T_2 = Temperatura de saída do ar do Trocador, °C

A avaliação da temperatura da sala é obtida pela integração da relação a cada instante:

$$m_s C_{Par} \frac{dT_s}{dt} = \dot{m}_{ar} C_{par} \frac{dT_2}{dt} + \frac{dQ_s}{dt} \quad (61)$$

Onde:

m_s = massa de ar na sala

$\frac{dT_s}{dt}$ = variação da temperatura da sala no intervalo dt de tempo

$\frac{dQ_s}{dt}$ = Variação da carga termica da sala no instante dt

$\frac{dT_2}{dt}$ = Variação da temperatura na saída do Trocador de calor

As informações necessárias da carta psicrometrica estão analiticamente colocadas em sub rotina anexa ao programa principal.

Portanto com as temperaturas e entalpias do ar podemos obter nesta sub rotina a umidade absoluta e relativa do ar a cada instante.

3.2.3. Método numérico utilizado na simulação do sistema de resfriamento

Foi utilizado o método de Renge modificado tal qual apresentado no item 3.1.2, porém estendidos os parametros de conforto no auditório: temperatura e umidade do ar ambiente.

CAPÍTULO 4

PROGRAMAS

CAPÍTULO 5

ENSAIOS DE CAMPO E RESULTADOS

VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA
PARA VÁRIAS PROFUNDIDADES

03/10/77

VENTO: 0,34 m/s

PROFUNDIDADES:

x 50 mm

o 100 mm

□ 150 mm

△ 200 mm

x PONTO DE ORVALHO

TEMPERATURA DA ÁGUA (°C)

250

225

200

150

100

50

0

18 19 20 21 22 23 24 01 02 03 04 05 06
HORARIO (HS)

TROCA DE CALOR (KCAL/h m²)

20

0

-20

-40

-60

-80

-100

-120

-140

-160

-180

-200

0

TROCAS DE CALOR NA PISCINA

03/10/77

150 mm

VENTO: 0,34 m/s

* RADIAÇÃO

o CONDUÇÃO

□ EVAPORAÇÃO/CONDENSAÇÃO

△ TOTAL

18 19 20 21 22 23 24 01 02 03 04 05 06
HORARIO (HS)

FIGURAS 11 E 12

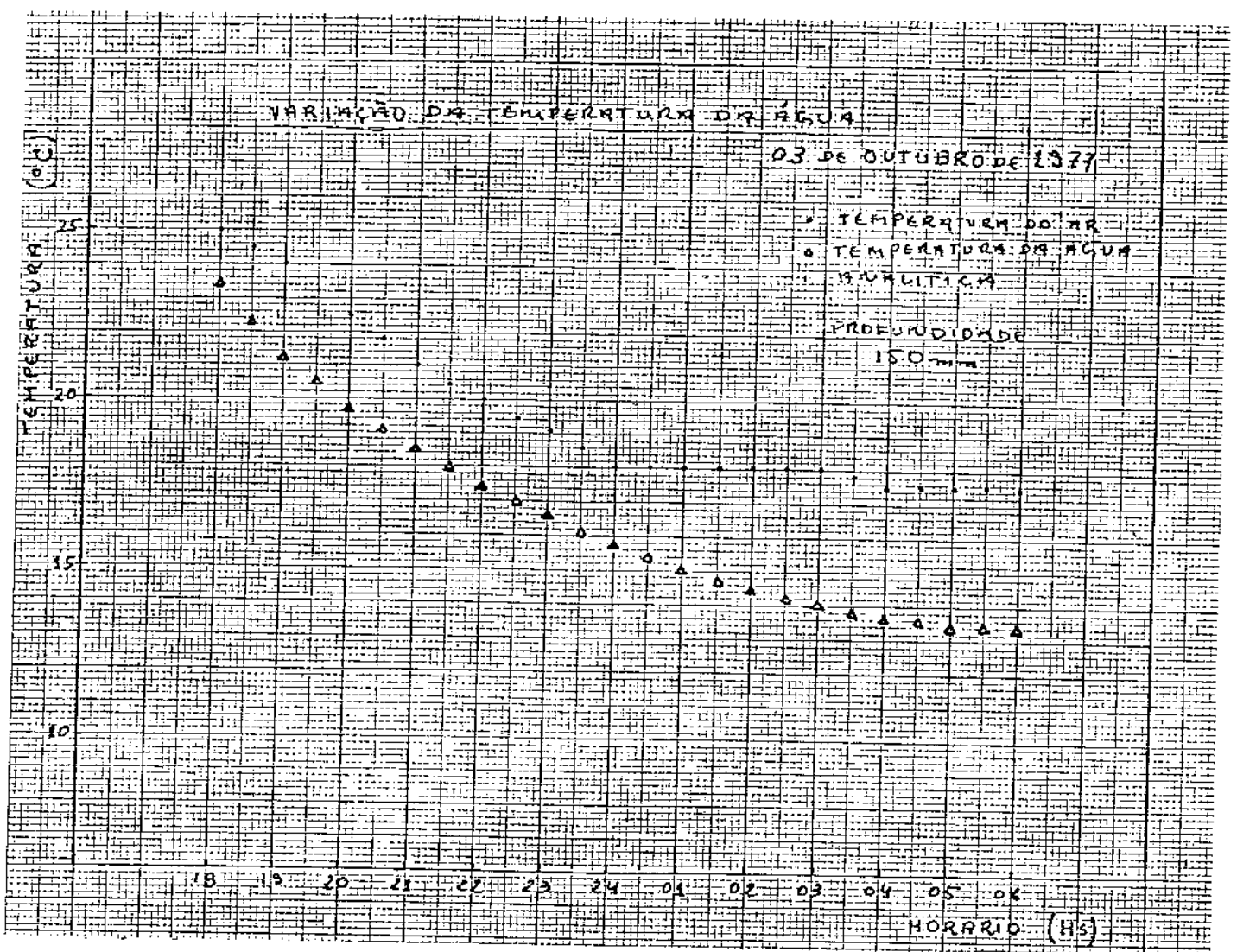


FIGURA 13.

MÉDIAS JANEIRO - SÃO PAULO - PERÍODO 1951-1970

250

TEMPERATURA SUBSOLÓGICA DO AR (°C)

UMIDADE (%)

UMIDADE

TEMPERATURA

18 19 20 21 22 23 24 01 02 03 04 05 06

HORARIO (HS)

CURVA ANALÍTICA DE RESFRIAMENTO DA PISCINA 1-3/ SÃO PAULO (JANEIRO)

VENTO MÉDIO: 2 m/s

PROFUNDIDADES:

- A 200 mm
- B 150 mm
- o 100 mm
- 50 mm

100

TEMPERATURA DA ÁGUA (°C)

18 19 20 21 22 23 24 01 02 03 04 05 06

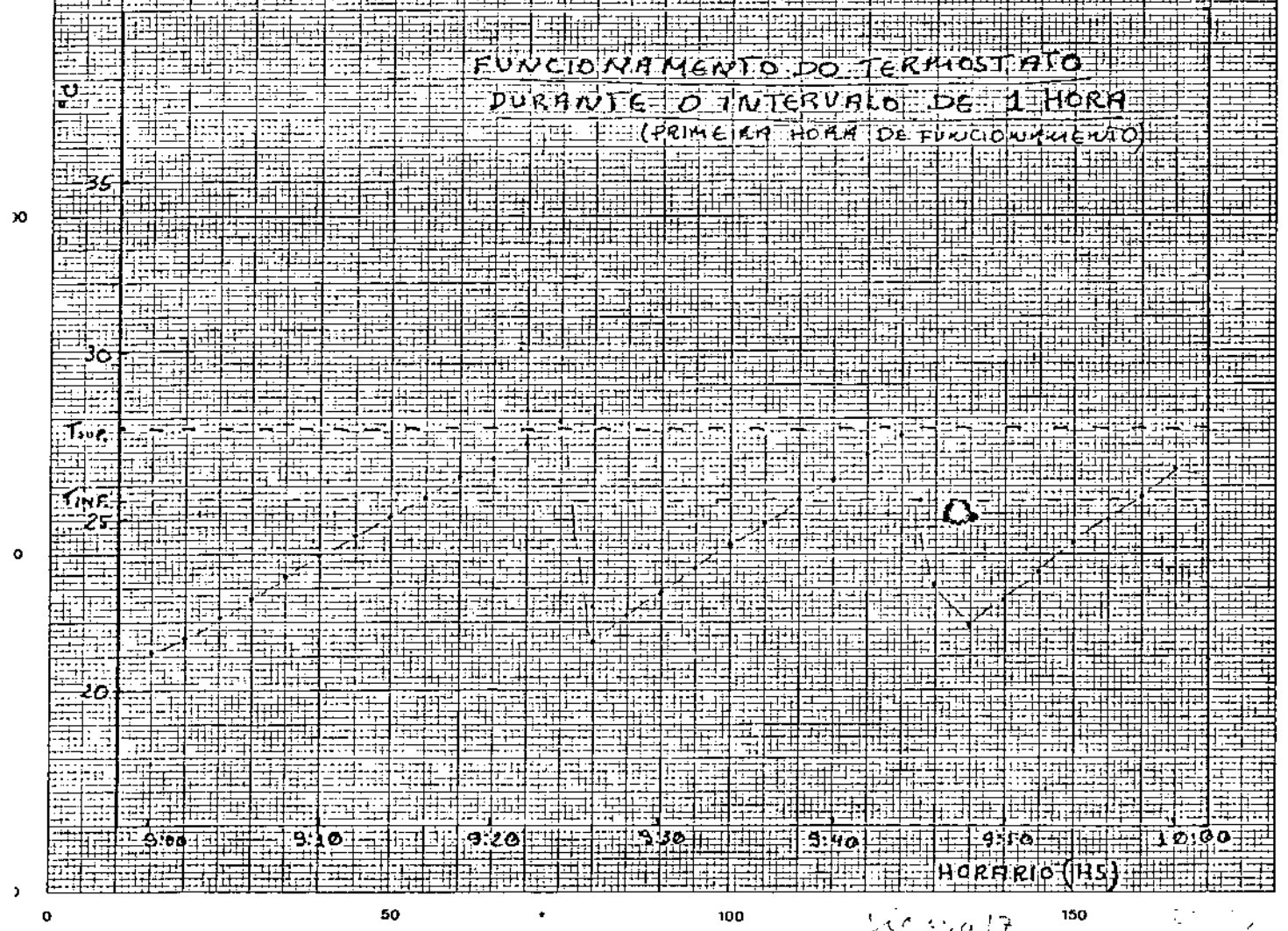
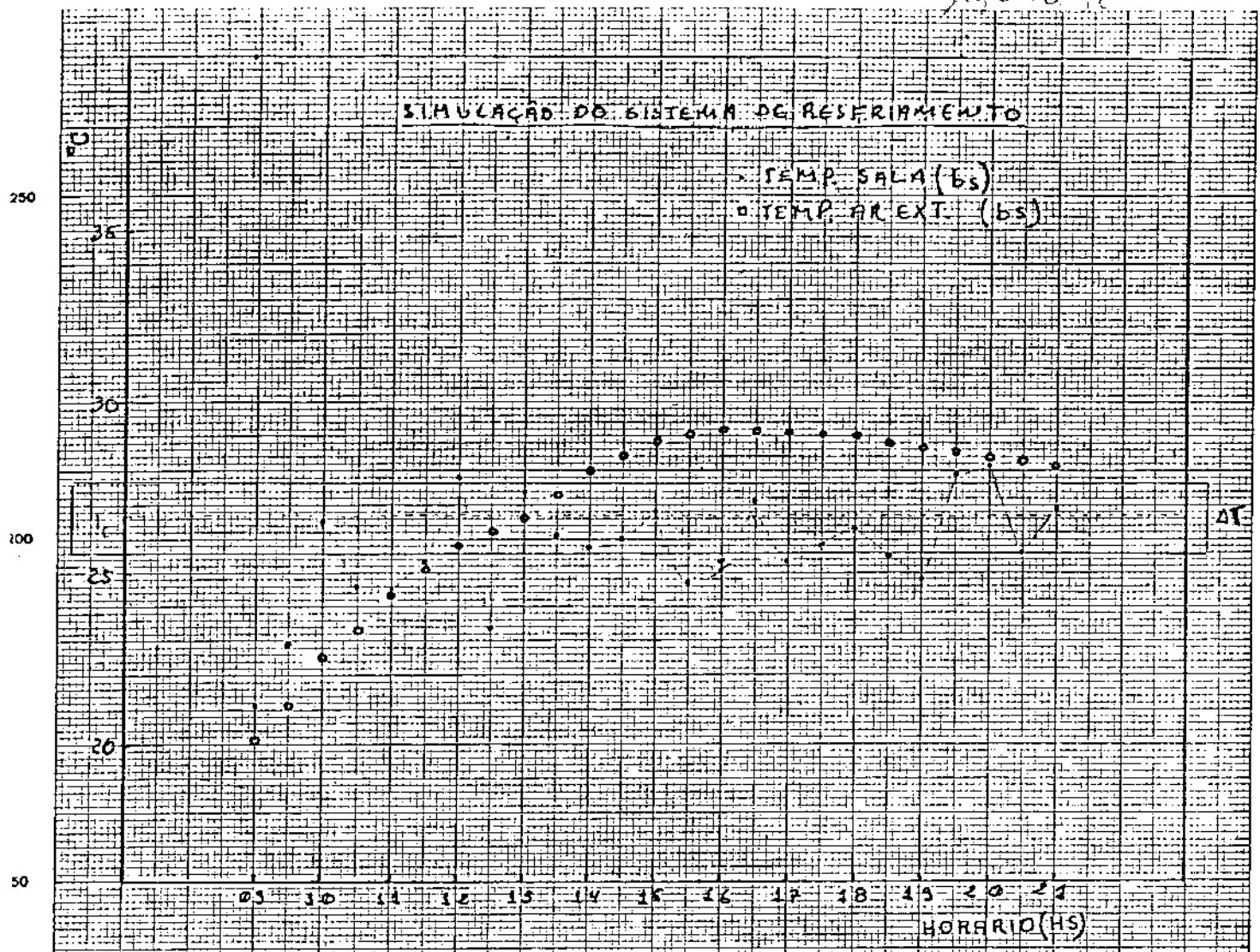
HORARIO (HS)

0

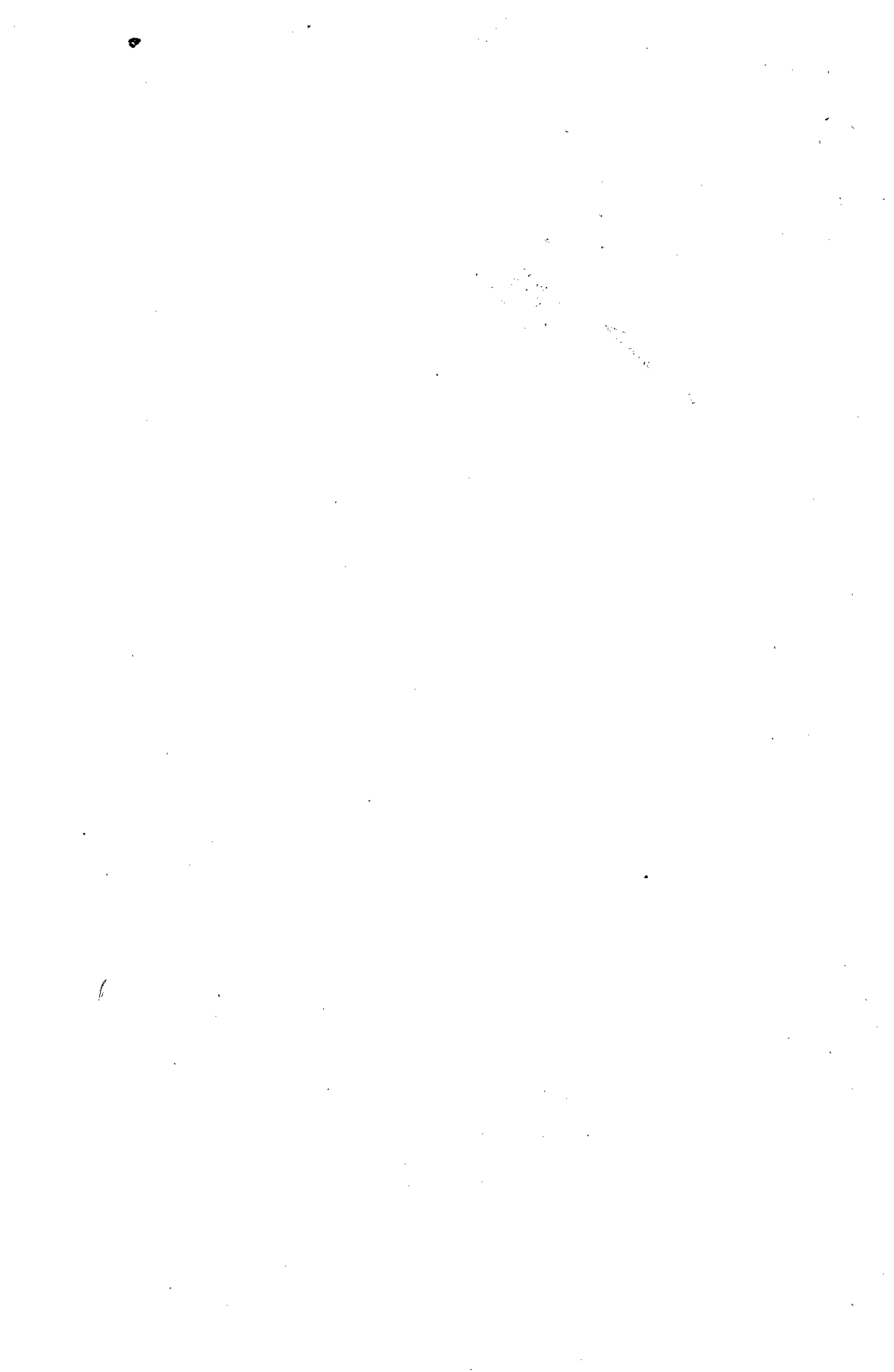
50

100 (1951-1970) (1950)

FIGURAS 14 e 15



FIGURAS 16 e 17



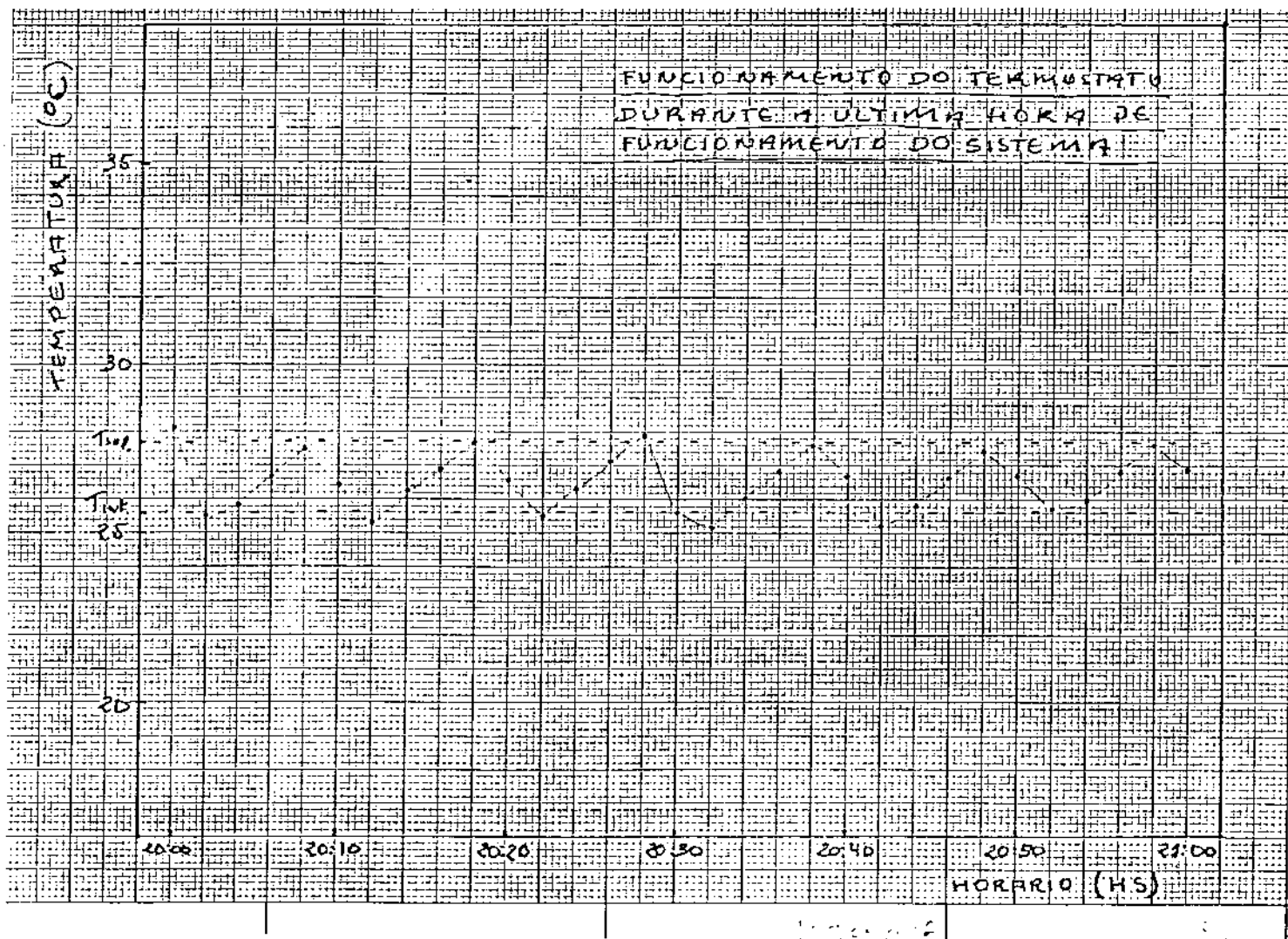
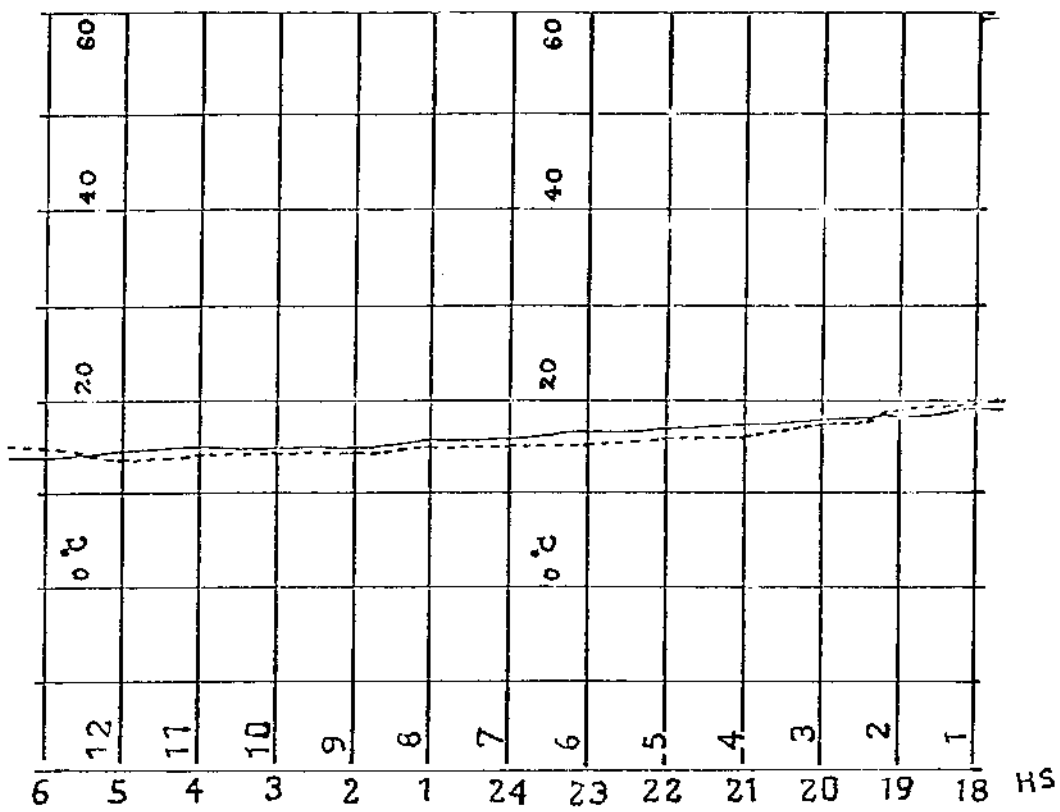


FIGURA 1B.



APRESENTAÇÃO TÍPICA DOS RESULTADOS

NO REGISTRADOR. 03/10/77

PROFUNDIDADE: 150 mm

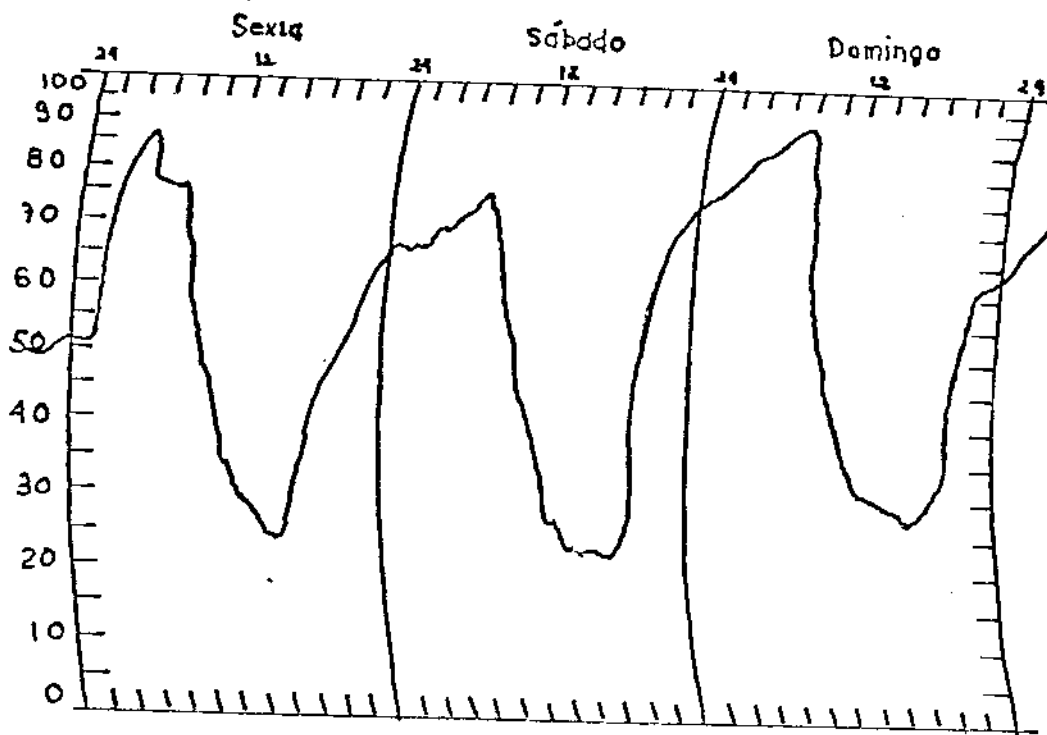
VENTO: 0,34 m/s

LEGENDA:

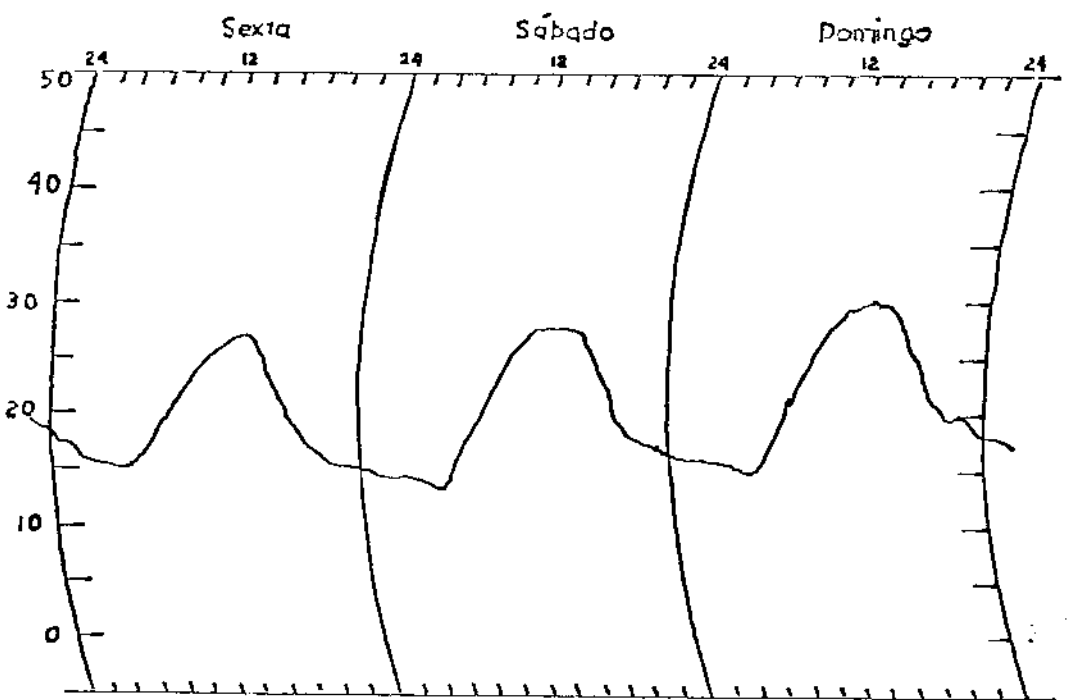
- - - - - TEMPERATURA DO AR

— TEMPERATURA DA ÁGUA

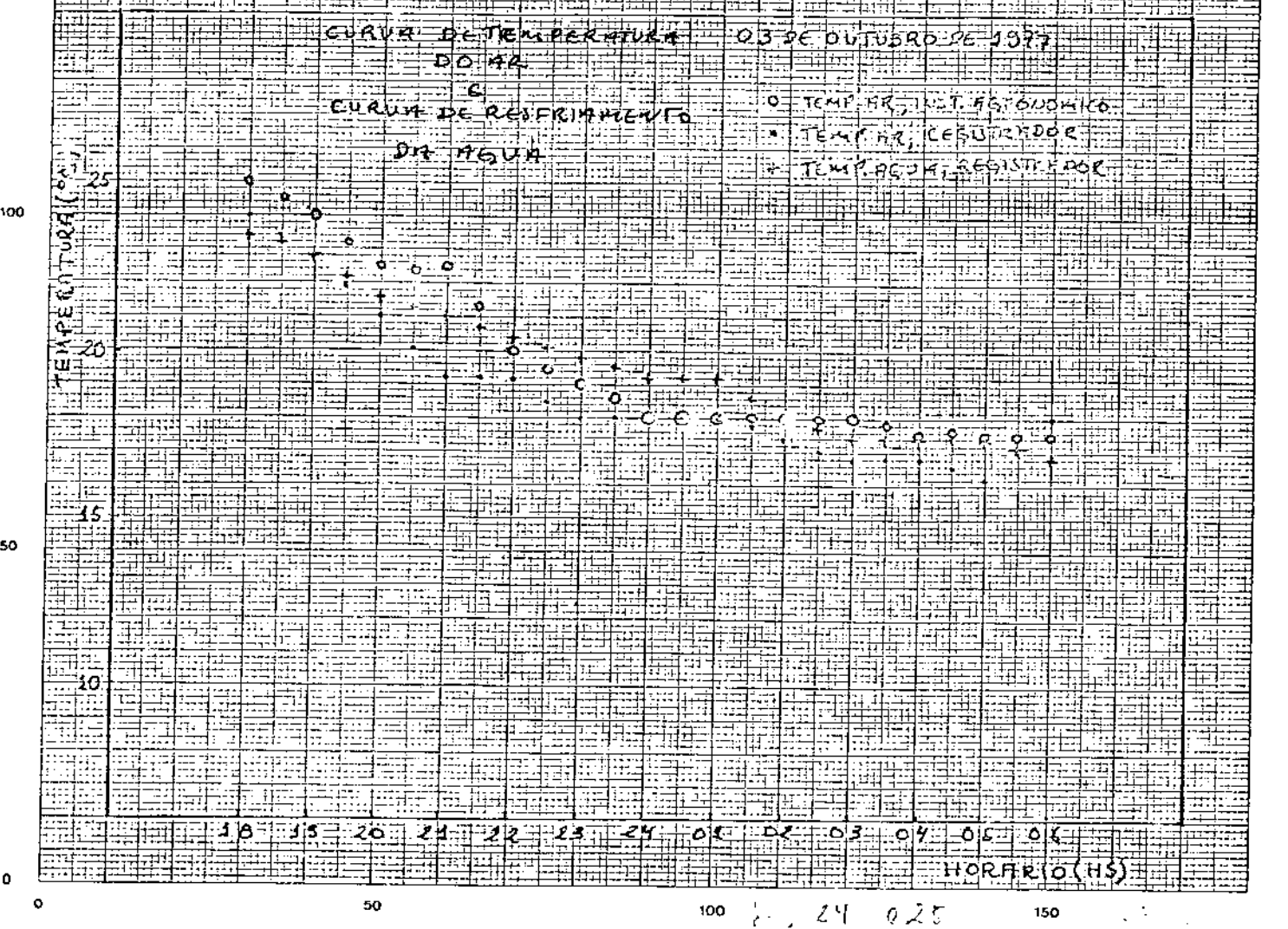
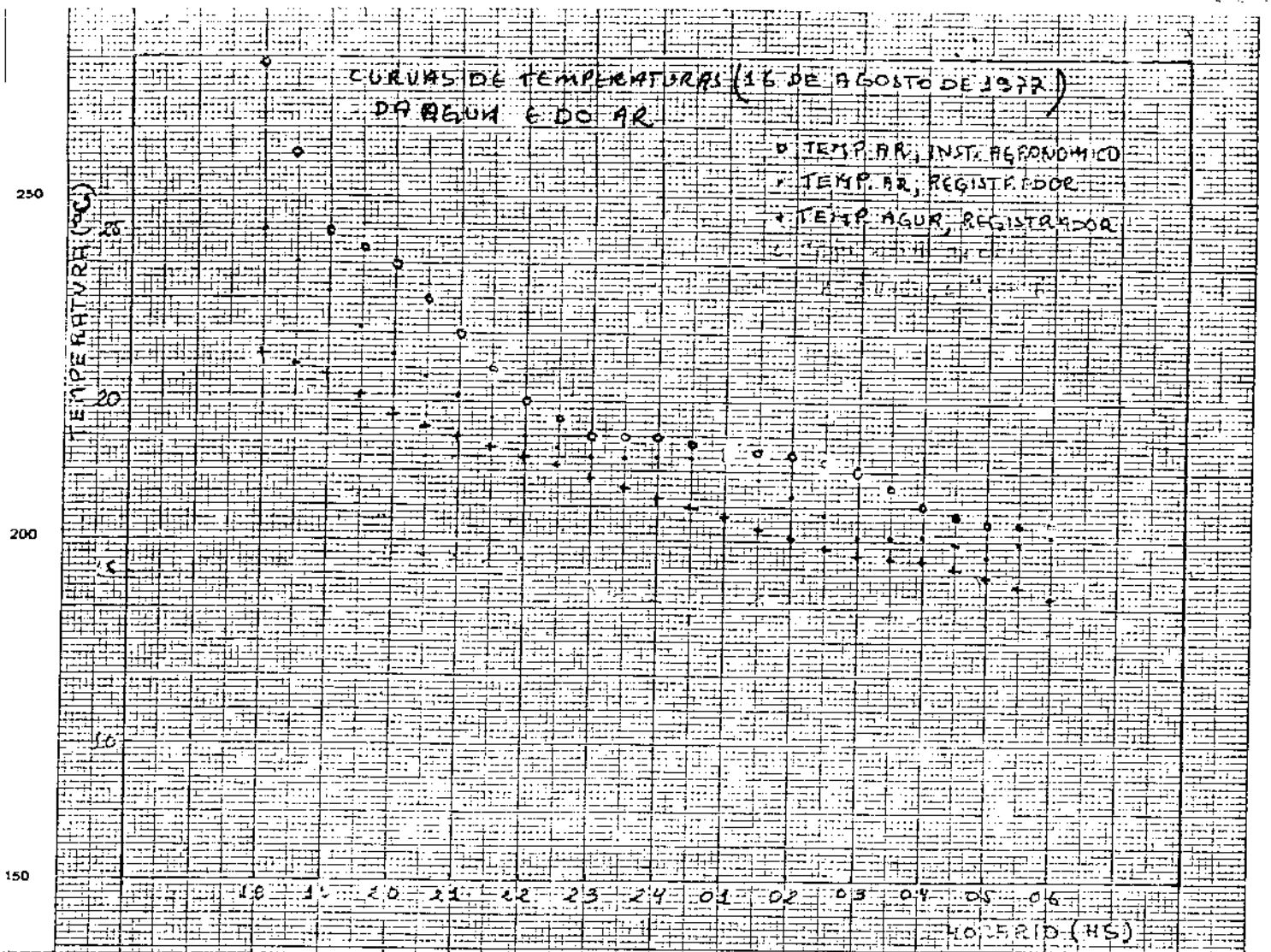
FIGURA 20.



UMIDADE RELATIVA 26/8/77 A 29/8/77



TEMPERATURA BULBO SÊCO 26/8/77 A 29/8/77



FIGURAS 24 e 25

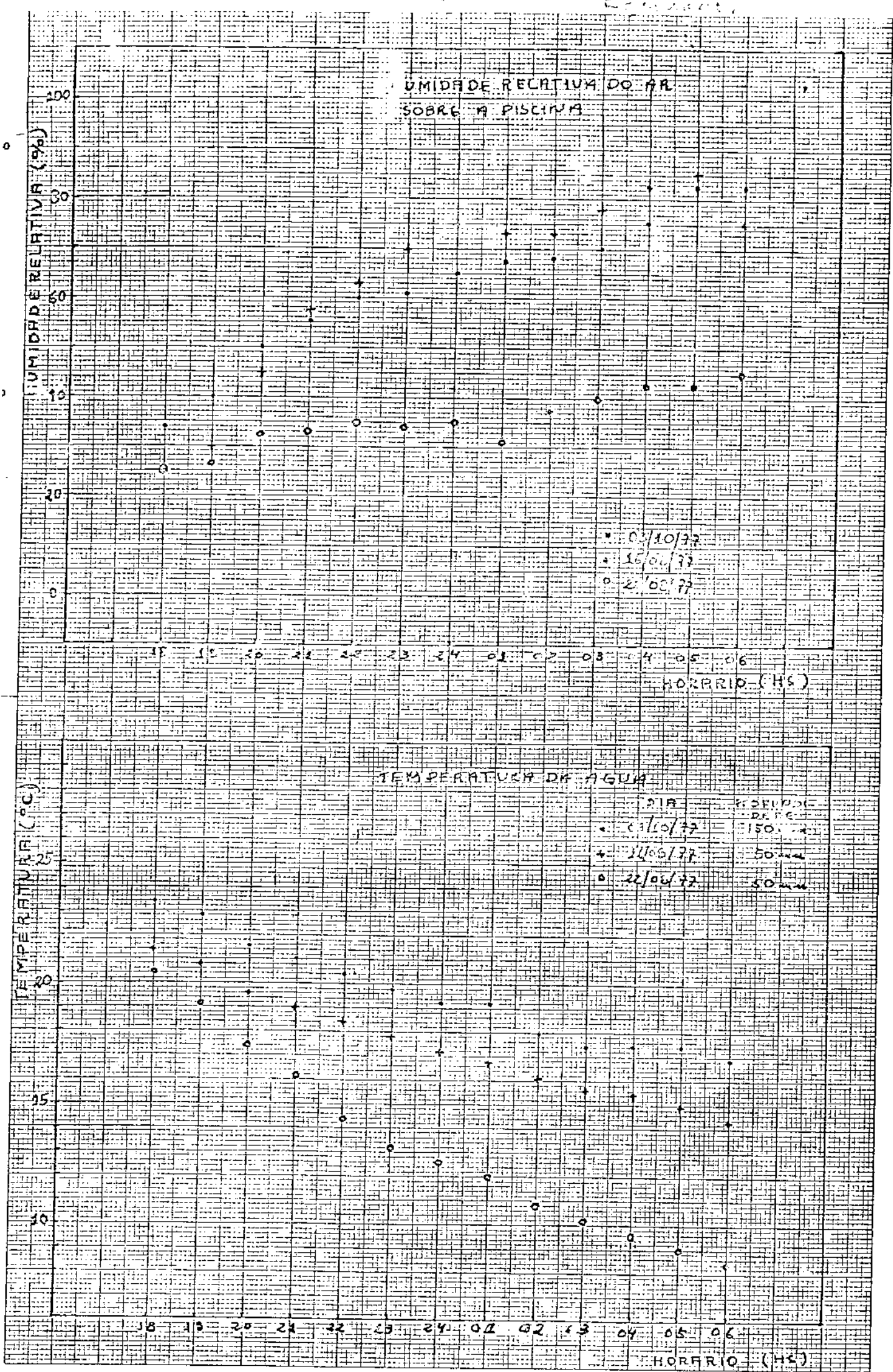


Fig 26 e 27

FIGURAS 26 e 27.

VARIACAO DA TEMPERATURA DA AGUA COM
MUDANCA DA VELOCIDADE DO VENTO

ANALITICO: 03/10/77

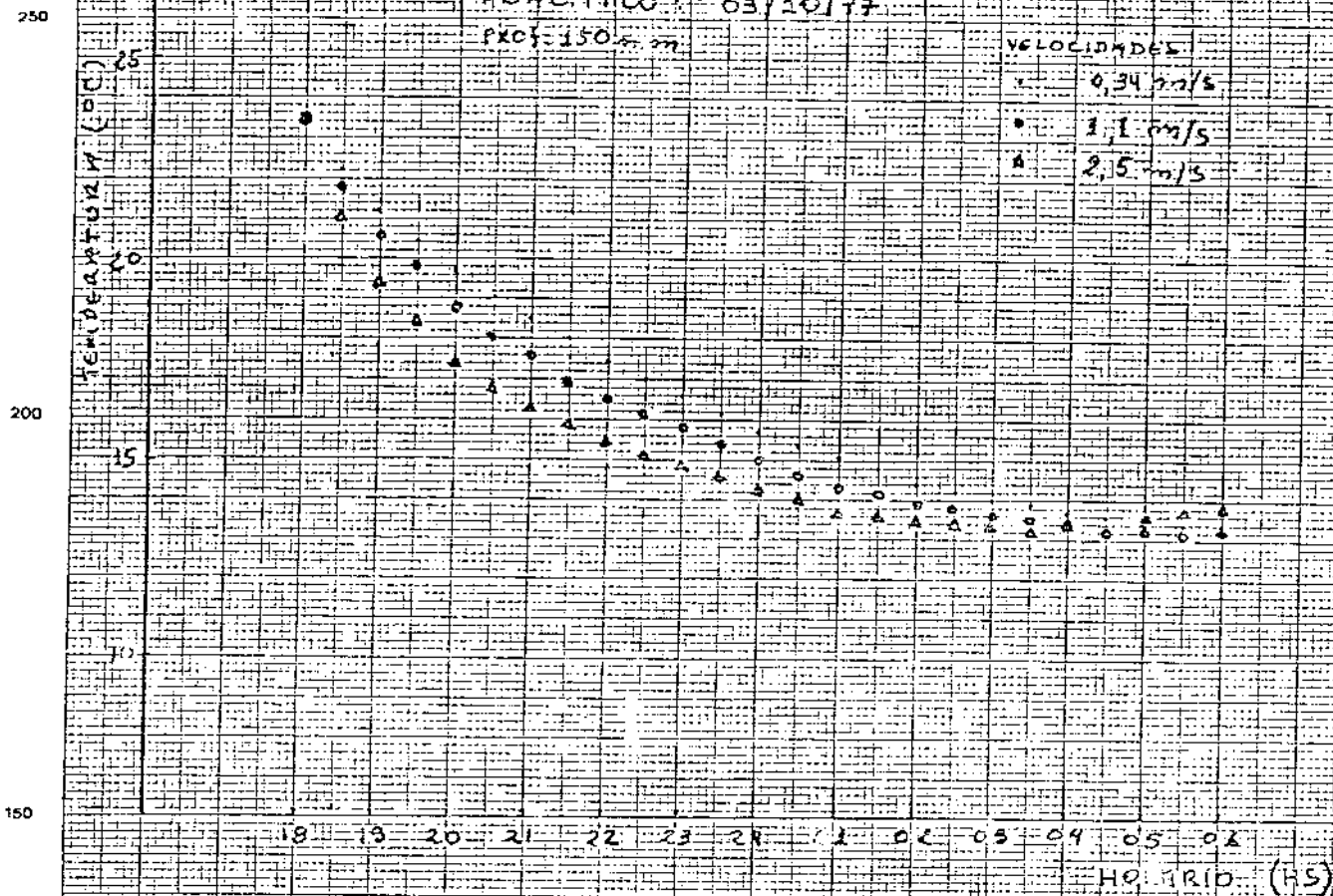
PROF: 150 mm

VELOCIDADES

• 0,34 m/s

○ 1,1 m/s

△ 2,5 m/s



CURVAS DE RESERVAAMENTO DA AGUA
COM VARIACAO DA VELOCIDADE
DO VENTO

ANALITICO: 23/08/77

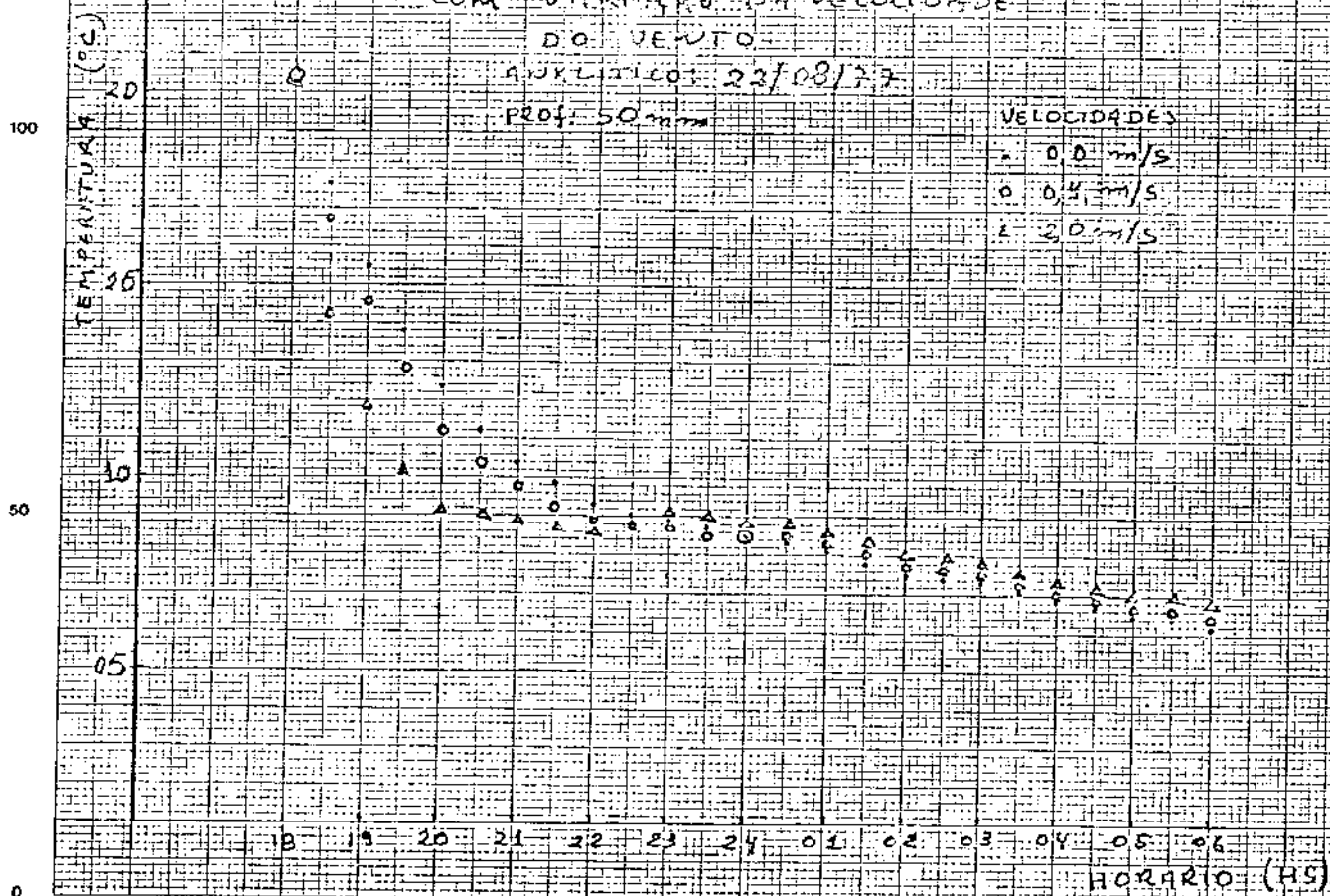
PROF: 50 mm

VELOCIDADES

• 0,0 m/s

○ 0,4 m/s

△ 2,0 m/s



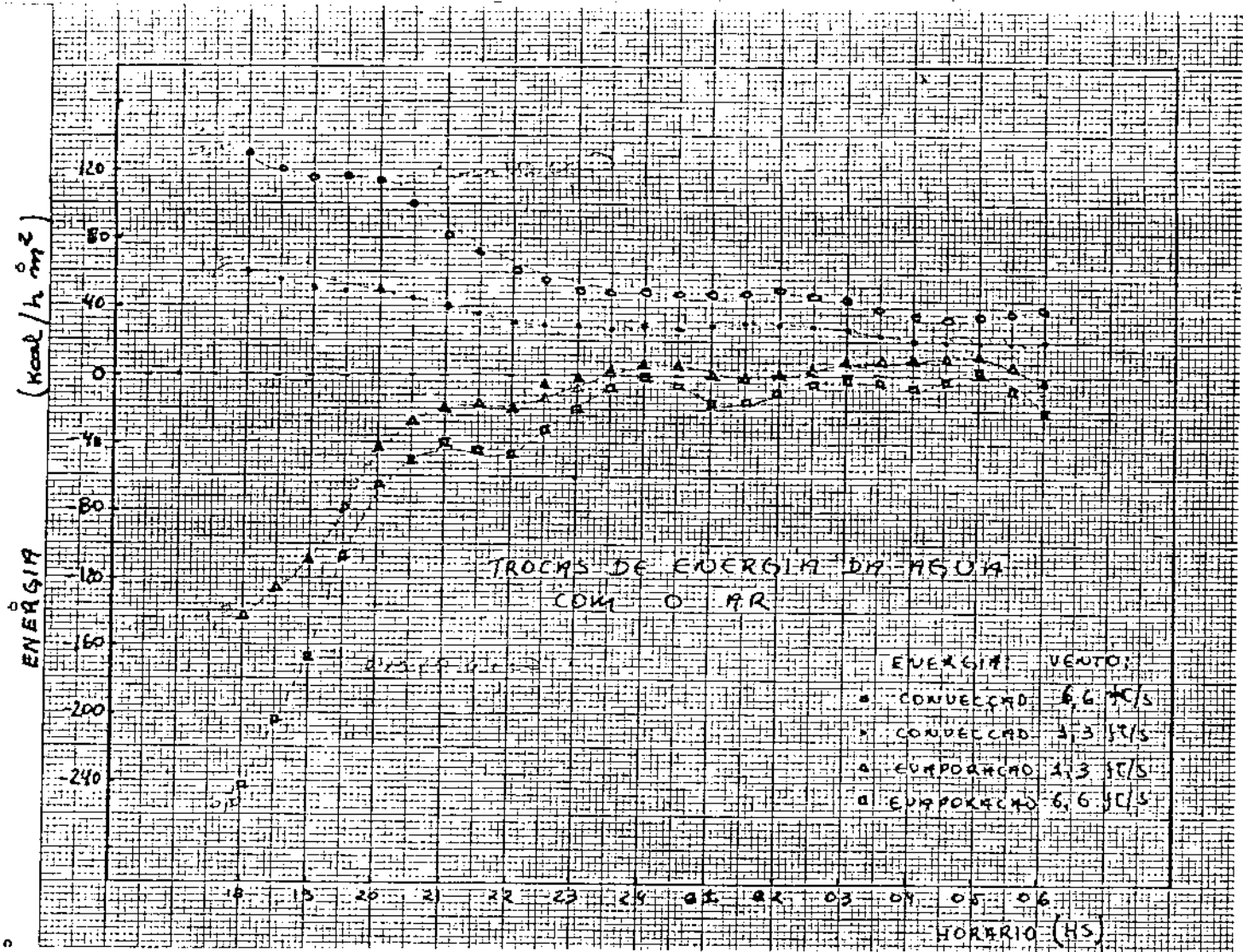


FIGURA 34.

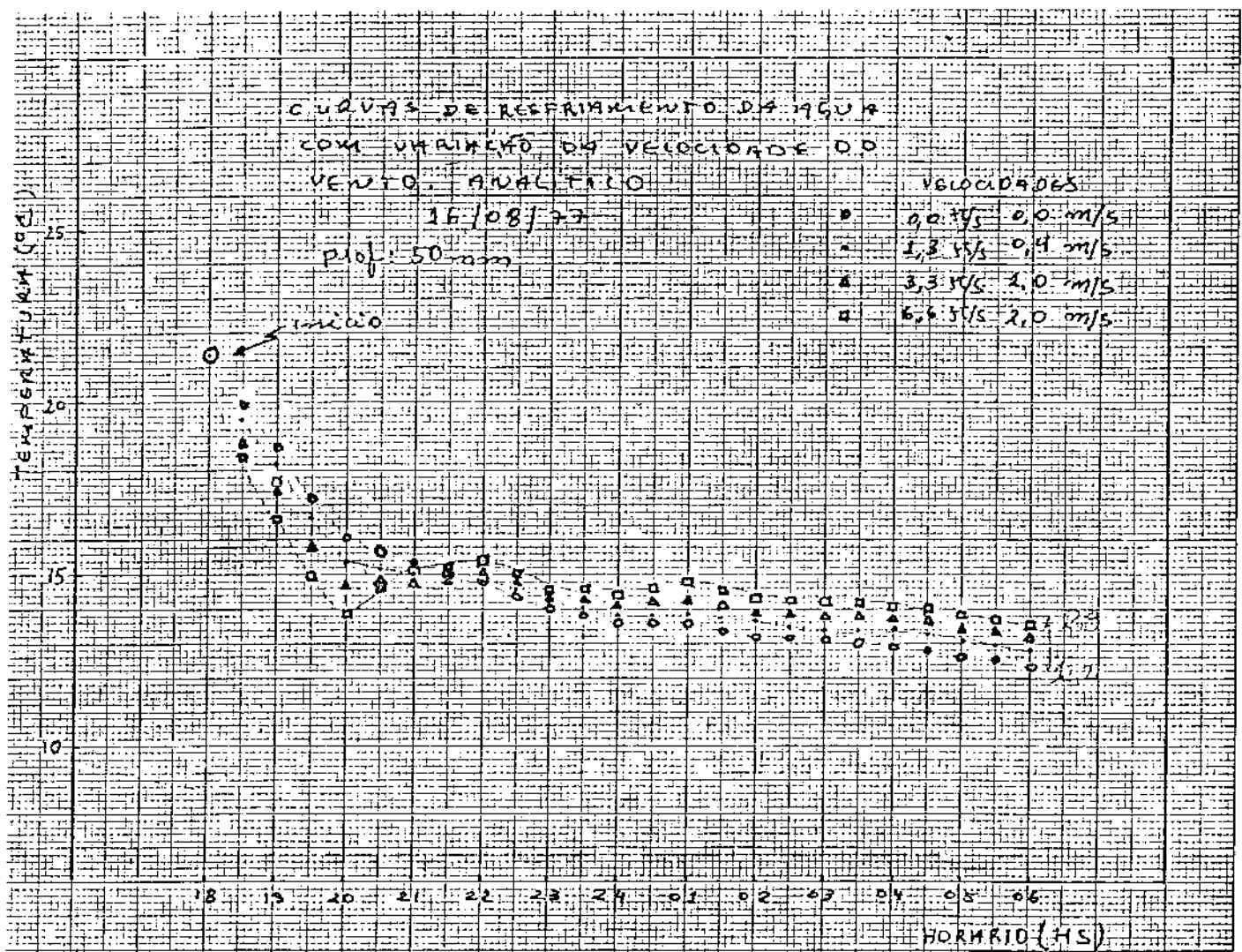


FIGURA 33.

100000

250

200

150

TEMPERATURA (°C)

TEMPERATURA (°C)

TEMPERATURA DA AGUA
ANALITICO: 16/08/77

PROF: 50 mm
VELOC. VENTO: 0,4 m/s

CURVAS:
- Ts p/ WHILLIER
- Ts p/ PARMELE

18 19 20 21 22 23 24 01 02 03 04 05 06
HORARIO (HS)

100

50

0

TEMPERATURA (°C)

TEMPERATURA EFECTIVA DO CEU
16/08/77
ANALITICO

* FORMULA DE WHILLIER
o FORMULA DE PARMELE

18 19 20 21 22 23 24 01 02 03 04 05 06
HORARIO (HS)

Fig 35 e 36

FIGURAS 35 e 36

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES FINAIS

Aparentemente o sistema apresentado é viável tecnicamente. Apresenta limitações pois só poderá ter bom aproveitamento em regiões onde o verão é razoavelmente "seco", com poucas chuvas e poucas nuvens. Pode-se no entanto imaginar vários locais onde ele pode ser aplicado aqui no Brasil. Campinas é uma delas. São Paulo também, porém com algumas limitações, pois problemas surgem devido à poluição que acarreta muitas noites nebulosas. Outra limitação é a necessidade de espaço para a localização da piscina.

No entanto suas limitações são grandemente suplantadas pela economia energética (só temos a energia gasta na bomba de circulação) e seu custo de aquisição mais baixo que o de sistema de ar condicionado tradicionais, o que torna compatível ao nosso nível de vida. Seria uma solução para o Brasil e outros países em desenvolvimento.

Entretanto sua viabilidade real em grande escala depende diretamente de mudança de política habitacional adotada atualmente.

Le Corburier apresenta em "tres estabelecimentos Humanos", uma política racional de ocupação do solo pelo homem, sem ferir a natureza e sem bloquear o desenvolvimento industrial:

"A organização, a ocupação do solo pelo domínio construído e seus prolongamentos, os problemas da circulação foram os objetivos da ascoral (Assembléia de Construtores para uma renovação arquitetônica), criada em Paris em 1942 e presidida por Le Corburier. Ela teve em razão das circunstâncias uma existência um pouco clandestina. A ascoral, que se dividia em onze setores de trabalho, reunia-se de quinze-em-quinze dias durante um ano. E, 1943 aparecia nas livrarias uma pequena obra que, sob o título "Os tres estabelecimentos Humanos", mostrava as conclusões essenciais desses trabalhos".

O verde, o habitar, o trabalho e o abastecimento foram criteriosamente estudados e a solução apresentada as tornam compatíveis entre si.

Dentro de uma solução dessa o ar condicionado noturno poderia ser amplamente aplicado pois haveria espaço disponível permitindo uma perfeita integração equipamento-paisagem-habitação.