

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
ÁREA DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS**

**DESENVOLVIMENTO, VALIDAÇÃO E APLICAÇÃO  
DE UM TRANSDUTOR DE FLUXO DE  
CALOR POROSO EM DESCONFORTO TÉRMICO**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE  
FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO  
DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**JESUÉ GRACILIANO DA SILVA**

**FLORIANÓPOLIS, OUTUBRO DE 1999**

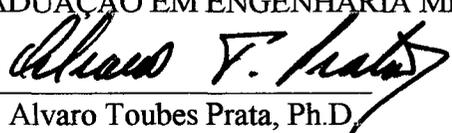
DESENVOLVIMENTO, VALIDAÇÃO E APLICAÇÃO  
DE UM TRANSDUTOR DE FLUXO DE CALOR POROSO EM DESCONFORTO TÉRMICO

**JESUÉ GRACILIANO DA SILVA**

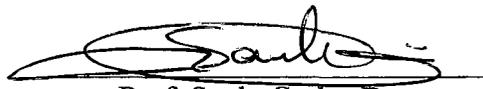
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA  
PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

**MESTRE EM ENGENHARIA**

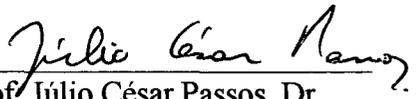
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO  
ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS, E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO  
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA



Prof. Alvaro Toubes Prata, Ph.D.  
Orientador

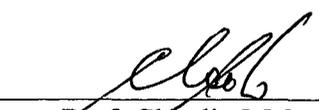


Prof. Saulo Güths, Dr.  
Orientador

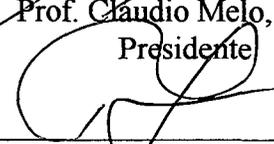


Prof. Júlio César Passos, Dr.  
Coordenador do Curso

**Banca Examinadora:**



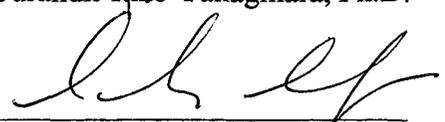
Prof. Claudio Melo, Ph.D.  
Presidente



Prof. Roberto Lamberts, Ph.D.



Prof. Jurandir Irizo Yanagihara, Ph.D.



Prof. Carlos Alfredo Clezar, M.Sc.

“A felicidade não existe  
fora de nós, onde geralmente a procuramos,  
mas dentro de nós, onde raramente a encontramos.” Huberto Rohden – (1893-1981)

A meus pais, Rufino e Emiliana, retirantes  
da seca que criaram com saúde oito filhos,  
e que orgulho-me dizer, sempre acreditaram neles;

À Sulayre, pelo carinho e compreensão.

## AGRADECIMENTOS,

Ao contribuinte brasileiro, por permitir a realização de meus estudos de graduação e pós-graduação em uma universidade pública, gratuita e de qualidade.

Ao professor Alvaro Toubes Prata, pela orientação precisa e incentivo constante durante todo o trabalho, o que fez com que a motivação para concretização dos objetivos nunca faltasse, pelo exemplo de dedicação profissional como professor, de pesquisador e de ser humano.

Ao professor Saulo Güths, pelo exemplo de humildade e pela orientação precisa durante todo procedimento experimental.

Ao professor Carlos Alfredo Clezar, pelo exemplo de simplicidade e por ter me mostrado primeiro os graves problemas oriundos do trabalho em ambientes quentes.

Aos colegas de trabalho da Escola Técnica Federal de Santa Catarina - Unidade de Ensino de São José e em especial aos professores Carlos Boabaid Neto e Joaquim Manoel Gonçalves, pelo companheirismo e pelas sugestões dadas no decorrer do trabalho.

À Coordenação da Área Técnica de Refrigeração e Ar Condicionado da Escola Técnica Federal de Santa Catarina, pela dedicação em garantir a capacitação de seus membros e pela redução parcial de carga horária a mim concedida nos anos de 1996, 1997 e 1999, fundamental para viabilização deste trabalho.

A todos os membros do Núcleo de Pesquisas em Refrigeração -Ventilação e Condicionamento de Ar, NRVA, professores Rogério, Prata, Melo, César Dechamps e Negrão; colegas de pós-graduação Kátia, Moacir, Klein, Fred, Cláudio, Vitor, Luciana, Jony, Clodoaldo, Jackson, Christian, Viviana, Alexandre, Adriano, Michael, Daniel, Raimundo e Gustavo; graduação: Marcelon, Helber, Sander, Rodrigo, Thiago, Paulão, Gustavo, Grando e Cíntia; técnicos: Otávio, Samuel, Ricardo, Milton, Edevaldo, Rodrigues e Luciano pelo ambiente de trabalho saudável; secretárias: Beti e Giani pela paciência. Sou particularmente grato ao prof. Melo pela viabilização da câmara de testes climatizada e pela revisão final do documento.

A todos os membros do Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas, LMPT, professores Philippi, Bellini, Vicente, Saulo, Celso, aos colegas de pós-graduação: Vilain, Anastácio, André, Damian, Aldomar; graduação: Pérsico, Hoffmann, Diego, Fabiano, Carlos e ao técnico Fábio Lopes, pela agradável convivência durante a realização dos experimentos. A utilização do espaço físico do LMPT foi fundamental para a realização dos experimentos.

Aos demais Laboratórios da UFSC que contribuíram para execução deste trabalho, tais como Laboratório de Energia Solar, LABSOLAR, pelo fornecimento dos dados experimentais de pressão atmosférica, Laboratório de Mecânica de Precisão, LMP, pelo uso da furadeira de precisão e ao Núcleo de Pesquisa em Construção pelo empréstimo da balança para medição de massa evaporada em voluntários.

Aos voluntários que, com paciência, participaram dos testes de evaporação de suor.

Ao prof. Peron, pelas interessantes discussões acerca de fisiologia humana, e ao prof. Jucá, que cedo nos deixou, pelo empréstimo da sua furadeira de precisão.

## SUMÁRIO

<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>.ix</b>
<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	<b>.x</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS.....</b>	<b>xiii</b>
<b>RESUMO.....</b>	<b>xviii</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>xix</b>
<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>01</b>
<b>2. CONFORTO TÉRMICO .....</b>	<b>05</b>
2.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS .....	05
2.2. DEFINIÇÃO DE CONFORTO TÉRMICO .....	06
2.3. INFLUENCIA NA SENSAÇÃO DE CONFORTO TÉRMICO.....	06
2.3.1. Temperatura do Ar.....	07
2.3.2. Umidade Relativa do Ar.....	07
2.3.3. Velocidade do Ar .....	08
2.3.4. Temperatura Média Radiante .....	08
2.3.5. Resistência Térmica do Vestuário.....	09
2.3.6. Metabolismo.....	09
2.3.7. Outros Fatores.....	10
2.4. AVALIAÇÃO DE AMBIENTES .....	10
2.4.1. ISO 7933 .....	11
2.4.2. ISO 7730 .....	13
2.4.3. ISO 7243 .....	13
2.4.4. Estresse térmico.....	15
2.5. ASPECTOS FISIOLÓGICOS .....	16
2.5.1. Regulagem da Temperatura do Corpo .....	17
2.5.2. Perda de Calor através da Pele .....	18

2.6. EXPERIMENTOS COM VOLUNTÁRIOS .....	20
<b>3. SIMULAÇÃO DE AMBIENTES QUENTES .....</b>	<b>24</b>
3.1. TROCAS TÉRMICAS COM O MEIO .....	24
3.2. SIMULAÇÃO DE CASOS .....	28
3.2.1. Caso 1.....	30
3.2.2. Caso 2.....	31
3.2.3. Caso 3.....	31
3.2.4. Caso 4.....	33
3.3. CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	34
<b>4. TRANSFERÊNCIA EVAPORATIVA DE CALOR E MASSA .....</b>	<b>36</b>
4.1. INTRODUÇÃO .....	36
4.2. CONVECÇÃO.....	37
4.3. RADIAÇÃO.....	39
4.4. EVAPORAÇÃO.....	40
4.5. EVAPORAÇÃO DA ÁGUA NO AR.....	41
<b>5. BANCADA EXPERIMENTAL E INSTRUMENTAÇÃO.....</b>	<b>46</b>
5.1. BANCADA EXPERIMENTAL.....	46
5.1.1. Considerações Iniciais.....	46
5.1.2. Microclima Instrumentado.....	46
5.1.3. Macroclima.....	50
5.2. PRINCIPAIS GRANDEZAS MEDIDAS.....	52
5.2.1. Temperatura.....	52
5.2.2. Fluxo de Calor.....	53
5.2.3. Massa Evaporada.....	60
5.3. GRANDEZAS COMPLEMENTARES.....	61
5.3.1. Tensão Elétrica.....	61
5.3.2. Corrente Elétrica.....	61
5.3.3. Pressão Atmosférica .....	62
<b>6. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL E REDUÇÃO DOS DADOS.....</b>	<b>64</b>
6.1. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	64

6.1.1. Testes de evaporação no microclima.....	64
6.1.2. Testes de convecção Natural em microclima seco.....	70
6.1.3. Testes com voluntários.....	72
<b>6.2. REDUÇÃO DOS DADOS.....</b>	<b>73</b>
6.2.1. Dados de evaporação no microclima.....	73
6.2.2. Dados de convecção no microclima.....	78
6.2.3. Dados do macroclima.....	79
<b>7. RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....</b>	<b>81</b>
7.1. TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO.....	81
7.1.1. Placa plana vertical aquecida.....	81
7.1.2. Placa plana horizontal aquecida com película de alumínio.....	83
7.1.3. Placa plana horizontal aquecida com película preto fosco.....	86
7.2. TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR EVAPORAÇÃO.....	87
7.2.1. Resultados para transferência de calor e massa .....	87
7.3. EVAPORAÇÃO DE SUOR EM VOLUNTÁRIOS.....	110
<b>8. CONCLUSÕES.....</b>	<b>103</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>106</b>
<b>APÊNDICES.....</b>	<b>109</b>
APÊNDICE A- PROPRIEDADES DA ÁGUA E DO AR ÚMIDO.....	109
APÊNDICE B- REDUÇÃO DE DADOS PARA UM DOS TESTES.....	111
APÊNDICE C- INCERTEZAS DE MEDIÇÃO.....	113
APÊNDICE D- DADOS EXPERIMENTAIS.....	116

## LISTA DE TABELAS

2.1	Tipos de vestimentas e os isolamentos proporcionados.....	09
2.2	Tipo de atividade versus taxa de metabolismo.....	10
2.3	Respostas fisiológicas para um período de exposição de 8 h .....	12
2.4	Valores limites de IBUTG.....	15
2.5	Taxa de suor liberada por hora .....	21
2.6	Evaporação de suor para diversas áreas da pele.....	23
3.1	Índice de sobrecarga máximo para pessoas aclimatadas e não aclimatadas.....	28
3.2	Termos envolvidos no balanço de energia no corpo humano.....	29
3.3	Trocas de calor entre o homem e o meio para três condições ambientes.....	35
6.1	Dados experimentais típicos obtidos para evaporação.....	66
6.2	Medição típica para o experimento de convecção natural.....	71
B1-	Dados de entrada para testes de evaporação.....	111
B2	Resultados da redução de dados para um dos testes realizados.....	112
C1	Dados da incerteza de medição para $Ra_m$ e $Sh$ .....	114
C2	Dados da incerteza de medição para $Bo_m$ e $Sh$ .....	115
D1	Dados de entrada para evaporação sobre o transdutor liso.....	116
D2	Propriedades do ar úmido sobre o transdutor liso.....	117
D3	Números adimensionais para evaporação sobre o transdutor liso.....	119
D4	Dados de entrada referentes ao transdutor poroso.....	120
D5	Números adimensionais para evaporação sobre o transdutor poroso.....	121
D6	Dados obtidos dos experimentos com evaporação sobre o transdutor poroso.....	122
D7	Dados do escoamento sobre a superfície vertical aquecida.....	123
D8	Dados da convecção natural sobre a superfície de alumínio.....	123
D9	Dados para convecção natural sobre uma superfície negra.....	124
D10	Dados da evaporação em voluntário.....	125
D11	Características individuais dos voluntários.....	125

## LISTA DE FIGURAS

1.1	O homem e as trocas térmicas com o seu meio.....	02
1.2	Sobreposição de fatores de desconforto na indústria.....	03
2.1	Esquema dos equipamentos utilizados para medição de TBU <sub>n</sub> , TG e TBS.....	14
2.2	Esquema do sistema de termorregulação humano.....	18
2.3	Esquema da rede de capilares sob a pele humana.....	19
2.4	A influência da aclimatação na taxa de suor liberada .....	20
3.1	Massa de suor requerida para manter o equilíbrio térmico em função da temperatura ambiente e umidade relativa; caso 1.....	30
3.2	Massa de suor requerida para manutenção do equilíbrio térmico em função da umidade relativa; caso 2.....	32
3.3	Comparação da ordem de grandeza das trocas de calor com o meio; caso 3.....	33
3.4	Comparação entre as trocas de calor com o meio versus velocidade do ar, caso 4 .....	34
4.1	Transferência de calor e massa sobre uma superfície de água.....	36
4.2	Escoamento em convecção natural sobre uma placa plana horizontal.....	38
4.3	Representação esquemática da convecção natural na superfície da água.....	42
5.1	Bancada experimental para teste de evaporação em película.....	47
5.2	Detalhe da montagem.....	48
5.3	Aparato experimental para estudo da convecção natural em superfície horizontal.....	49
5.4	Aparato experimental para estudo da convecção natural em superfície vertical .....	50
5.5	Aparato experimental para avaliação da evaporação de suor em voluntários.....	51
5.6	Esquema para medição do diferencial de temperatura entre a interface e o meio.....	53
5.7	Linhas de corrente em um circuito bimetálico a eletrodo depositado.....	54
5.8	Circuito bimetálico com solda entre as junções.....	55
5.9	Transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial .....	55
5.10	Esquema da calibração de um transdutor auxiliar.....	57
5.11	Esquema da calibração através de um transdutor auxiliar.....	58
5.12	Esquema da calibração de um transdutor poroso para a condição úmida.....	59
5.13	Vista lateral da balança durante os testes.....	61
5.14	Sinal típico obtido pela aquisição automática do fluxo de calor.....	62
5.15	Variação da pressão atmosférica ao longo do tempo.....	63
6.1	Esquema das medições sobre o microclima.....	64

6.2	Esquema de utilização do macroclima controlado.....	67
6.3	Sinais de tensão para uma mesma potência aplicada ao primeiro transdutor poroso construído para o experimento.....	68
6.4	Esquema da disposição dos poros entre as pistas do transdutor.....	69
7.1	Convecção natural sobre a placa plana vertical aquecida.....	82
7.2	Coefficientes de transferência de calor para a placa plana vertical aquecida, com a superfície recoberta com película de alumínio .....	83
7.3	Convecção natural sobre a placa plana horizontal aquecida, com a superfície recoberta com película de alumínio.....	84
7.4	Coefficientes de transferência de calor para a placa plana horizontal aquecida, com superfície recoberta com película de alumínio.....	85
7.5	Convecção natural sobre a placa plana horizontal aquecida com superfície recoberta com película de preto fosco.....	86
7.6	Coefficientes de transferência de calor para a placa plana horizontal aquecida com superfície recoberta com película de preto fosco.....	87
7.7	Correlação entre os números de Rayleigh e de Sherwood para evaporação em película sobre o transdutor liso.....	88
7.8	Correlação entre os números de Sherwood e de Rayleigh para evaporação em película sobre o transdutor poroso.....	89
7.9	Correlação geral entre entre os números de Sherwood e de Rayleigh para evaporação em película sobre os transdutor liso e poroso .....	90
7.10	Correlações entre os números de Sherwood e de Boussinesq para a massa, para a evaporação sobre o transdutor poroso.....	92
7.11	Correlações entre os números de Sherwood e de Boussinesq para a massa, sobre o transdutor liso.....	93
7.12	Correlação entre os números de Nusselt e de Rayleigh para evaporação em película sobre o transdutor liso.....	94
7.13	Correlação entre os números de Nusselt e de Rayleigh para a evaporação sobre o transdutor poroso.....	95
7.14	Correlações para convecção natural sobre película e sobre a placa seca aquecida.....	96
7.15	Correlação entre os números de Nusselt e de Boussinesq para o calor, para evaporação sobre transdutor poroso.....	97
7.16	Correlação entre os números de Nusselt e de Boussinesq para o calor, para evaporação sobre o transdutor liso.....	98

7.17	Ordem de grandeza das trocas térmicas para evaporação em película de água sobre o transdutor liso.....	99
7.18	Ordem de grandeza das trocas térmicas para evaporação em película sobre o transdutor poroso.....	100
7.19	Dados obtidos dos testes de evaporação de suor em voluntários .....	101
7.20	Massa evaporada versus massa estimada.....	102

## LISTA DE SÍMBOLOS

<b>Símbolo</b>	<b>Descrição, Unidade</b>
$A_D$	Área superficial do corpo humano, $m^2$
$A_T$	Área exposta à radiação, $m^2$
$A_s$	Área superficial do experimento, $m^2$
$Bo_T$	Número de Boussinesq para o calor
$Bo_m$	Número de Boussinesq para a massa
$C$	Calor trocado por convecção, $W/m^2$
$C_a$	Constante de calibração do transdutor auxiliar, $W/mV$
$C_c$	Constante de calibração do transdutor, $W/mV$
$C_{res}$	Calor trocado por convecção durante a respiração, $W/m^2$
$c_1$ à $c_6$	Constantes para determinação da pressão de saturação
$c_p$	Calor específico do ar seco, $J/kg.K$
$D$	Coefficiente de difusão, $m^2/s$
$E_{máx}$	Energia de evaporação máxima, $W/m^2$
$E_{res}$	Troca de calor por evaporação durante a respiração, $W/m^2$
$E_{suor}$	Troca de energia por evaporação de suor, $W/m^2$
$F_{cl}$	Fator de área do vestuário
$F_{pcl}$	Fator de redução da troca de calor latente
$f_{cl}$	Razão entre a fração de área coberta e descoberta
$F_{pcs}$	Fator de redução da troca de calor sensível
$Gr$	Número de Grashof
$h_c$	Coefficiente de transferência de calor por convecção, $W/m^2°C$
$h_e$	Coefficiente de transferência evaporativa, $W/m^2kPa$
$h_{fg}$	Calor latente de vaporização da água, $J/kg$
$h_m$	Coefficiente de transferência de massa, $m/s$
$h_p$	Altura do indivíduo, $m$
$h_r$	Coefficiente de transferência de calor por radiação, $W/m^2°C$
IBUTG	Índice de bulbo úmido - temperatura de globo, $°C$
$I_{cl}$	Fator de isolamento do vestuário, CLO
IST	Índice de sobrecarga térmica
$K$	Troca de calor por condução, $W/m^2$

$K$	Troca de calor por condução, $W/m^2$
$k$	Condutividade térmica, $W/m.K$
$L$	Dimensão característica, $m$
$Le$	Número de Lewis
$M$	Taxa de metabolismo, $W/m^2$
$M_{ar}$	Massa molecular do ar seco, $kg/kg.mol$
$M_{mist}$	Massa molecular do ar úmido, $kg/kg.mol$
$M_w$	Massa molecular do vapor d'água, $kg/kg.mol$
$m$	Massa evaporada, $(g)$
$\dot{m}$	Fluxo de massa evaporada, $kg/s$
$\dot{m}''$	Fluxo de massa evaporada por unidade de área, $kg/m^2s$
$m_d$	Massa obtida a partir do fluxo de calor, $kg$
$Nu$	Número de Nusselt
$P$	massa do indivíduo, $kg$
$p_{a\infty}$	Pressão parcial do ar seco no ambiente longe da interface, $Pa$
$p_{pele}$	Pressão parcial de vapor sobre a pele, $Pa$
$p_{total}$	Pressão atmosférica, $Pa$
$p_{sat}(T)$	Pressão do ar saturado à temperatura $T$ , $Pa$
$p_{w\infty}$	Pressão parcial de vapor do ar ambiente, $Pa$
$p_{wi}$	Pressão parcial de vapor na interface entre o líquido e o vapor, $Pa$
$p_{ws}$	Pressão de saturação do ar à temperatura TBS, $Pa$
$p_{wst}$	Pressão de saturação do ar à temperatura TBU, $Pa$
$PMV$	Voto médio previsto
$Pe$	Número de Peclet
$Pr$	Número de Prandtl
$P_t$	Potência elétrica dissipada pela resistência aquecedora, $W$
$q_a$	Calor que flui através do transdutor auxiliar, $W$
$q_c$	Calor que flui através do transdutor a calibrar, $W$
$q_{conv}$	Calor trocado por convecção entre a interface e o ar, $W$
$q_{evap}$	Calor trocado por evaporação entre a interface e o ar, $W$
$q_{pele}$	Calor total trocado entre a pele e o ar, $W$
$q_{rad}$	Calor trocado por radiação entre a interface e o ar, $W$

$q_{ts}$	Calor que flui pelo transdutor superficial, W
$q''_{conv}$	Fluxo de calor trocado por convecção entre a interface e o ar, $W/m^2$
$q''_{rad}$	Fluxo de calor trocado por radiação entre a interface e o ar, $W/m^2$
$q''_{evap}$	Fluxo de calor trocado por evaporação entre a interface e o ar, $W/m^2$
$q''_{total}$	Fluxo total de calor trocado entre a interface e o ar, $W/m^2$
R	Constante universal dos gases ideais, kJ/kmol K
$R_a$	Constante para o ar seco, kJ/kmol K
$R_p$	Calor trocado por radiação pela pele, $W/m^2$
$R_r$	Resistência elétrica da resistência aquecedora, $\Omega$
$R_t$	Resistência à evaporação do suor provocada pelo vestuário, $m^2kPa/W$
$R_w$	Constante para a água, kJ/kmol K
$Ra_L$	Número de Rayleigh
$Ra_m$	Número de Rayleigh para a massa
$Ra_T$	Número de Rayleigh para a temperatura
Re	Número de Reynolds
$r_{req}$	Eficiência evaporativa da sudorese
Sc	Número de Schmidt
Sh	Número de Sherwood
$S_{req}$	Troca de calor requerida para garantir o equilíbrio térmico através do suor, $W/m^2$
$\bar{T}$	Temperatura média entre o ar e a interface, $^{\circ}C$
$T_a$	Temperatura do ar, $^{\circ}C$
$T_{cl}$	Temperatura superficial da roupa, $^{\circ}C$
$T_i$	Temperatura da interface, $^{\circ}C$
TG	Temperatura de globo, $^{\circ}C$
$T_r$	Temperatura média radiante, $^{\circ}C$
$T_{paredes}$	Temperatura da vizinhança do microclima, $^{\circ}C$
$T_{pele}$	Temperatura superficial da pele, $^{\circ}C$
TBS	Temperatura de bulbo seco, $^{\circ}C$
TBU	Temperatura de bulbo úmido, $^{\circ}C$
$TBU_n$	Temperatura de bulbo úmido natural, $^{\circ}C$
TE	Temperatura efetiva, ( $^{\circ}C$ )
TE*	Temperatura efetiva modificada, ( $^{\circ}C$ )

$V$	Velocidade do ar, m/s
$V_a$	Tensão medida pelo transdutor auxiliar, mV
$V_c$	Tensão medida pelo transdutor a calibrar, mV
$V_r$	Velocidade relativa do ar, m/s
$V_t$	Sinal de tensão medida pelo termopar, mV
$V_{tp}$	Sinal de tensão indicada pelo transdutor poroso, mV
$W$	Trabalho externo realizado, W/m <sup>2</sup>
$W_{ar}$	Umidade absoluta do ar, kg <sub>vapor</sub> /kg <sub>ar seco</sub>
$W_s$	Umidade absoluta do ar saturado na temperatura TBS, kg <sub>vapor</sub> /kg <sub>ar seco</sub>
$W_{st}$	Umidade absoluta do ar saturado na temperatura TBU, kg <sub>vapor</sub> /kg <sub>ar seco</sub>
$w$	Fração mássica
$w_a$	Fração mássica do vapor d'água do ar
$w_i$	Fração mássica do vapor d'água na interface entre o líquido e o ar
$w_{máx}$	Fração máxima de pele molhada
$w_{req}$	Fração de pele molhada requerida para o equilíbrio energético

## SÍMBOLOS GREGOS

$\alpha$	Difusividade térmica, $m^2/s$
$\beta$	Coefficiente de expansão térmica, $K^{-1}$
$\beta_m$	Coefficiente de expansão mássica
$\rho_{mist}$	Densidade do ar úmido, $kg/m^3$
$\varepsilon$	Emissividade térmica
$\rho_i$	Densidade do vapor d'água na interface, $kg/m^3$
$\rho_{sat}$	Densidade do vapor d'água saturado, $kg/m^3$
$\rho_a$	Densidade do ar úmido no ambiente, $kg/m^3$
$\bar{\rho}$	Densidade média do ar úmido, $kg/m^3$
$\rho_{ai}$	Densidade do ar seco na interface, $kg/m^3$
$\rho_{wi}$	Densidade do vapor na interface, $kg/m^3$
$\rho_{w\infty}$	Densidade do vapor no ambiente, $kg/m^3$
$\rho_{a\infty}$	Densidade do ar seco no ambiente, $kg/m^3$
$\nu$	Viscosidade cinemática, $m^2/s$
$\mu$	Viscosidade absoluta, Pa.s
$\Delta T_i$	Diferença de temperatura entre o ar e a interface, K
$\sigma$	Constante de Stefan Boltzann, $W/m^2K^4$
$\phi$	Umidade relativa, %

## RESUMO

Em grande parte do Brasil, predomina o trabalho humano em temperaturas elevadas. Nestas circunstâncias a necessidade de um trabalhador liberar calor para o ambiente é suprida principalmente pela evaporação do suor. No presente trabalho, estuda-se as trocas de calor e massa na interface entre o homem e o ambiente. Para tanto, procurou-se reproduzir as condições da interface através de uma bancada experimental. Neste ambiente controlado o fornecimento de um fluxo de calor conhecido ocasiona a evaporação de uma película d'água mantida a uma temperatura equivalente à da pele humana. A medição do fluxo de calor é realizada através de um transdutor de fluxo a gradiente tangencial e a massa evaporada é medida através de uma balança de precisão. Os dados obtidos são relacionados através da analogia entre a transferência de calor e massa. Correlações para a evaporação de massa sobre uma película aquecida foram determinadas, permitindo o cálculo do coeficiente de transferência de calor a partir do coeficiente de transferência de massa. Adicionalmente, testes com voluntários em ambientes quentes foram realizados com o objetivo de prever a massa perdida pelo indivíduo a partir da medição direta do fluxo de calor sobre a pele. Para tanto, utilizou-se um transdutor de fluxo de calor poroso e comparou-se a massa prevista com a massa medida através de uma balança. Este método de avaliação da perda de suor por evaporação é inédito na literatura e mostrou-se eficiente do ponto de vista de aplicabilidade, permitindo a realização de um programa de hidratação adequado para o trabalhador, condição fundamental para manutenção da homeostase do organismo.

## ABSTRACT

This work deals with a new methodology for predicting the rate of human sweating under unfavorable conditions of temperature and relative humidity. The work was divided into two parts. In the first part experiments were conducted in a controlled environment named microclimate where a special designed and constructed heat flux transducer was tested. This was a porous heat flux transducer that allowed water migration through it. Results for heat and mass transfer measured by the porous heat flux transducer were validated with results obtained from a solid heat flux transducer, as well as from results obtained in the open literature. Next, the porous heat flux transducer was employed to determine the sweating rate of volunteers in ambients having dry bulb temperature of 37 °C and relative humidity of 60 %. Because at those high values of temperature and relative humidity, the heat losses from the human body is virtually by evaporation, measurements of the heat transfer from the skin can be successfully used to predict the sweating rate. This new methodology to determine the amount of water lost by the skin has proven to be very promising in evaluating thermal comfort under unfavorable ambient conditions.

## INTRODUÇÃO

O trabalho humano sob tensões térmicas elevadas é muito comum em países de clima predominantemente tropical como o Brasil. Este fato não é verdadeiro apenas na siderurgia ou no ramo da cerâmica, que possuem em suas instalações equipamentos como fornos de elevada capacidade e ambientes altamente insalubres do ponto de vista térmico, mas também em outras indústrias distribuídas por todo o país. Isto por si só, já seria suficiente para motivar estudos térmicos visando a melhoria dos ambientes industriais através de técnicas e projetos apropriados. Os estudos nesta área, entretanto, focalizam geralmente ambientes com temperaturas moderadas seguindo na sua maioria a metodologia desenvolvida por Fanger (1970). Atualmente, ainda são realizados diversos trabalhos que reproduzem os experimentos de Fanger em outras condições procurando confirmar ou criticar as suas observações.

Nos últimos anos, aumentou significativamente o número de estudos sobre ambientes quentes e úmidos com ênfase no conforto térmico, Mallick (1996). Através desta nova linha de estudos, pôde-se comprovar o que parece senso comum: há diferenças razoáveis entre as temperaturas e umidades preferidas por habitantes de diferentes países.

O presente trabalho é uma contribuição neste sentido, ou seja, não se propõe aqui a investigar o nível de satisfação do homem com o ambiente quente, mas sim abordar os fenômenos que ocorrem na interface entre a sua pele e o meio. Desta forma, torna-se necessário considerar uma abordagem mais profunda dos processos de transferência de calor e massa sobre a pele humana, já que são as trocas térmicas nesta interface que garantem a manutenção da homeostase do meio interno. Para tanto desenvolver-se-á uma metodologia para avaliar experimentalmente estas trocas, medindo através de um transdutor de fluxo de calor poroso a taxa de evaporação de suor. Para que isto se torne possível, é necessário o desenvolvimento, validação e aplicação deste transdutor utilizando-se uma bancada experimental apropriada. Tais

transdutores de fluxo de calor foram desenvolvidos recentemente, sendo que diversas aplicações estão ainda sendo exploradas. Para utilizar estes transdutores na avaliação da massa de suor evaporada torna-se necessário compreender como o organismo produz e libera suor para o meio exterior.

O mecanismo de sudorese parte da necessidade do homem manter a sua temperatura interna num valor praticamente constante de 37 °C. Através de estudos fisiológicos (Guyton, 1996), sabe-se que isto é conseguido principalmente através de mecanismos como vasoconstrição, vasodilatação, produção e eliminação de suor e tremor.

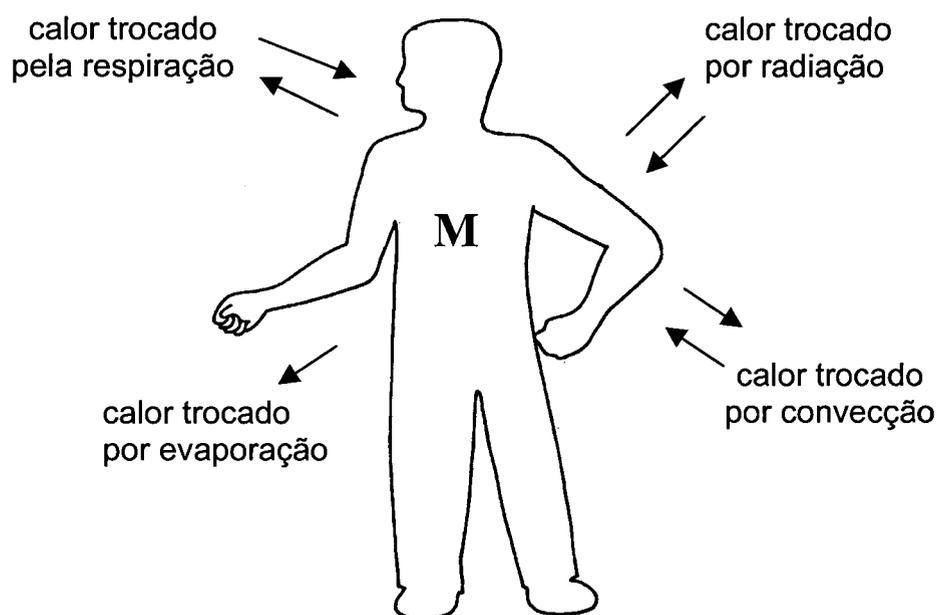


Figura 1.1- O homem e as trocas térmicas com o seu meio.

As principais trocas de calor entre o corpo e o meio exterior são ilustradas na figura 1.1. O calor gerado pelo metabolismo deve ser liberado para o meio externo com o intuito de manter a temperatura corporal interna constante. Como mostra a figura, o corpo pode perder calor pela evaporação do suor bem como receber ou ceder calor para o ambiente pelos mecanismos de respiração, radiação e convecção, dependendo da temperatura do ar.

A estimativa destas trocas de calor pode ser feita através de diversos modelos matemáticos e numéricos disponíveis na literatura especializada. Estes modelos utilizam várias hipóteses simplificativas. O que se observa é que algumas destas aproximações afastam os

resultados de uma aplicação real, como por exemplo o modelo de Gagge (1971) que simula o corpo como se este fosse formado por camadas cilíndricas sobrepostas.

É de conhecimento comum que em ambientes quentes os principais mecanismos de termorregulação são a produção e a eliminação de suor. Estes dois mecanismos possuem uma interdependência direta, sendo que o corpo pode produzir uma quantidade grande de suor, mas sua eliminação dependerá de fatores ambientais como por exemplo, a umidade relativa do ar, que pode facilitar ou prejudicar este processo. Para temperaturas elevadas a quantidade de suor exigida para a homeostase do meio interno pode variar muito de acordo com a condição térmica e até mesmo com a susceptibilidade individual. A quantificação da evaporação de suor para diferentes condições de temperatura e de umidade pode trazer mais subsídios para que se estabeleçam programas de controle da saúde do trabalhador e para que projetos termicamente viáveis sejam concebidos pela área de engenharia.

Deve-se ressaltar ainda que o desconforto térmico é apenas um dos problemas encontrados em ambientes industriais, conforme ilustrado na figura 1.2. Outros problemas incluem vibrações, ruídos elevados e emissão de gases provenientes de processos como galvanização, soldagem, etc.

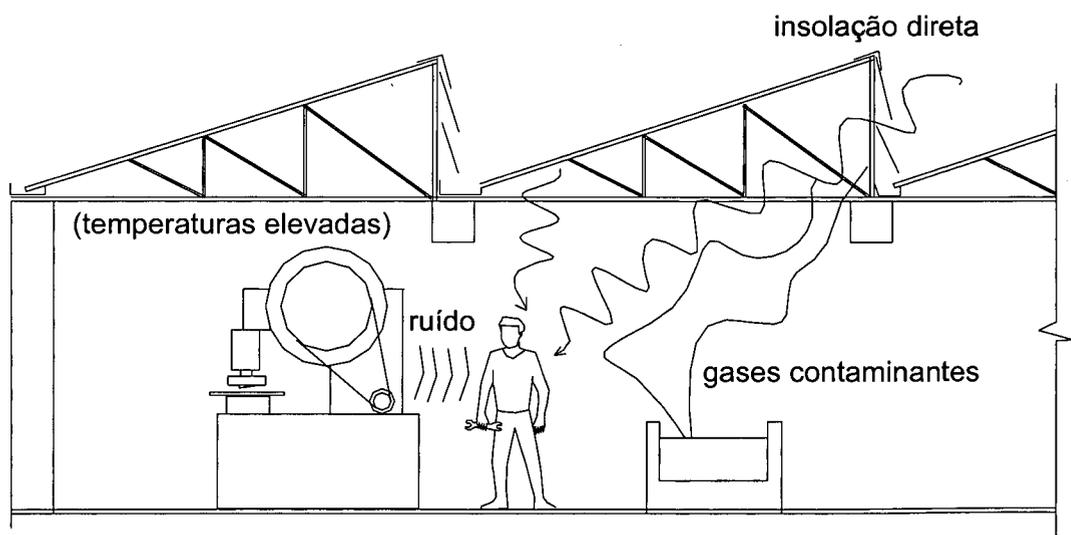


Figura 1.2– Sobreposição de fatores de desconforto na indústria.

Todos estes problemas se sobrepõem ao problema térmico, aumentando o risco de exaustão do organismo. Desta forma, focalizar a atenção no ser humano e mensurar sua resposta ao meio a que este está exposto parece ser o caminho mais natural para se estabelecer condições favoráveis ao trabalho.

Para determinar experimentalmente a massa de suor evaporada, torna-se primeiramente necessário explorar as trocas de calor e de massa sobre uma película aquecida. Esta abordagem será utilizada como um modelo simplificado da pele humana, quando então o processo de transferência de calor e massa será estudado em diferentes temperaturas da interface entre a água e o ar.

A bancada experimental será denominada microclima. Nesta bancada é possível controlar e medir todos os parâmetros envolvidos no processo de troca de calor e massa de maneira mais efetiva que na pele humana. O emprego do microclima é favorecido pelo uso de transdutores de fluxo de calor a gradiente tangencial.

Modelos teóricos serão então explorados e correlações para a transferência de calor e massa serão propostas visando contribuir para o efetivo conhecimento deste processo e servir de validação para o transdutor poroso. Finalmente a instrumentação desenvolvida e os modelos sugeridos serão aplicados para a determinação da sudorese em situações reais onde voluntários serão submetidos a condições desfavoráveis de temperatura e umidade.

# CONFORTO TÉRMICO

### 2.1- CONSIDERAÇÕES INICIAIS

No presente trabalho serão estudadas as trocas de calor e massa sobre uma película de água aquecida através de uma bancada experimental chamada de microclima. Nesta bancada, serão reproduzidas condições equivalentes às que ocorrem sobre a pele humana. Por ser este um trabalho que está inserido na interface entre a engenharia e a fisiologia humana, faz-se necessário uma revisão dos principais termos envolvidos nestas áreas. Desta forma, através do entendimento de aspectos isolados da fisiologia humana e da interação do homem com um ambiente com temperaturas elevadas será possível analisar com mais segurança os resultados obtidos.

No aspecto fisiológico, um referencial básico na área de medicina é o livro de Guyton (1996), que apresenta o funcionamento do sistema de termorregulação humano com clareza e simplicidade. Para uma ordenação racional dos trabalhos publicados na área de ambientes quentes, referência é feita ao livro de Parsons (1993). A Legislação Brasileira de Segurança e Medicina do Trabalho, através da NR 15 em seu anexo 03 (1978), trata do tema Temperaturas Elevadas. Nesta norma, os limites de tolerância estabelecidos para as temperaturas são o referencial básico para definir um ambiente quente. O capítulo oito do ASHRAE Handbook of Fundamentals (1997) apresenta, de forma resumida, as equações fundamentais para o entendimento das trocas entre o corpo e o ambiente, bem como os principais índices de avaliação de um ambiente quente. A seguir, serão introduzidas as informações mais relevantes ao presente assunto tais como, conforto térmico, conforto térmico industrial, fatores que influenciam o conforto térmico, aclimatação, aspectos fisiológicos e, experimentos com voluntários.

## **2.2- DEFINIÇÃO DE CONFORTO TÉRMICO**

Segundo a ASHRAE (1997), conforto térmico é um estado de espírito que reflete satisfação com o ambiente térmico que envolve uma pessoa. É, portanto, uma sensação subjetiva que depende de aspectos biológicos, físicos e emocionais dos ocupantes, não sendo, desta forma, possível satisfazer com uma determinada condição térmica todos os indivíduos que ocupam um recinto. O estudo do conforto térmico tem como objetivo a determinação das condições ambientais que propiciam o conforto térmico para um maior número de pessoas possíveis.

Esta sensação de conforto depende da facilidade com que o indivíduo estabelece um balanço térmico com o meio, com o intuito de manter a temperatura interna corporal em 37 °C. Mesmo que o equilíbrio térmico seja alcançado, uma pessoa pode não se sentir confortável, por exemplo, se estiver na presença de um campo assimétrico de radiação. Além disto, a quantidade de suor e a temperatura da pele devem ser mantidas dentro de valores limites. Em geral, mesmo sob condições adversas, a temperatura da pele não pode exceder a temperatura interna do organismo para não comprometer o sentido da transferência de calor do corpo para o meio externo. Já quanto à quantidade de suor eliminada, há limitações fisiológicas. Um homem não aclimatado pode eliminar uma quantidade máxima de um litro de suor por hora, embora, este valor pode ser duplicado com a adequada aclimatação (Guyton, 1996).

## **2.3- INFLUÊNCIA NA SENSACÃO DE CONFORTO TÉRMICO**

Segundo Fanger (1970), é possível dividir os fatores que afetam a sensação do conforto térmico em variáveis individuais e ambientais. As principais variáveis individuais são o tipo de atividade e o vestuário, e as principais variáveis ambientais são: temperatura de bulbo seco do ar, temperatura média radiante, velocidade relativa do ar e umidade relativa do ar. Deve-se observar, no entanto, que a sensação global de conforto do indivíduo é uma sensação mais complexa, devido a interação ou interdependência entre o conforto térmico, conforto olfativo, conforto acústico e visual. Ressalta-se que no presente trabalho, abordar-se-á somente os aspectos térmicos advindos da interação entre o homem e o ambiente. No que segue, as variáveis que influenciam a sensação de conforto térmico são descritas.

### 2.3.1- Temperatura de Bulbo Seco do Ar

Para fins de conveniência, esta temperatura pode ser definida como a temperatura do ar na vizinhança do corpo. Esta grandeza pode ser medida utilizando-se um termômetro de mercúrio blindado termicamente. Quando a temperatura é tomada por um termômetro inserido em uma esfera de 15 cm pintada de preto interna e externamente, a temperatura é dita de globo, TG. Já quando esta temperatura é tomada utilizando-se um termômetro com o bulbo envolto em uma gaze úmida sujeita à movimentação do ar, o valor lido é chamado temperatura de bulbo úmido, TBU.

Para fins de conforto, além do valor absoluto da temperatura de bulbo seco, deve-se avaliar também a estratificação de temperatura no sentido vertical. De acordo com ASHRAE (1997) a diferença de temperatura entre a cabeça e o tornozelo deve ser inferior a 3 K.

### 2.3.2- Umidade Relativa do Ar

Segundo a ASHRAE (1997), a composição do ar seco é relativamente constante (principalmente composto de oxigênio, nitrogênio, argônio e dióxido de carbono) variando levemente com o tempo, local e altitude. O ar que contém vapor d'água é chamado de ar úmido; o que não contém absolutamente quantidade alguma de vapor d'água é chamado de ar seco.

A umidade relativa,  $\phi$ , expressa em porcentagem, é a relação entre a pressão parcial do vapor de água no ambiente,  $p_{w\infty}$ , e a pressão de saturação nas mesmas condições de pressão e temperatura, ou seja,

$$\phi = \left( \frac{p_{w\infty}(T)}{p_{sat}(T)} \right)_{p,T} 100 \quad (2.1)$$

Tomando ar a uma dada temperatura,  $T_a$ , e certa pressão de vapor,  $p_{w\infty}$ , e adicionando o máximo possível de vapor d'água, obtém-se ar saturado na temperatura  $T_a$ . Neste caso a pressão parcial vai corresponder a pressão de saturação,  $p_{sat}(T_a)$ .

A compreensão do conceito de umidade relativa e de pressão de vapor e de saturação é fundamental, pois estas grandezas interferem diretamente na eficácia do processo de evaporação do suor depositado sobre a pele, facilitando ou dificultando o equilíbrio térmico.

Quanto maior a diferença entre a pressão de saturação do ar logo acima da pele coberta com uma película de suor,  $p_{sat}$ , e a pressão parcial de vapor no ar ambiente,  $p_{w\infty}$ , maior é a evaporação do suor.

A umidade relativa pode ser obtida indiretamente a partir de valores de TBS e TBU, registrados, por exemplo, através de um psicrômetro.

### **2.3.3- Velocidade Relativa do Ar**

A velocidade com que o ar atinge um indivíduo interfere tanto nas trocas de calor por convecção, como na evaporação do suor. Pode ser medida diretamente através de anemômetros, ou indiretamente através da temperatura de globo. Os estudos de Fanger et al. (1977) mostraram que as pessoas sentem-se melhor em situações onde a velocidade do ar é mantida constante do que quando está é permitida variar. Na prática, a velocidade do ar pode variar com o tempo, espaço e direção mas, por conveniência, nos cálculos envolvendo trocas térmicas, geralmente considera-se uma velocidade média em torno do indivíduo para um determinado tempo de exposição. Finalmente, observa-se que as velocidades preferenciais para conforto térmico são inferiores a 0,25 m/s para resfriamento e menores de 0,15 m/s para aquecimento. Observa-se porém que para ambientes industriais, as velocidades utilizadas são geralmente maiores (Clezar e Nogueira, 1999).

### **2.3.4-Temperatura Média Radiante**

A temperatura média radiante,  $T_r$ , é utilizada para a determinação das trocas de calor por radiação em ambientes com temperaturas superficiais não uniformes. Pode ser definida como a temperatura de um recinto negro uniforme no qual um corpo sólido (ou um indivíduo) troca a mesma quantidade de calor radiante que seria trocada em um ambiente não uniforme. A  $T_r$  em um ambiente não uniforme pode variar muito de local para local. Para obtê-la, utiliza-se um termômetro de globo. A temperatura do ar dentro do globo no equilíbrio térmico é o resultado de um balanço entre o calor ganho ou perdido por radiação e o calor ganho ou perdido por convecção. Para uma esfera não há dependência da orientação relativa entre a mesma e a vizinhança. Para o corpo humano isto não se aplica devendo a  $T_r$  ser calculada a partir da temperatura das superfícies vizinhas e do posicionamento do indivíduo (Parsons, 1993).

Uma assimetria considerável do campo radiante pode causar grande desconforto. Exemplos clássicos são pessoas expostas a telhados e a portas de fornos aquecidos. Porém o

controle das trocas de calor por radiação pode ser feito, principalmente, através do uso de isolamentos térmicos ou de barreiras posicionadas estrategicamente entre o indivíduo e a fonte emissora.

### 2.3.5- Resistência Térmica do Vestuário

As roupas têm importante papel nas trocas térmicas do corpo com o meio exterior, oferecendo uma resistência térmica adicional a ser vencida neste processo. Diversas tabelas estão disponíveis (ASHRAE, 1997) permitindo a obtenção de dados tais como a eficiência térmica do isolamento e o isolamento efetivo dos vestuários. Em geral a resistência oferecida pelas roupas, conhecida pelo símbolo  $I_{cl}$ , é medida na unidade chamada CLO. Um CLO representa em termos físicos  $0,155 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$ . Na tabela 2.1, são apresentados dados sobre os tipos de vestuários e os isolamentos correspondentes, caracterizados pelo fator de isolamento,  $I_{cl}$ .

Tabela 2.1- Tipos de vestuários com os respectivos isolamentos (ASHRAE, 1997).

Vestuário	$I_{cl}$ [CLO]	Isolamento [ $\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C/W}$ ]
corpo nu	0	0
corpo vestido apenas com calção	0,1	0,0155
calção e camisa de manga curta	0,3	0,0465
calça comprida e camisa manga curta	0,5	0,0775
calça social e terno com gravata	1,0	0,155
calça comprida e jaqueta com forro de pele grossa	3,0	0,465

### 2.3.6- Metabolismo

Para cada atividade desempenhada, tem-se como consequência um determinado nível de metabolismo. A medida desta taxa pode ser realizada por diversos processos. Uma maneira consiste em correlacionar o metabolismo com o volume de oxigênio consumido e com dióxido de carbono expelido. A ASHRAE (1997) apresenta tabelas correlacionando a energia produzida com o tipo de ocupação e com o grau de atividade. Um indivíduo em repouso gera cerca de  $46,6 \text{ W/m}^2$  de energia, entretanto quando submetido a uma atividade com movimentação elevada pode gerar  $465,6 \text{ W/m}^2$ . Por convenção a unidade representativa do metabolismo é o MET,

sendo que 1 MET corresponde a  $58,2 \text{ W/m}^2$ . Na tabela 2.2, apresenta-se dados para diversas atividades e a taxa de metabolismo correspondente:

Tabela 2.2- Tipo de atividade versus taxa de metabolismo (ASHRAE, 1997).

Tipo de atividade	Metabolismo [MET]	Metabolismo [ $\text{W/m}^2$ ]
deitado descansando	0,8	46,6
sentado	1,0	58,2
em pé	1,4	81,5
andando (3 km/h)	2,0	116,4
andando rápido (5 km/h)	3,0	174,6
correndo (10 km/h)	8,0	465,6

### 2.3.7- Outros Fatores

Influências de parâmetros como a localização geográfica (nacionalidade), idade e sexo, também foram estudadas por Fanger (1970).

Quanto à idade, verificou-se que pessoas mais velhas, em geral preferem temperaturas mais quentes do que as mais jovens. Collins e Hoinville (1980), verificaram que este fato decorre dos diferentes níveis de metabolismo e da precisão do mecanismo de regulação térmica. O sexo tem pouca influência na temperatura preferida, embora alguns estudos apontem que as mulheres são mais sensíveis a pequenas variações de temperatura. Fanger (1970), concluiu assim que nenhum desses fatores é tão importante quanto os seis parâmetros apontados anteriormente: temperatura de bulbo seco, umidade relativa do ar, velocidade relativa do ar, temperatura média radiante, vestuários e tipo de atividade. Finalmente, este autor verificou que para ambientes quentes, um parâmetro importante é a aclimação do indivíduo. Posteriormente este aspecto será abordado em maiores detalhes.

## 2.4- AVALIAÇÃO DE AMBIENTES

Os ambientes podem ser avaliados através de índices térmicos. Tais índices foram criados para representar a variação da resposta humana a diferentes condições térmicas. Várias combinações de temperatura, umidade, temperatura média radiante e velocidade do ar podem

fornecer um mesmo índice, mas dois ambientes com índices térmicos iguais devem produzir idênticas respostas térmicas nos ocupantes.

Um dos primeiros índices criados foi o de Temperatura Efetiva, TE, (apresentado por Houghten et al, 1923). Este índice conjuga as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido com a pressão barométrica e a velocidade do ar para prognóstico do conforto térmico. Outros índices, chamados de racionais, foram criados baseando-se nas equações de transferência de calor e massa e em um modelo matemático do metabolismo humano, visando assim obter suas respostas térmicas. Dentro desta classe encontra-se o Índice de Sobrecarga Térmica, IST. Índices diretos foram também estabelecidos e o principal que inclusive é adotado pela Legislação Brasileira através da Portaria número 3.214/78 (NR 15) é o Índice de Bulbo Úmido – Temperatura de Globo, IBUTG, comumente citado na literatura internacional como WBGT (wet bulb globe temperature). A ISO (International Standards Organization) padroniza e documenta os índices para avaliação de ambientes. Estes foram divididos em três classes distintas. A primeira classe avalia ambientes quentes e consta das normas ISO 7243 e 7933. A segunda classe consta das normas ISO 7730 e 1055 e avalia ambientes com temperaturas moderadas. Já a terceira classe avalia ambientes frios e consta das normas ISO TR11079. Será dada, a seguir, ênfase às normas que regulamentam o IST (ISO 7933), IBUTG (ISO 7243) e PMV (ISO 7730).

### 2.4.1- ISO 7933

Esta norma permite a determinação analítica e a interpretação da tensão térmica através do índice  $S_{req}$ , que representa a troca de calor requerida para garantir o equilíbrio térmico através do suor. O índice  $S_{req}$  foi desenvolvido por Vogt et al (1981) partindo do Índice de Sobrecarga Térmica, IST, estabelecido por Belding et al. (1955) e do Índice de Tensão Térmica, ITS, desenvolvido por Givoni (1963). O índice IST será abordado pois este fornecerá subsídios para o entendimento do índice  $S_{req}$ .

O Índice de Sobrecarga Térmica, IST, é um índice que leva em consideração a resposta fisiológica do trabalhador. Sua utilização é muito conveniente quando se estuda as medidas de controle num ambiente quente pois facilita a visualização da contribuição dos diversos fatores na sobrecarga térmica. Adicionalmente, este índice permite a determinação teórica da eficácia das eventuais medidas de controle a serem adotadas. O IST é determinado pela equação a seguir,

$$IST = 100 \left( \frac{E_{\text{suor}}}{E_{\text{máx}}} \right) \quad (2.2)$$

onde  $E_{\text{suor}}$  é a troca de energia por evaporação do suor requerida para que o equilíbrio térmico seja mantido e  $E_{\text{máx}}$  é a energia associada à evaporação máxima de suor num ambiente caracterizado pela temperatura do ar, pressão de vapor, velocidade, temperatura média radiante, tipo de vestuário e atividade.

Na tabela 2.3 apresenta-se quais as respostas fisiológicas mais comuns dos trabalhadores quando estes são submetidos a ambientes com IST variando de 0 a 100.

Tabela 2.3- Respostas fisiológicas para um período de exposição de 8 h (Mesquita et al., 1977).

IST	Sensações Térmicas observadas
0	nenhuma resposta
10 20 e 30	respostas leves e moderadas ao calor; a atividade intelectual diminui, bem como a eficiência em trabalhos físicos pesados
40 50 60	resposta severa ao calor envolvendo ameaça a saúde de indivíduo não aclimatado, diminuição da eficiência de trabalhos físicos, exames médicos pré-dimensionais são importantes
70 80 e 90	resposta muito severa ao calor, somente uma pequena percentagem da população está qualificada para este trabalho
100	máxima resposta tolerada diariamente por homens jovens, aclimatados e adaptados

Quando o IST é superior a 100 o balanço térmico não se mantém e a sudorese é exigida em excesso, de modo que um “homem padrão” considerado como tendo 75 kg e 1,70 m de altura não tolerará uma exposição prolongada.

### 2.4.2- ISO 7730

Esta norma baseia-se nos estudos de Fanger e trata da avaliação do conforto em temperaturas moderadas. Em 1970, Fanger apresentou um modelo matemático que permite calcular a porcentagem de indivíduos satisfeitos termicamente em um determinado ambiente. O modelo consiste na determinação do Voto Médio Previsto (PMV) e utiliza uma escala psicofísica para sua avaliação. Esta escala varia de -3 a +3 onde -3 corresponde à sensação de muito frio, -2 à sensação de frio, -1 de ligeiramente frio, 0 de neutralidade térmica (nem frio nem quente), +1 ligeiramente quente, +2 à sensação de quente e +3 à sensação de muito quente.

O PMV é calculado por uma única equação que relaciona o nível de atividade, resistência térmica do vestuário, temperatura do ar, temperatura média de radiação e pressão parcial de vapor. Esta equação deve satisfazer 3 condições básicas: ocorrência do balanço térmico, taxa de suor e temperatura média da pele dentro de valores limites. Uma quarta condição a ser considerada é a inexistência de desconforto térmico local. Este pode ser causado por turbulência das correntes de ar, diferenças de temperatura ao longo do corpo, contato com superfícies quentes ou frias e ainda por assimetria do campo de radiação.

Diversos estudos posteriores foram realizados manipulando-se estas condições. Alguns abordaram a direção e a velocidade do jato de ar, outros modificaram a temperatura média radiante, a umidade, o tipo de atividade e o tipo de roupas. Como exemplo tem-se os trabalhos de Rohles et al. (1974) onde o efeito da movimentação do ar sobre homens parados foi fornecendo valores preferenciais de velocidade e orientação dos jatos de ar. Para temperaturas moderadas, o modelo de conforto de Fanger, proposto em 1970, ainda é o mais popular e amplamente utilizado.

### 2.4.3- ISO 7243

Esta norma tem como objetivo a definição do Índice de Bulbo Úmido – Temperatura de Globo, IBTG, para ambientes com e sem insolação direta. A ISO 7243 detalha também as especificações dos equipamentos a serem utilizados para medição da temperatura de globo, temperatura de bulbo úmido natural e temperatura de bulbo seco do ar. No Brasil esta norma é adotada através da Norma Regulamentadora 15, que é oficial para fins de fiscalização do Ministério do Trabalho.

A Norma Regulamentadora de Segurança e Higiene do Trabalho NR15, aprovada pela Portaria número 3.214 de 08 de junho de 1978, em seu anexo 03, prevê o Índice de Bulbo Úmido

- Temperatura de Globo, IBUTG, como índice técnico legal brasileiro para avaliação das condições de trabalho em ambientes industriais sob temperaturas elevadas. O IBUTG é definido para ambientes internos e sem insolação direta pela equação:

$$\text{IBUTG} = 0,7\text{TBU}_n + 0,3\text{TG} \quad (2.3)$$

Para ambientes sujeitos à insolação direta o IBUTG é definido como:

$$\text{IBUTG} = 0,7\text{TBU}_n + 0,2\text{TG} + 0,1\text{TBS} \quad (2.4)$$

onde  $\text{TBU}_n$  e TG correspondem respectivamente às temperaturas de bulbo úmido natural e de globo. A  $\text{TBU}_n$  é obtida através de um termômetro de mercúrio cujo bulbo está envolvido por uma gaze embebida em água destilada. Neste caso o movimento do ar em torno do bulbo ocorre naturalmente. A temperatura de globo (TG) é obtida através de um termômetro de mercúrio colocado no interior de uma esfera metálica oca pintada externamente de preto fosco e com cerca de 150mm de diâmetro. Na figura 2.1, esquematiza-se a forma de obtenção das três temperaturas utilizadas na definição de IBUTG. Pode-se perceber que parte da mecha deve estar inserida em um recipiente contendo água destilada, garantindo que o bulbo mantenha-se úmido pelo efeito de capilaridade. Além disso, deve-se garantir que o termômetro de bulbo seco tenha proteção contra radiação para evitar erros de medição.

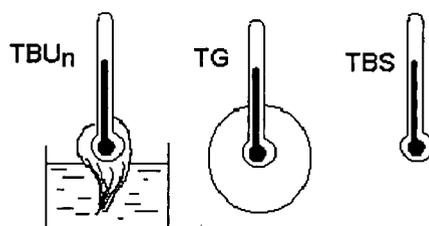


Figura 2.1- Esquema dos equipamentos utilizados para medição de  $\text{TBU}_n$ , TG e TBS.

Os valores dos limites de tolerância do IBUTG para diferentes regimes de trabalho podem ser observados na tabela 2.4. Nota-se que com o aumento do IBUTG diminui o tempo máximo de exposição permitido por hora para o mesmo tipo de atividade.

Tabela 2.4- Valores limites de IBUTG [°C] (NR 15- anexo 03).

Regime de trabalho com descanso no próprio local de trabalho	Atividade		
	leve	Moderada	pesada
trabalho contínuo	até 30,0	Até 26,7	até 25,0
45 minutos de trabalho e 15 minutos de descanso;	30,1 à 30,6	26,8 à 28,0	25,1 à 25,9
30 minutos de trabalho e 30 minutos de descanso;	30,7 à 31,4	28,1 à 29,4	26,0 à 27,9
15 minutos de trabalho e 45 minutos de descanso;	31,5 à 32,2	29,5 à 31,1	28,0 à 30,0
não é permitido o trabalho sem a adoção de medidas adequadas de controle	acima de 32,2	acima de 31,1	acima de 30,0

Para atividades intercaladas com períodos de descanso fora do local de trabalho, a NR15 apresenta também a metodologia para cálculo do IBUTG médio. Além das medições de  $TBU_n$  e TG é importante que se detecte as causas associadas aos valores elevados de IBUTG. Para avaliar as reais condições dos ambientes é necessário que se determine em separado as seguintes grandezas: temperatura de bulbo seco, umidade relativa, velocidade de movimentação do ar e temperatura média radiante. Só assim, pode-se avaliar a contribuição de cada fator na sensação térmica do trabalhador. É necessário mencionar também, que a norma ISO 7933 apresenta valores limites para IBUTG tanto para o homem aclimatado quanto para não aclimatado, sendo que no Brasil, para efeito legal a aclimação não é considerada.

#### 2.4.4- Estresse térmico

Simplificadamente, o corpo humano pode ser considerado como uma máquina térmica que, através da digestão dos alimentos, gera energia para realização de suas atividades diárias. Normalmente um indivíduo gozando de boa saúde consegue garantir um equilíbrio de trocas térmicas com o meio externo, mantendo a temperatura interna do organismo em cerca de 37 °C

(Guyton, 1996). Porém, quando sujeito a temperaturas elevadas o corpo humano encontra dificuldades para manutenção da sua temperatura interna.

O conforto térmico é uma condição dificilmente atingida no trabalho sob temperaturas elevadas. Neste caso, mesmo que o organismo consiga estabelecer condições de equilíbrio térmico, o indivíduo estará sujeito à fadiga térmica ou estresse térmico, pois o equilíbrio foi alcançado através da sudorese excessiva

## **2.5- ASPECTOS FISIOLÓGICOS**

Segundo Guyton (1996), metabolismo é o nome dado a todas as reações químicas ocorrendo nas células do organismo e pode ser expresso em taxa metabólica, ou velocidade de liberação de calor durante as reações químicas.

Basicamente o organismo utiliza carboidratos, lípidios e proteínas em suas células para a produção de trifosfato de adenosina, ATP, que é a fonte de energia corporal. Toda contração muscular ocorre a partir da energia dos ATP's que se transformam em ADP (difosfato de adenosina) mais energia para a contração. A literatura médica mostra que a taxa metabólica depende da idade e do sexo. Independente disto, a homeostase do organismo deve ser garantida e a temperatura corporal interna deve ser mantida em 37 °C.

A produção de calor é um dos principais subprodutos do metabolismo. Esta produção está associada ao metabolismo basal de todas as células do organismo. Um aumento da produção de calor ocorre em virtude do aumento do metabolismo. Este aumento deve-se à atividade muscular (inclusive as contrações musculares causadas pelos calafrios), ao efeito da tiroxina (e em menor grau, de outros hormônios, como o hormônio do crescimento e testosterona), ao efeito dos hormônios epinefrina e norepinefrina, à estimulação simpática sobre as células, e finalmente a uma maior atividade química das próprias células, principalmente quando a temperatura celular aumenta.

A maior parte do calor é produzido pelos órgãos internos do organismo como fígado, cérebro, coração e músculos esqueléticos durante o exercício. Este calor é transferido dos órgãos e tecidos mais profundos para a pele, e da pele para o meio ambiente. A perda de calor é regulada por dois fatores: taxa com que o calor pode ser conduzido das partes centrais do corpo para a pele e a rapidez com que este pode ser transferido da pele para o meio ambiente.

### 2.5.2- Regulagem da Temperatura do Corpo

Guyton (1996), mostrou que a parte externa do corpo, mesmo estando em contato permanente com o meio, está sujeita a variações de temperatura. O complexo sistema de regulagem da temperatura do corpo utiliza sensores térmicos, que tem papel fundamental na detecção das sensações de quente e de frio. Estes sensores estão localizados imediatamente abaixo da pele em pontos discretos separados por uma área de 1 a 10mm<sup>2</sup> (sabe-se que existem mais sensores de frio do que para calor, na relação de 10 sensores de frio para 1 sensor de calor). Através da pele são captadas as informações que controlarão as respostas do organismo como produção e liberação de suor, por exemplo.

A produção e liberação do suor faz parte de um complexo sistema de regulagem das concentrações dos constituintes do organismo. Um homem adulto tem cerca de 60 % do seu peso em água (porcentagem que cai com a idade). A água é o solvente fundamental para todas as reações orgânicas e deve manter a concentração constante dos íons e dos cátions. Para um perfeito funcionamento do corpo, a água perdida deve ser reposta em quantidades equivalentes. Basicamente as perdas d'água ocorrem pela urina, pulmões, fezes, e pele. A reposição d'água é feita basicamente pela ingestão direta de líquidos, ingestão indireta dos alimentos e pela síntese que ocorre no corpo (oxidação dos carboidratos). Um homem adulto pode liberar um valor máximo de cerca de 1 litro de suor por hora quando sujeito a temperaturas elevadas. Este valor pode ser duplicado quando o indivíduo é aclimatado ao longo de 1 a cerca de 6 semanas através de um plano elaborado por médico competente.

Um desenho esquemático do sistema de termorregulação do corpo humano é apresentado na figura 2.2. Pode-se verificar que os receptores da pele captam e enviam informações para o hipotálamo. Este funciona como um controlador lógico, comparando a informação recebida, temperatura por exemplo, com a temperatura corporal desejada. Se o valor lido é superior ao valor pré-fixado em 37 °C, o hipotálamo envia mensagem para os atuadores da regulação térmica. Estes atuadores podem produzir suor, provocar tremores ou ainda dilatar ou contrair os vasos sanguíneos. Desta forma, consegue-se compensar a elevação da temperatura corporal, buscando novamente a homeostase do organismo.

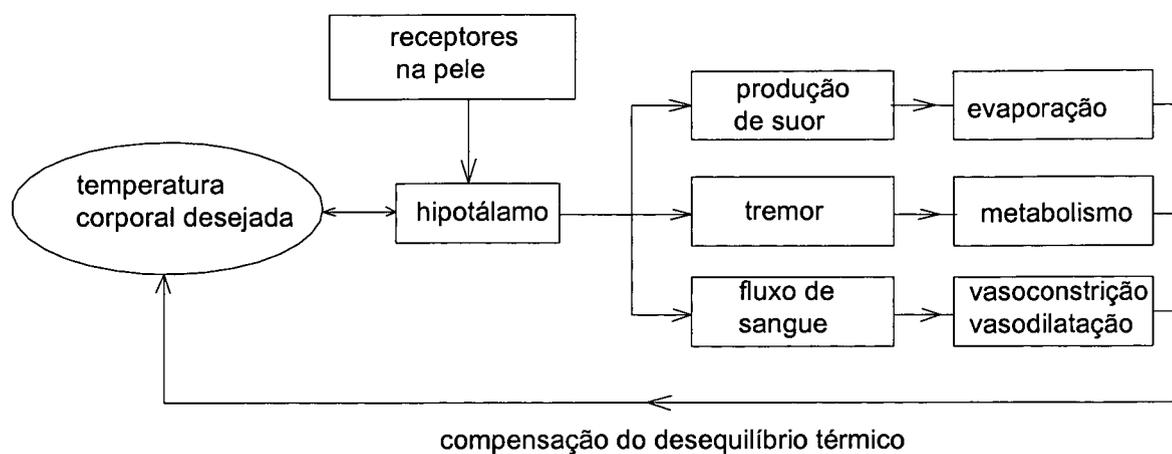


Figura 2.2- Esquema do sistema de termorregulação humano

O ser humano possui uma elevada capacidade de adaptação térmica, fruto da flexibilidade de seu mecanismo de controle. Essa flexibilidade deve manter a temperatura interna média constante em 37 °C sob pena de sérias conseqüências ao organismo.

O sinal medido da temperatura interna varia cerca de 0,5 K de acordo com o local de medição (oral ou retal), porém situa-se próximo do valor anteriormente citado. Esse valor pode sofrer pequenas alterações, principalmente quando o corpo está em exercício e sob temperaturas elevadas. Geralmente, quando a produção de calor do organismo é maior que a sua perda, verifica-se uma tendência de elevação da temperatura corporal. Por outro lado, quando a perda de calor é maior, tanto a produção de energia quanto a temperatura corporal tendem a diminuir.

### 2.5.3- Perda de Calor através da Pele

A perda de calor através da pele é limitada pela existência da gordura nos tecidos subcutâneos. Na região subcutânea, os vasos sangüíneos distribuem-se através de uma extensa rede de capilares. A velocidade do fluxo sangüíneo pode variar bastante nessa região. Na figura 2.4, pode-se observar a presença dos capilares percorrendo a derme através de ramificações.

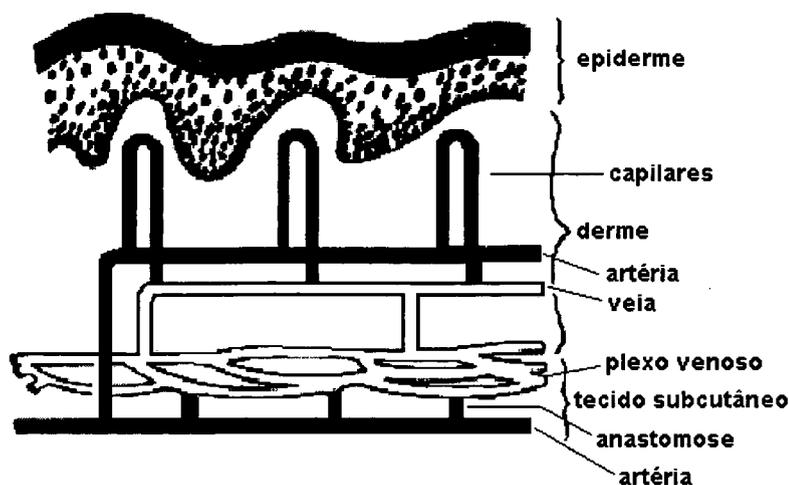


Figura 2.3– Esquema da rede de capilares sob a pele humana, (Guyton, 1996).

Altas vazões de sangue fazem com que o calor seja conduzido das partes internas do corpo para a pele com grande eficiência. Se esta vazão diminui, também diminui esta eficiência. A variação da vazão periférica do fluxo sanguíneo é controlado pela vasodilatação e vasoconstricção.

Chegando à pele a energia em excesso deve ser removida. Neste momento entra em ação o mecanismo de sudorese. A produção de suor é controlada pelo hipotálamo que estimula as glândulas sudoríparas através de fibras nervosas que secretam a acetilcolina, ou através dos hormônios epinefrina ou norepinefrina que circulam no sangue (no caso de exercícios realizados pelos músculos ativos).

A secreção do suor é realizada pelas glândulas sudoríparas. Estas são compostas por duas partes: a primeira chamada de porção espiralada subdérmica profunda (que secreta o suor) e a segunda, de porção dutal. A porção secretora armazena um líquido chamado de secreção primária e a seguir as concentrações deste líquido são modificadas a medida que passa pela porção dutal com a absorção de íons de sódio e cloreto. O grau desta absorção depende da velocidade da sudorese. Convém observar que a perda de cloreto de sódio diminui quando o indivíduo aclimata-se ao calor, passando de 4 para 1 grama de cloreto de sódio por litro de suor com a aclimação (Nielsen, 1994). A aclimação é um processo de adaptação gradual, onde uma pessoa exposta a um ambiente quente por 1 a 6 semanas, tem aumentada sua capacidade de produção máxima de suor de um litro por hora para dois litros por hora. Esse mecanismo, decorre de um aumento direto da capacidade de sudorese das glândulas sudoríparas. Em

associação a este fato, ocorre também a redução da concentração de cloreto de sódio no suor, permitindo uma melhor conservação do sal. A maior parte deste efeito de conservação do sal, decorre do aumento da secreção da aldosterona no lugar da secreção do cloreto de sódio.

## 2.6- EXPERIMENTOS COM VOLUNTÁRIOS

Neste trabalho, realizou-se alguns experimentos com voluntários em ambientes quentes. Na literatura especializada, pôde-se observar que alguns parâmetros já foram fruto de apreciação por diversos pesquisadores.

Wyndham (1967) estudou o efeito da aclimação sobre a temperatura retal e sobre a taxa de suor. Seus experimentos demonstraram que para uma mesma temperatura retal, a taxa de suor aumenta com a aclimação, (ver figura 2.4). Pode-se notar ainda, que o aumento da temperatura retal provoca um aumento da taxa de sudorese.

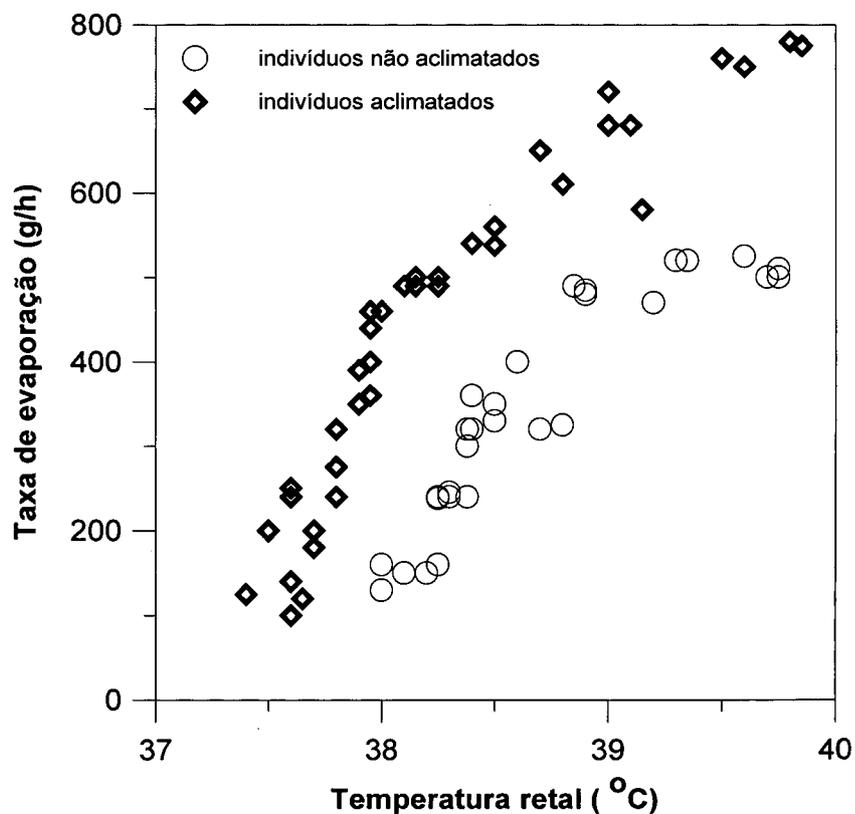


Figura 2.4- A influência da aclimação na taxa de suor liberada, (Wyndham, 1967).

Allan e Wilson (1971), apresentaram um estudo sobre a influência da aclimação na quantidade de cloreto de sódio e de suor liberados. Para tanto, coletou-se amostras de suor de 3 voluntários, antes e depois da aclimação, verificando-se uma interessante tendência de queda da concentração do cloreto de sódio após a aclimação. O processo de aclimação foi realizado através da imersão em um banho à 40 °C por uma hora diária ao longo de 3 semanas. Na tabela 2.5, pode-se observar o quanto variou a taxa de suor liberada de acordo com a aclimação de 3 voluntários.

Tabela 2.5– Taxa de suor liberada por hora (Allan e Wilson, 1971).

Voluntário	Taxa de suor (g/h)	
	Homem aclimatado	Homem não aclimatado
JRA	1400	740
JM	1300	790
CGM	1150	765

Helsing e Werner (1987), estudaram a influência de tensões térmicas localizadas sobre a liberação de suor pela pele. Cada uma das pernas dos voluntários foram imersas em banhos com temperaturas diferentes, e a taxa de suor foi medida através de um evaporímetro. Este instrumento consiste em uma cápsula de material absorvente, presa à pele por uma cinta, através da qual pode-se coletar a quantidade de cloreto de sódio liberada. Análises em laboratório tornam possível a estimativa da quantidade de suor liberada. O autor não percebeu qualquer efeito da assimetria térmica sobre a taxa de liberação de suor.

Segundo Guyton (1996), o corpo deve manter um “ph” dentro de uma estreita faixa, próximo do valor 7,2. Isto significa que o equilíbrio ácido-básico do corpo humano deve ser mantido sobre pena de severas conseqüências para o organismo. Este fato explica porque o corpo para de liberar suor quando a temperatura corporal atinge cerca de 41 °C. Neste momento, o corpo mesmo estando próximo do colapso térmico, para repentinamente de suar visando-se proteger da perda excessiva de líquidos. Desta forma, pode-se perceber a importância da hidratação adequada com a reposição de sais para o organismo, uma vez que este procedimento, além de garantir a homeostase, melhora o desempenho do sistema excretor das toxinas do organismo, bem como proporciona uma redução da temperatura corporal.

Berglund et al. (1987), estudaram o efeito da fração de pele molhada sobre o desconforto térmico. Neste trabalho, além de formular um modelo matemático para predizer a fração de pele molhada, mediu-se também esta variável através de um sensor de bulbo úmido em miniatura colocado sob diversas partes do corpo, o que permitiu relacionar a fração da pele molhada com o tipo de vestimenta. Ficou claro que o uso de roupas de algodão reduz a fração de pele molhada, (pois permitem a evaporação do suor) e ao contrário, uma roupa impermeável irá fazer com que todo o corpo fique molhado. Porém, não se pôde perceber diferenças significativas entre as frações de pele molhada de diferentes áreas do corpo para um mesmo tipo de roupa.

Shvartz et al. (1971) estudaram o efeito do resfriamento através da circulação de água sobre a pele na manutenção do conforto para indivíduos trabalhando em ambientes quentes. Percebeu-se que é possível o trabalho humano em ambientes com temperaturas de 50 °C sem provocar efeitos de fadiga térmica. Para tanto o corpo deve dissipar cerca de 465 W/m<sup>2</sup>, enquanto que para temperaturas de 30 °C há necessidade de liberação de cerca de 230 W/m<sup>2</sup>. Na ausência de resfriamento, percebeu-se um rápido aumento da fadiga térmica, sendo tolerada a condição quente por um tempo de 108 minutos, em um ambiente à 30 °C e de apenas 28 minutos em um ambiente a 50 °C.

O estudo das trocas de calor por convecção sobre o corpo humano foi realizado por Colin e Houdas (1967). Neste trabalho, estes autores obtiveram uma equação que correlaciona as trocas de calor por convecção com a velocidade relativa do ar e com a diferença de temperatura entre a pele e o meio..

Gagge et al. (1967), estudaram as trocas de calor radiantes entre o homem e o seu meio através de um calorímetro. Desta forma, foram avaliados a temperatura operativa de voluntários em diversas condições térmicas.

Libert et al. (1979), desenvolveram estudos sobre o efeito da variação da temperatura da pele na taxa de evaporação de suor. Eles mostraram que a temperatura da pele tem grande efeito sobre o mecanismo termoregulador, influenciando decisivamente na quantidade de suor liberado. Estes experimentos foram realizados imergindo o braço de voluntários em um banho térmico à 39 °C.

Em Nadel et al. (1971), as temperaturas do interior do corpo e da pele foram variadas independentemente visando verificar qual a influência de cada uma delas na massa de suor evaporada. A temperatura média da pele foi controlada através da aplicação de aquecimento por radiação térmica. Já a temperatura do interior do corpo foi aumentada através de exercício físico.

Desta forma, verificou-se que a sudorese está diretamente relacionada tanto com a temperatura da pele quanto com a temperatura interna do corpo, sendo que estas duas informações serão utilizadas para que o hipotálamo coordene a taxa de produção e liberação de suor.

Werner e Buse (1988), estudaram a distribuição da temperatura interna do corpo considerando os efeitos de não homogeneidade dos órgãos e tecidos, bem como da geometria humana. Este trabalho apresenta diversas curvas de distribuição das temperaturas internas para diversas secções do organismo. A tabela 2.6, oriunda deste trabalho, ilustra as perdas de calor através do suor, obtidas experimentalmente por Downey et al. (1976) e por Hertzman et al. (1957).

Tabela 2.6– Evaporação de suor para diversas áreas da pele.

Parte do corpo	Taxa de suor (g/h)/m <sup>2</sup>	
	mínima	máxima
testa	12 a 18	240 a 300
pescoço	19.2	108
peito	6.6	120 a 180
braços	16.2	66
antebraço	12	75 a 150
coxas	13.8 a 12	144 a 330
sola do pé	-	402
abdômen	9	156

Outro trabalho sobre evaporação de suor (Ariagno et al. 1997), foi realizado visando mensurar as trocas de calor através da evaporação de suor em recém-nascidos. Para tanto, desenvolveu-se um higrômetro de cápsula que foi instalado sobre a pele dos bebês. Neste caso, a evaporação de suor é o maior responsável pela manutenção da temperatura interna, dada a pequena área corporal em questão.

Observa-se que em diversos trabalhos apresentados com voluntários explorou-se a medição da perda de suor a partir da concentração de sal sobre o mesmo. No presente estudo, tem-se a possibilidade de determinação da massa de suor evaporada instantaneamente através da medição do fluxo de calor com uso do transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial (Güths et al., 1995). Estes dados podem ser acrescentados aos existentes na literatura, contribuindo para o melhor entendimento do complexo mecanismo de termorregulação humano.

# SIMULAÇÃO DE AMBIENTES COM TEMPERATURAS ELEVADAS

### 3.1- TROCAS TÉRMICAS COM O MEIO

O corpo humano é uma máquina térmica sujeita à trocas de energia com o ambiente através dos mecanismos físicos de difusão do vapor pele, evaporação do suor, respiração, convecção e radiação. Este fato possibilita a realização de um balanço de energia e a obtenção da primeira condição de conforto.

No equilíbrio, a energia recebida pelo organismo deve ser igual à energia perdida para o meio externo. Observa-se que esta condição é necessária, mas não suficiente para garantir que o trabalhador está em condições de conforto, pois este pode estar perdendo uma quantidade elevada de água por evaporação para garantir o equilíbrio térmico.

Conforme Parsons (1993), a energia a ser dissipada pela evaporação do suor para manutenção do equilíbrio térmico pode ser equacionada como,

$$E_{\text{suor}} = M - W - C_{\text{res}} - E_{\text{res}} - K - C - R_p \quad (3.1)$$

onde  $M$  é a taxa de metabolismo [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],  $W$  é o trabalho externo [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],  $C_{\text{res}}$  e  $E_{\text{res}}$  representam respectivamente as partes sensível e latente do calor trocado durante a respiração [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],  $K$  é o calor trocado por condução [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],  $C$  é o calor trocado por convecção [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],  $R_p$  é o calor trocado por radiação [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] e  $E_{\text{suor}}$  é a troca de energia por evaporação.

O índice  $S_{\text{req}}$ , introduzido na seção 2.4.1 representa a relação entre a troca de energia por evaporação de suor, requerida para a manutenção do conforto,  $E_{\text{suor}}$ , e a eficiência evaporativa,  $r_{\text{req}}$ , ou seja,

$$S_{\text{req}} = \frac{E_{\text{suor}}}{r_{\text{req}}} \quad (3.2).$$

A eficiência evaporativa pode ser definida de acordo com a Norma ISO 7933 em função da fração de pele molhada requerida para manutenção do equilíbrio energético,  $w_{\text{req}}$ , de acordo com,

$$r_{\text{req}} = 1 - \frac{w_{\text{req}}^2}{2} \quad (3.3).$$

A fração de pele molhada pode variar de 0,06 na condição de neutralidade térmica até 1,0 na condição mais crítica de estresse térmico. Desta forma, considerando um trabalhador com elevada capacidade de sudorese, ainda assim a eficiência evaporativa do processo alcança um valor máximo de 0,5. A fração de pele molhada pode ser calculada através da relação entre a energia trocada pelo suor para manutenção do equilíbrio térmico e a energia máxima associada como o processo de evaporação do suor,  $E_{\text{máx}}$ ,

$$w_{\text{req}} = \frac{E_{\text{suor}}}{E_{\text{máx}}} \quad (3.4)$$

onde,

$$E_{\text{máx}} = \frac{(p_{\text{pele}} - p_{\text{wao}})}{R_t} \quad (3.5).$$

Convém observar que  $E_{\text{máx}}$  é atingida quando a fração de pele molhada for igual a 1,0 e desta forma, a pressão parcial do vapor sobre a pele,  $p_{\text{pele}}$ , for igual à pressão de saturação de vapor na temperatura da pele,  $T_{\text{pele}}$ . A pressão parcial de vapor d'água no ar ambiente,  $p_{\text{wao}}$ , é calculada multiplicando-se a umidade relativa do ar pela pressão de saturação do ar na temperatura ambiente. A constante  $R_t$  [ $\text{m}^2\text{kPa/W}$ ] representa a resistência à evaporação do suor provocada pelo vestuário e pode ser estimada por,

$$R_t = \frac{1}{h_e F_{\text{pcl}}} \quad (3.6)$$

onde  $F_{pcl}$  representa o fator de redução da troca de calor latente e  $h_e$  [ $W/m^2kPa$ ] o coeficiente de transferência evaporativa. Segundo Parsons (1993),  $h_e$  e  $F_{pcl}$  podem ser respectivamente definidos por:

$$h_e = 16,7h_c \quad (3.7)$$

$$F_{pcl} = \left[ 1 + 2,22h_c \left( I_{cl} - \frac{\left( 1 - \frac{1}{f_{cl}} \right)}{(h_c + h_r)} \right) \right]^{-1} \quad (3.8)$$

Nas equações anteriores,  $f_{cl}$  é a razão entre área coberta e descoberta e  $I_{cl}$  é o fator de isolamento do vestuário (ver seção 2.3.5). O coeficiente de convecção,  $h_c$ , pode ser estimado pelas equações a seguir, também recomendadas pela Norma ISO 7933 para ambientes quentes:

$$h_c = 2,38(T_{pele} - T_a)^{0,25} \quad \text{para convecção natural} \quad (3.9)$$

$$h_c = 3,5 + 5,2V_r \quad \text{para } V_{ar} < 1 \text{ m/s} \quad (3.10)$$

$$h_c = 8,7V_r^{0,6} \quad \text{para } V_{ar} > 1 \text{ m/s} \quad (3.11)$$

onde a variável  $V_r$  representa a velocidade relativa, obtida através da velocidade do ar,  $V$ , e da taxa metabólica do corpo,  $M$ , através de,

$$V_r = V + 0,0052(M - 58) \quad (3.12)$$

onde  $V$  deve ser fornecido em [m/s] e  $M$  em [ $W/m^2$ ].

Adicionalmente, o coeficiente de radiação,  $h_r$ , que aparece na equação 3.7, pode ser calculado por,

$$h_r = \sigma E_{\text{máx}} \frac{A_r}{A_D} \frac{[(T_{\text{pele}} + 273)^4 - (T_r + 273)^4]}{(T_{\text{pele}} - T_r)} \quad (3.13)$$

onde  $T_{\text{pele}}$  e  $T_r$  são respectivamente a temperatura da pele e a temperatura média radiante, expressos em [°C].  $\sigma$  representa a constante de Stefan Boltzmann, ( $\sigma=5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ ),  $A_r$  a área exposta de radiação, e  $A_D$ , a área superficial do corpo, que pode ser estimada pela equação proposta por Dubois (1915),

$$A_D = 0,202P^{0,425}h_p^{0,725} \quad (3.14)$$

onde  $P$  é a massa do indivíduo em kilogramas e  $h_p$  sua altura em metros.

A relação  $A_r/A_D$  é geralmente próxima a 0,6. A temperatura superficial média da pele pode ser estimada com razoável precisão através da equação proposta por Mairiaux et al. (1987),

$$T_{\text{pele}} = 30,0 + 0,093T_a + 0,045T_r + \\ - 0,571V_r + 0,254p_{\text{woo}} + 0,00128M - 3,57I_{\text{cl}} \quad (3.15)$$

Para a equação anterior, as temperaturas são expressas em [°C], a velocidade em [m/s], a pressão em [kPa], o metabolismo em [ $\text{W/m}^2$ ] e o fator de isolamento do vestuário em [CLO].

As trocas de calor por radiação e convecção podem ser quantificadas pelas equações a seguir,.

$$C = F_{\text{cls}}h_c(T_{\text{pele}} - T_a) \quad (3.16)$$

$$R_p = F_{\text{cls}}h_r(T_{\text{pele}} - T_r) \quad (3.17)$$

A grandeza  $F_{\text{cls}}$  é denominada fator de área do vestuário e é definida por,

$$F_{\text{cls}} = \frac{1}{(h_c + h_r)I_{\text{cl}} + 1/f_{\text{cl}}} \quad (3.18).$$

Desta forma torna-se possível estimar a quantidade de suor perdida pelo trabalhador,  $E_{suor}$ . Os valores limites de referência para  $S_{req}$  são padronizados pela norma ISO 7933 (1989), tanto para o caso do trabalhador aclimatado quanto para o não aclimatado, (ver tabela 3.1).

Tabela 3.1- Índice de sobrecarga máximo para pessoas aclimatadas e não aclimatadas.

Critério de avaliação	Homem não aclimatado		Homem aclimatado	
	Advertência	Perigo	Advertência	Perigo
$W_{máx}$	0,85	0,85	1,0	1,0
Descanso ( $M < 65W/m^2$ )				
$S_{req máx}$ [ $W/m^2$ ]	100	150	200	300
$S_{req máx}$ [g/h]	260	390	520	780
Trabalho ( $M > 65W/m^2$ )				
$S_{req máx}$ [ $W/m^2$ ]	200	250	300	400
$S_{req máx}$ [g/h]	520	650	780	1040

### 3.2- SIMULAÇÃO DE CASOS

Na seção anterior apresentou-se a equação geral que governa as trocas térmicas entre o homem e o meio. A seguir será feita uma avaliação da ordem de grandeza dos principais mecanismos de troca de calor (radiação, convecção e evaporação de suor) para diferentes condições térmicas. Para tanto, é necessário que algumas considerações sejam estabelecidas, como por exemplo, tipo de roupa, taxa de metabolismo, trabalho externo executado, temperatura do ar, velocidade, umidade relativa e temperatura média radiante. Na tabela 3.2 pode-se visualizar a ordem de grandeza das quantidades apresentadas neste capítulo para um indivíduo submetido a uma condição térmica considerada quente:

A fim de explorar a equação do equilíbrio térmico, simulou-se diversas condições ambientais através de um programa desenvolvido por Parsons (1993), de acordo com a metodologia citada anteriormente (Norma ISO 7933). Para dados de entrada, tais como temperatura do ar, umidade relativa, tipo de roupa, entre outros, empregou-se grandezas representativas da realidade dos ambientes industriais. Desta forma adotou-se um fator de isolamento do vestuário,  $I_{cl}$  de 0,6 CLO (roupas leves), temperatura média radiante superior em 5 °C à temperatura do ar, taxa de metabolismo para atividades leves, metabolismo de 100  $W/m^2$ ,

trabalho externo realizado nulo e variou-se parametricamente a temperatura, a umidade relativa, e a velocidade do ar.

Tabela 3.2- Termos envolvidos no balanço de energia no corpo humano

Grandeza	Símbolo	Valor típico
Temperatura do ar	$T_a$	37 °C
Temperatura de globo	TG	37 °C
Temperatura de bulbo úmido	TBU	30 °C
Velocidade do ar	V	0,15 m/s
Taxa de metabolismo	M	100 W/m <sup>2</sup>
Trabalho externo realizado	W	0 W/m <sup>2</sup>
Temperatura média radiante	$T_r$	37 °C
Pressão parcial de vapor do ar	$p_{w00}$	2,903 kPa
Fração de área do corpo exposta	$A_r/A_D$	0,6
Fator de isolamento do vestuário	$I_{cl}$	0,4 CLO
Velocidade relativa do ar	$V_r$	0,37 m/s
Temperatura média da pele	$T_{pele}$	35,7 °C
Pressão parcial de vapor sobre a pele	$p_{pele}$	5,83 kPa
Calor trocado por convecção na respiração	$C_{res}$	0,3 W/m <sup>2</sup>
Calor trocado por evaporação na respiração	$E_{res}$	4,7 W/m <sup>2</sup>
Coefficiente de troca de calor por convecção	$h_c$	5,42 W/°C m <sup>2</sup>
Coefficiente de radiação	$h_r$	3,91 W/°C m <sup>2</sup>
Fator de redução de calor sensível	$F_{cls}$	0,68
Fator de redução de calor latente	$F_{pcl}$	0,62
Coefficiente de evaporação	$h_e$	56,35 W/m <sup>2</sup> /kPa
Calor trocado por convecção	C	4,9 W/m <sup>2</sup>
Calor trocado por radiação	$R_p$	3,6 W/m <sup>2</sup>
Troca de energia por evaporação de suor	$E_{suor}$	104,1 W/m <sup>2</sup>
Energia de evaporação máxima	$E_{máx}$	164,9 W/m <sup>2</sup>
Fração de pele molhada requerida	$w_{req}$	0,63
Taxa de energia requerida pela evaporação de suor	$S_{req}$	129,9 W/m <sup>2</sup>
Taxa de suor requerida pela evaporação de suor	$S_{req}$	337,8 g/h

### 3.2.1. Caso 1

No primeiro caso considerou-se um galpão industrial onde há predominância de temperaturas elevadas. A velocidade do ar foi mantida constante em 0,25 m/s. O tipo de atividade foi considerada leve, ou seja, a taxa de metabolismo é de  $100 \text{ W/m}^2$  e as roupas oferecem um fator de isolamento de 0,6 CLO. Supôs-se ainda que a temperatura média radiante das superfícies vizinhas é de  $5 \text{ }^\circ\text{C}$  acima da temperatura ambiente, fruto da grande carga térmica incidente na cobertura. Variou-se a temperatura do ar em função da umidade relativa e desta forma pôde-se obter a massa de suor liberada através da pele, como mostrado na figura 3.1.

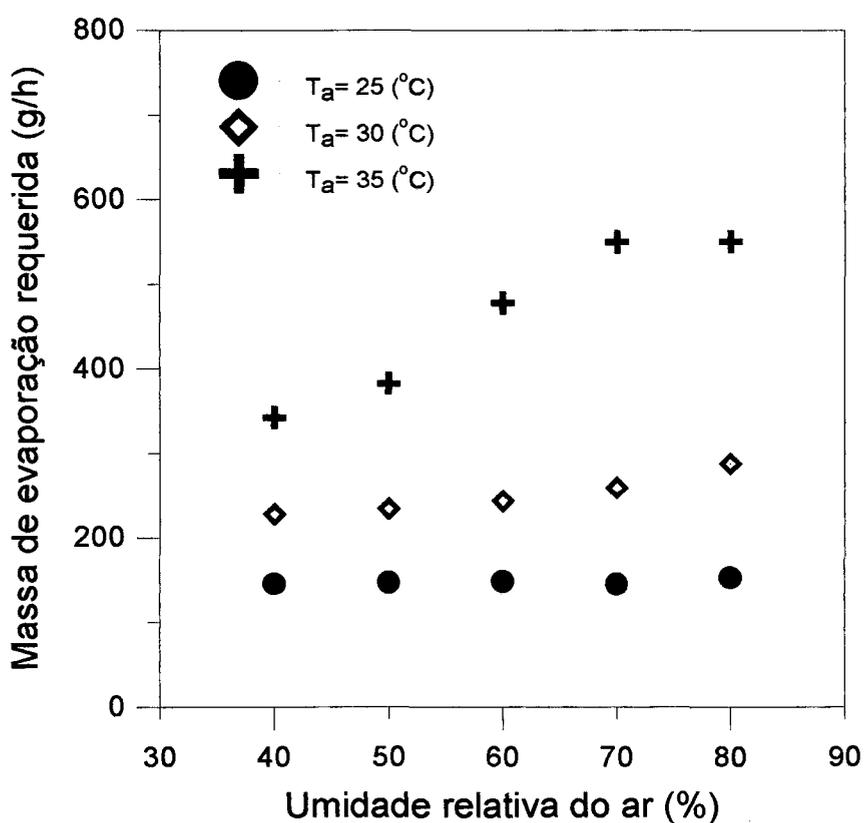


Figura 3.1- Massa de suor requerida para manter o equilíbrio térmico em função da temperatura ambiente e umidade relativa - caso 1.

Dos resultados obtidos, pode-se afirmar que à medida em que a temperatura do ar aumenta, a quantidade de suor requerida para manter o equilíbrio térmico também aumenta. Esta quantidade chega a cerca de meio litro de suor ao longo de uma hora de trabalho para uma temperatura de  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  e umidade relativa de 60 %. Nota-se ainda que para as temperaturas de 25

e 30 °C, a perda de suor varia relativamente pouco com o aumento da umidade relativa do ar. Isso se deve principalmente ao fato do corpo não encontrar dificuldades para manter o equilíbrio térmico através de outras formas de transferência de calor. Na temperatura ambiente de 35 °C, observa-se um aumento da liberação de suor com o aumento da umidade relativa. Este fato pode ser explicado pela dificuldade de evaporação do suor quando a umidade relativa aumenta, ou seja, se a umidade do ar é elevada, parte do suor depositado sobre a pele acaba não evaporando, mas sim escorrendo, o que não colabora com o processo de resfriamento, exigindo assim uma maior quantidade de liberação de suor pelo corpo para compensar a baixa eficiência do processo.

### **3.2.2- Caso 2**

Neste caso, manteve-se a temperatura ambiente em 37 °C e variou-se a temperatura média radiante. Os resultados são mostrados na figura 3.2.

Nota-se que para uma temperatura média radiante mais elevada, a condição térmica se agrava, sendo que o aumento da umidade relativa faz com que a necessidade de liberação de suor também aumente devido ao mesmo efeito de escorrimento do suor abordado no Caso 1.

### **3.2.3- Caso 3**

Neste caso manteve-se a velocidade e umidade relativa do ar respectivamente fixas em 0,25 m/s e 60 %. Além disto, considerou-se a temperatura do ar igual à temperatura média radiante. Variou-se a temperatura do ar de 25 a 35 °C, verificando a ordem de grandeza das trocas térmicas para cada uma das condições. As simulações associadas ao caso 3 estão apresentadas na figura 3.3.

Nota-se que para temperatura do ar igual à 25°C, a ordem de grandeza das trocas por convecção, radiação e evaporação do suor é a mesma. Porém, observa-se que na temperatura de 35 °C, a ordem de grandeza das trocas por evaporação chega a ser cerca de 140 vezes maior do que as trocas por radiação e convecção.

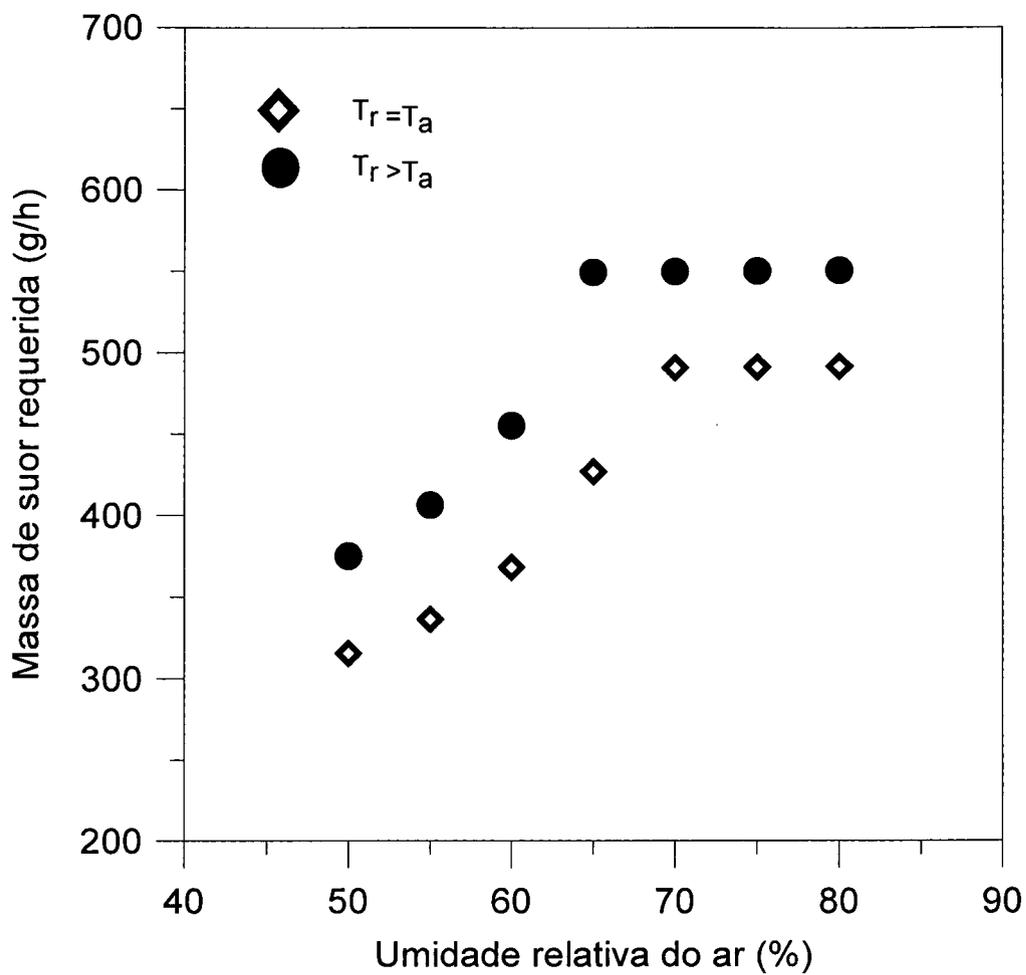


Figura 3.2- Massa de suor requerida para manutenção do equilíbrio térmico em função da umidade relativa; caso 2.

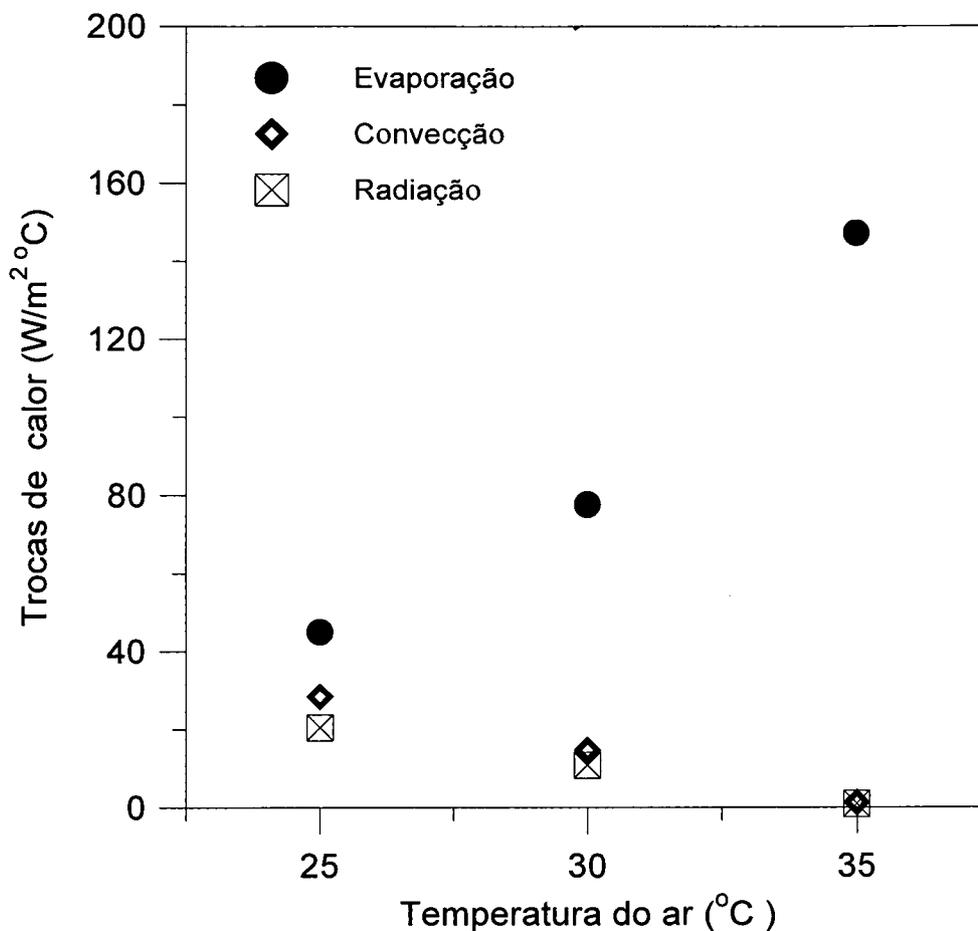


Figura 3.3- Comparação da ordem de grandeza das trocas de calor com o meio; caso 3.

#### 3.2.4- Caso 4

No caso 4, considerou-se a temperatura do ar em  $35 \text{ }^\circ C$ , a temperatura média radiante em  $40 \text{ }^\circ C$  e a umidade relativa em 60 %. Variou-se a velocidade do ar entre 0,1 a 1,0 m/s. Como mostrado na figura 3.4, nota-se que as trocas por evaporação predominam nesta condição. Além disto, pode-se observar que devido à temperatura da pele ser próxima da temperatura do ar, as trocas por convecção e por radiação são insignificantes.

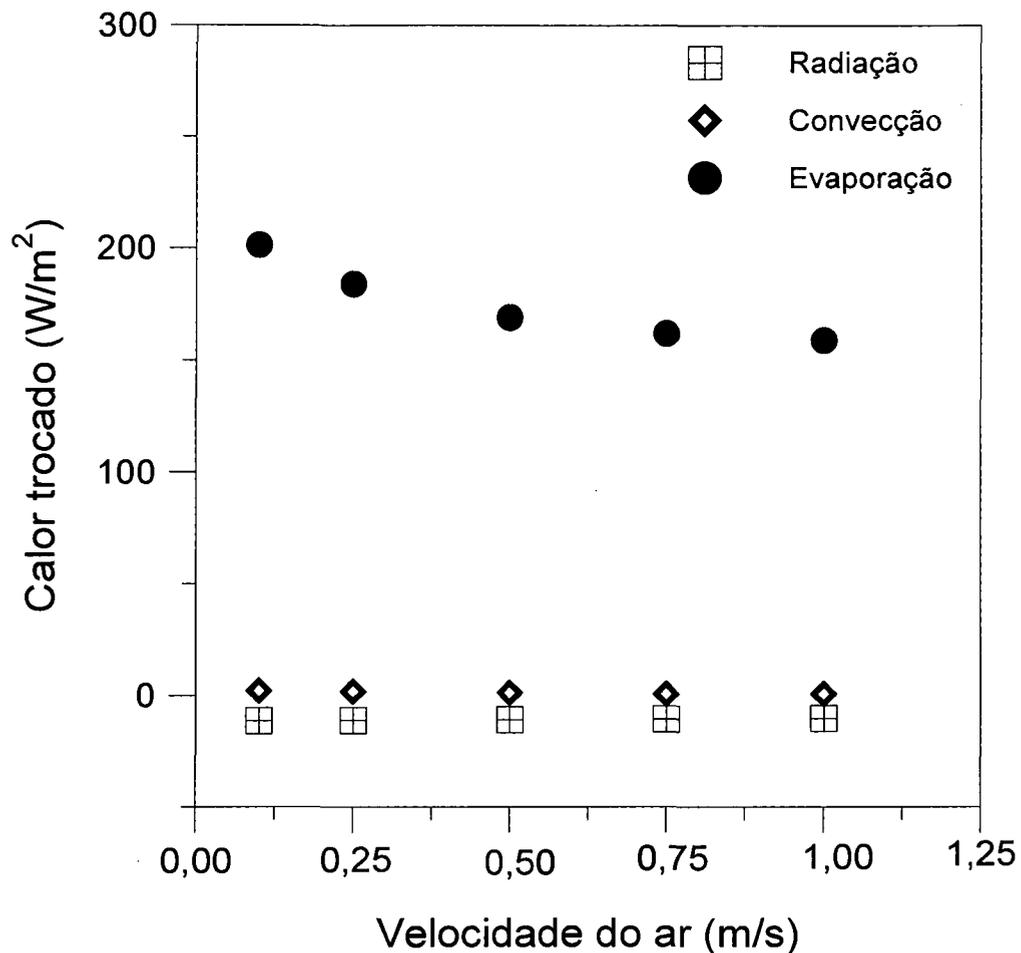


Figura 3.4– Comparação entre as trocas de calor com o meio versus velocidade do ar; caso 4.

### 3.3- CONSIDERAÇÕES GERAIS

A partir dos resultados mostrados na seção anterior, pôde-se avaliar a ordem de grandeza dos termos envolvidos nas trocas de calor entre o corpo humano e o meio ambiente (ver tabela 3.3).

Percebe-se que as trocas de calor associadas com a evaporação de suor são fundamentais para a dissipação do calor metabólico. Para uma temperatura ambiente de  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$  e umidade relativa de 60 %, tem-se uma exigência de 95 % das trocas térmicas por evaporação de suor para garantir o equilíbrio corporal.

Tabela 3.3- Trocas de calor entre o homem e o meio para três condições ambientes.

Tipo de troca	Ambiente		
	Ta=25 °C; φ=60 %	Ta=30 °C; φ=60 %	Ta=35 °C; φ=60 %
Convecção	30 %	15 %	1,5 %
Radiação	9 %	0 %	0 %
Respiração	8 %	7 %	3,5 %
Evaporação	53 %	78 %	95 %

Este fato justifica a necessidade de compreensão deste importante mecanismo de regulação que é a evaporação. A partir destes resultados, percebe-se que o balanço de energia é garantido praticamente pela evaporação do suor. Desta forma, pode-se escrever de maneira simplificada que, para temperaturas mais elevadas, todo calor produzido pelo metabolismo deve ser praticamente liberado pela evaporação do suor,

$$M \sim E_{\text{suor}} \quad (3.19)$$

Ao concluir o presente capítulo torna-se importante rever as hipótese simplificativas adotadas. Na análise apresentada, utilizou-se uma temperatura superficial da pele uniforme para todo o corpo, o que não ocorre na realidade. A temperatura da pele varia, dentro de certos limites, acompanhando a temperatura ambiente. Os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação, obtidos através da hipótese de uniformidade, tanto geométrica quanto de temperatura, tornam-se desta forma imprecisos. O mesmo ocorre para os coeficientes de transferência de calor evaporativo, já que a pele realiza a liberação de suor em áreas preferenciais. Além disso, para o cálculo das trocas evaporativas, em geral, considera-se que a pele está totalmente coberta por uma película de suor. Para ambientes quentes, em geral, os termos associados às trocas de calor durante a respiração e o trabalho externo são desprezíveis e podem ser desconsiderados.

## TRANSFERÊNCIA EVAPORATIVA DE CALOR E MASSA

### 4.1- INTRODUÇÃO

Para a avaliação das trocas térmicas sobre a pele, deve-se utilizar uma modelagem matemática utilizando os princípios básicos de transferência de calor e massa. Para tanto, considere-se a superfície plana coberta por uma película d'água com temperatura  $T_i$ , exposta a um meio com temperatura  $T_a$  e umidade relativa  $\phi$  como ilustrado na figura 4.1. A temperatura  $T_i$  é superior a  $T_a$  e é mantida constante através de um fluxo uniforme de calor na parte inferior da superfície da película de água.

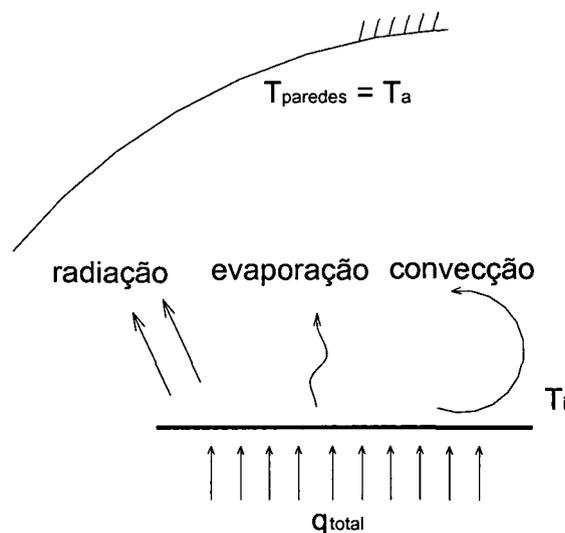


Figura 4.1- Transferência de calor e massa sobre uma superfície de água.

Um balanço de energia na superfície da água fornece,

$$q_{\text{total}} = q_{\text{conv}} + q_{\text{rad}} + q_{\text{evap}} \quad (4.1)$$

onde  $q_{\text{total}}$  é o calor total trocado,  $q_{\text{conv}}$  é o calor trocado por convecção,  $q_{\text{rad}}$  é o calor trocado por radiação e  $q_{\text{evap}}$  é o calor perdido por evaporação.

Para a modelagem destas trocas, abordar-se-á primeiramente a convecção, a seguir a radiação, e logo após as trocas por evaporação. Finalmente utilizar-se-á a analogia entre a transferência de calor e de massa, uma vez que estes fenômenos estão acoplados.

## 4.2- CONVECÇÃO

O fluxo de calor transferido para o ar pode ser expresso por:

$$q''_{\text{conv}} = h_c (T_i - T_a) \quad (4.2)$$

onde o coeficiente de troca de calor por convecção,  $h_c$ , depende das propriedades do ar, da geometria da superfície, e do regime de escoamento do ar próximo a superfície. Em termos adimensionais, o coeficiente  $h_c$  pode ser escrito como,

$$\text{Nu} = \frac{h_c L}{k} \quad (4.3)$$

onde Nu é o número de Nusselt,  $k$  é a condutividade térmica do ar e  $L$  é uma dimensão característica da superfície. Na convecção forçada, onde o movimento do fluido é mantido por meios externos, o número de Nusselt é função dos números de Reynolds e de Prandtl dados respectivamente por,

$$\text{Re} = \frac{\rho u L}{\mu} \quad (4.4)$$

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (4.5)$$

onde  $u$  é uma velocidade característica do ar sobre a superfície, e  $\rho$ ,  $\mu$  e  $c_p$  são, respectivamente, a densidade, viscosidade absoluta e o calor específico do ar.

Para a convecção natural onde o movimento do fluido é governado por forças de empuxo, devido a gradientes de densidades, o número de Nusselt é função dos números de Grashof,  $Gr$ , e de Prandtl. O número de Grashof pode ser definido como

$$Gr = \frac{\rho g \Delta \rho L^3}{\mu^2} \quad (4.6)$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade e  $\Delta \rho$ , a diferença entre a densidade do ar na superfície da água e no ar ambiente,  $(\rho_i - \rho_\infty)$ . A densidade do ar é função da temperatura e da quantidade de vapor d'água presente no ar. Para superfícies planas, o comprimento característico,  $L$ , é comumente definido pela razão entre a área e o perímetro da superfície.

Para estimar-se o coeficiente de transferência de calor por convecção natural sobre uma placa plana aquecida na posição horizontal, (ver figura 4.2), pode-se utilizar correlações consagradas na literatura, Bejan (1984),

$$Nu = 0,54 Ra_T^{1/4} \text{ para escoamento laminar, } 10^4 < Ra_T < 10^7, \quad (4.7)$$

$$Nu = 0,15 Ra_T^{1/3} \text{ para escoamento turbulento, } 10^5 < Ra_T < 10^9 \quad (4.8)$$

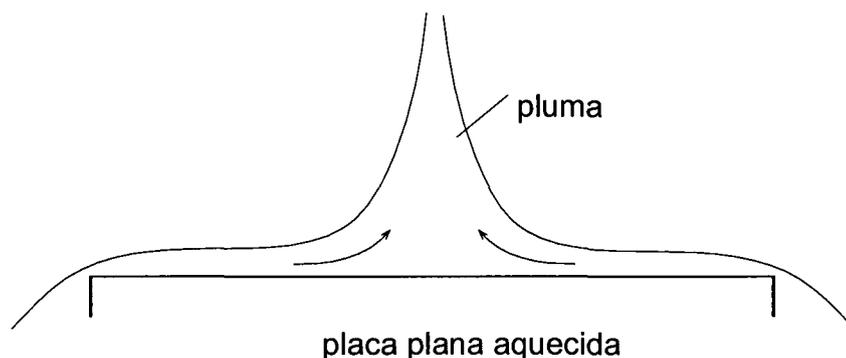


Figura 4.2– Escoamento em convecção natural sobre uma placa plana horizontal.

onde o número de Rayleigh,  $Ra_T$ , é definido por,

$$Ra_T = Gr Pr \quad (4.9)$$

O índice “T” que aparece no número de Rayleigh faz alusão ao problema térmico.

Na ausência da evaporação a variação da densidade do ar deve-se apenas a variações da temperatura e o número de Rayleigh pode ser escrito como (Burmeister, 1993)

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_i - T_a)L^3}{\nu\alpha} \quad (4.10)$$

onde  $\beta$  é o coeficiente de expansão térmica,  $\nu$  é a viscosidade cinemática e  $\alpha$  é a difusividade térmica, dada por  $\alpha = k / \rho c_p$ .

### 4.3- RADIAÇÃO

A parcela de calor trocada por radiação entre a superfície da água e a vizinhança pode ser calculada por

$$q''_{rad} = \epsilon\sigma(T_i^4 - T_{paredes}^4) \quad (4.11)$$

onde  $\epsilon$  é a emissividade térmica da superfície da água,  $\sigma = 5,667 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$  é a constante de Stefan-Boltzmann e  $T_i$  e  $T_{paredes} = T_a$  são, respectivamente as temperaturas da superfície da água e das paredes vizinhas.

Em virtude das baixas temperaturas envolvidas pode-se expressar a equação (4.11) como,

$$q''_{rad} = h_r(T_i - T_a) \quad (4.12)$$

onde  $h_r$  é o coeficiente de transferência de calor por radiação dado por,

$$h_r = \epsilon\sigma(T_i + T_a)(T_i^2 + T_a^2) = \epsilon\sigma 4\bar{T}^3 \quad (4.13)$$

onde

$$\bar{T}^3 = \frac{(T_i - T_a)(T_i^2 + T_a^2)}{4} \quad (4.14)$$

#### 4.4- EVAPORAÇÃO

Para avaliar a transferência de calor por evaporação, é necessário que se conheça a massa de água evaporada,  $\dot{m}''$  [kg/m<sup>2</sup>s], uma vez que,

$$q''_{\text{evap}} = \dot{m}'' h_{fg} \quad (4.15)$$

onde  $h_{fg}$  é o calor latente de evaporação expresso em [J/kg]. Para a água,  $h_{fg}$  varia em torno de  $2,4 \times 10^6$  J/kg. A determinação de  $\dot{m}''$  pode ser feita através de,

$$\dot{m}'' = h_m (\rho_{vi} - \rho_{v\infty}) \quad (4.16)$$

onde  $h_m$  é o coeficiente de transferência de massa [m/s],  $\rho_{vi}$ , é a densidade do vapor d'água na interface entre o ar e a água [kg/m<sup>3</sup>] e  $\rho_{v\infty}$  é a densidade do vapor d'água no ar ambiente [kg/m<sup>3</sup>]. Para a evaporação da água no ar,  $\rho_{vi}$  pode ser considerada como a densidade de saturação do vapor na temperatura da interface,  $T_i$ .

A determinação de  $h_m$  pode ser feita a partir da analogia entre a transferência de calor e massa. Para convecção natural, utilizando a expressão para o número de Nusselt associado ao escoamento laminar, a analogia entre calor e massa estabelece que,

$$Sh = 0,54 Ra_m^{1/4} \quad (4.17)$$

onde Sh é o número de Sherwood dado por

$$Sh = \frac{h_m L}{D} \quad (4.18)$$

no qual  $D$  é a difusividade de vapor d'água no ar [ $m^2/s$ ]. O número de Rayleigh mássico,  $Ra_m$ , é definido como,

$$Ra_m = GrSc \quad (4.19)$$

onde  $Sc = \mu/\rho D$  é o número de Schmidt. Combinando-se as equações (4.7) e (4.17) e fazendo uso das equações (4.3) e (4.18) tem-se,

$$\frac{h_c}{\rho h_m c_p} = \left( \frac{Sc}{Pr} \right)^{3/4} = Le^{3/4} \quad (4.20)$$

onde  $Le = Sc/Pr$  é o número de Lewis.

Uma vez conhecido o valor do coeficiente de transferência de calor  $h_c$ , a equação (4.20) pode ser utilizada para a determinação do coeficiente de transferência de massa,  $h_m$ .

#### 4.5- EVAPORAÇÃO DA ÁGUA NO AR

As equações (4.7) e (4.17) comumente encontradas na literatura para transferência de calor e massa por convecção natural são válidas para situações em que  $Pr$  e  $Sc$  são muito maiores do que a unidade (ver Bejan, 1984, p.114). No caso da água evaporando no ar,  $Sc$  é igual a 0,6 e a relação funcional entre  $Sh$ ,  $Gr$  e  $Sc$  expressa pela equação (4.17) deve ser revista.

Para tal considere-se a representação esquemática da convecção natural sobre uma superfície de água apresentada na figura 4.3.

De acordo com esta figura, em virtude do ar próximo à superfície do líquido estar mais contaminado pela presença de vapor que é mais leve do que o ar seco, forças de empuxo darão origem às plumas de ar ascendente.

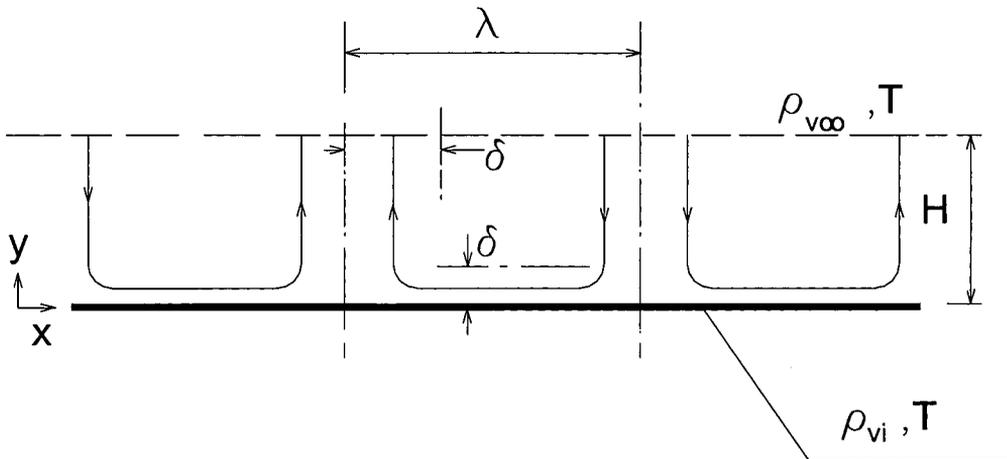


Figura 4.3- Representação esquemática da convecção natural na superfície da água

A equação da conservação da quantidade de movimento para a pluma ascendente representa um balanço das seguintes forças,

$$\frac{\rho V^2}{H} + \frac{\mu V}{\delta^2} \sim g(\rho_{vi} - \rho_{voo}) \quad (4.21)$$

onde o primeiro termo da equação representa as forças de inércia, o segundo termo as forças de atrito, e o terceiro a força de empuxo; V é a velocidade típica do ar ascendente, e  $\delta$  e H são escalas mostradas na figura 4.3.

Ao longo da superfície de água ocorre a difusão do vapor para a corrente de ar. Um balanço da difusão mássica ao longo de y com a advecção ao longo de x, obtido da aplicação da equação da conservação da massa para o vapor d'água, fornece,

$$V \frac{\Delta \rho_v}{\lambda} \sim D \frac{\Delta \rho_v}{\delta} \quad (4.22)$$

Uma vez que  $Sc$  é da ordem de 1, não fez-se distinção entre  $\delta$  nas equações (4.21) e (4.22). Obtendo-se a ordem de grandeza para  $V$  da equação (4.22) e substituindo-se este valor de  $V$  na equação (4.21) tem-se,

$$\frac{\rho\lambda}{\delta^4} D^2 \left( \frac{\lambda}{H} + Sc \right) \sim g\Delta\rho \quad (4.23)$$

onde  $\Delta\rho = (\rho_{vi} - \rho_{v\infty})$ .

A partir da definição de  $Gr_L$  introduzida na equação (4.6), pode-se escrever,

$$\frac{\lambda L^3}{\delta^4} \left( \frac{\lambda}{H} + Sc \right) \sim Bo_m \quad (4.24)$$

onde  $Bo_m$  é o número de Boussinesq para a massa dado por,

$$Bo_m = Gr_L Sc^2 \quad (4.25)$$

Como,

$$Sh = \frac{h_m L}{D} = \frac{\dot{m}'' L}{\Delta\rho_v D} \quad (4.26)$$

e  $\dot{m}'' \sim D \frac{\Delta\rho_v}{\delta}$  tem-se,

$$Sh \sim \frac{L}{\lambda} \quad (4.27)$$

Retornando-se à expressão (4.24) com a informação da expressão (4.27) tem-se,

$$\frac{\lambda}{L} Sh^4 \left( \frac{\lambda}{H} + Sc \right) \sim Bo_m \quad (4.28)$$

ou,

$$\text{Sh} \sim \left( \frac{\text{Bo}_m}{\lambda/H + \text{Sc}} \right)^{1/4} \quad (4.29)$$

A relação  $\lambda/H$  pode ser estimada a partir da aplicação da conservação da massa para o vapor tanto ao longo da pluma ascendente como ao longo da superfície da água resultando em  $\lambda/H$  da ordem de 1. Desta forma tem-se,

$$\text{Sh} \sim \left( \frac{\text{Bo}_m}{1 + \text{Sc}} \right)^{1/4} \quad (4.30)$$

Convém observar que para  $\text{Sc} \gg 1$  a expressão (4.29) adquire a forma funcional introduzida na equação (4.17). Por outro lado para  $\text{Sc} \ll 1$  a expressão (4.29) se torna  $\text{Sh} \sim \text{Bo}_m^{1/4}$  que é a correlação clássica encontrada na literatura para valores elevados de  $\text{Sc}$ , (ver Bejan, 1984, p.116).

A forma funcional dada em (4.30) deve ser utilizada para a água evaporando no ar e é válida para  $\text{Sc}$  da ordem de 1. Expressão análoga pode ser obtida para a transferência de calor na forma,

$$\text{Nu} \sim \left( \frac{\text{Bo}_T}{1 + \text{Pr}} \right)^{1/4} \quad (4.31)$$

onde  $\text{Bo}_T = \text{Gr}_L \text{Pr}^2$ , representa o número de Boussinesq térmico.

A expressão (4.30) será utilizada posteriormente para correlacionar os dados experimentais para a transferência de massa.

Fazendo uso das expressões (4.30) e (4.31) a analogia entre transferência de calor e massa se torna,

$$\frac{h_c}{\rho h_m c_p} = \left( \frac{1 + \text{Sc}}{1 + \text{Pr}} \right)^{1/4} \text{Le}^{1/2} \quad (4.32)$$

A equação anterior, válida para  $Sc$  e  $Pr$  próximos da unidade, deve ser confrontada com a equação (4.20), que é a forma clássica encontrada na literatura para a analogia entre calor e massa. Para água evaporando no ar a equação (4.20) fornece,

$$\frac{h_c}{\rho h_m c_p} = \left( \frac{0,6}{0,7} \right)^{1/4} = 0,89 \quad (4.33)$$

enquanto que a equação (4.32) fornece,

$$\frac{h_c}{\rho h_m c_p} = \left( \frac{1+0,6}{1+0,7} \right)^{1/4} \left( \frac{0,6}{0,7} \right)^{1/2} = 0,91 \quad (4.34)$$

A diferença entre os dois valores é de 2 % e de uma forma geral está dentro da incerteza dos resultados experimentais. Isto no entanto não deve ser motivo para que se ignore a correta dependência entre  $Sh$ ,  $Gr$  e  $Sc$  introduzida através da expressão (4.30).

# BANCADA EXPERIMENTAL E INSTRUMENTAÇÃO

## 5.1- BANCADA EXPERIMENTAL

### 5.1.1- Considerações iniciais

Como mostrado no Capítulo 3, torna-se fundamental a determinação experimental da taxa de evaporação de suor em ambientes quentes. A avaliação da massa evaporada pode ser feita local ou globalmente. A medição global foi realizada em um microclima, constituído de uma câmara de testes com controle de temperatura e umidade, verificando-se a evaporação de suor para diversos voluntários submetidos a temperaturas elevadas. Já a medição localizada foi realizada em um microclima instrumentado, onde pôde-se medir parâmetros como fluxo de calor, temperatura da interface entre o líquido e o vapor, e a massa evaporada no processo. Neste capítulo, descrever-se-á estas duas bancadas, bem como a instrumentação necessária para tal empreendimento.

### 5.1.2- Microclima Instrumentado

Para a avaliação da massa localmente evaporada em indivíduos submetidos a ambientes quentes, pretendia-se inicialmente isolar uma área de estudos na parte posterior do tronco humano, e através de uma instrumentação adequada realizar a medição das trocas de calor e massa para diversas situações. Desejava-se analisar a quantidade de água evaporada num setor, num dado tempo, através da coleta e determinação mássica do suor através de uma balança de precisão. Para a medição da massa evaporada neste setor delimitado, pensou-se em garantir que o ar estivesse na condição de saturação, evitando-se que o suor secretado e depositado sobre a pele, evaporasse, o que impossibilitaria a realização da coleta para medição. Nesta interface, planejou-se também medir o fluxo de calor com um transdutor de fluxo de calor colocado

diretamente sobre a área de estudo. Após a análise do material necessário, custos e imposições para execução destes testes, percebeu-se que o controle da umidade relativa no setor delimitado, fator fundamental para o sucesso do experimento, era impraticável em um espaço tão reduzido. Devido a estas dificuldades, optou-se por outra forma de avaliação das trocas de calor e massa na interface entre a pele e o meio.

Resolveu-se simular artificialmente esta interface através de uma placa aquecida sob uma fina camada d'água. Desta forma, providenciou-se a montagem de um banho aquecido sobre uma balança de precisão, como ilustrado na figura 5.1.

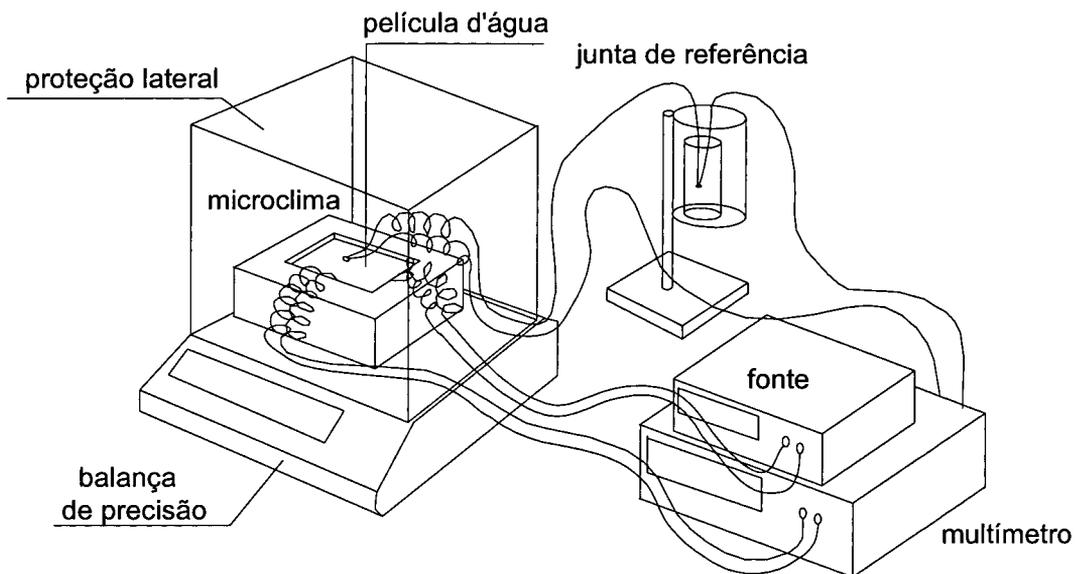


Figura 5.1– Bancada experimental para teste de evaporação em película.

A película d'água está contida em um reservatório de dimensões de 5 cm por 5 cm localizado sobre uma balança de precisão. A temperatura desta película é medida através de um termopar inserido na superfície líquida, o que serve também para controlar a capacidade de uma resistência aquecedora. A massa evaporada é obtida diretamente através da leitura visual dos valores indicados pela balança de precisão. Esta balança possui proteções laterais que evitam o contato do aparato experimental com possíveis correntes de ar. O fluxo de calor trocado pela interface é obtido através de um transdutor de fluxo de calor conectado a um multímetro de precisão. A figura 5.2 ilustra detalhes da montagem. Foram tomados para garantir um contato adequado entre o transdutor e a resistência aquecedora, bem como uma espessura de película uniforme com cerca de 2 mm.

A resistência aquecedora é alimentada por uma fonte com controle fino da corrente elétrica, a qual origina um fluxo de calor uniforme, calor este que atravessa o transdutor e evapora uma dada massa de água da película. Em regime permanente, todo calor que atravessa o transdutor é trocado com o ar ambiente através dos processos de evaporação, convecção e radiação. Para tanto, isolou-se convenientemente todas as laterais e a face inferior do reservatório com uso de isolante térmico de 2 cm de espessura.

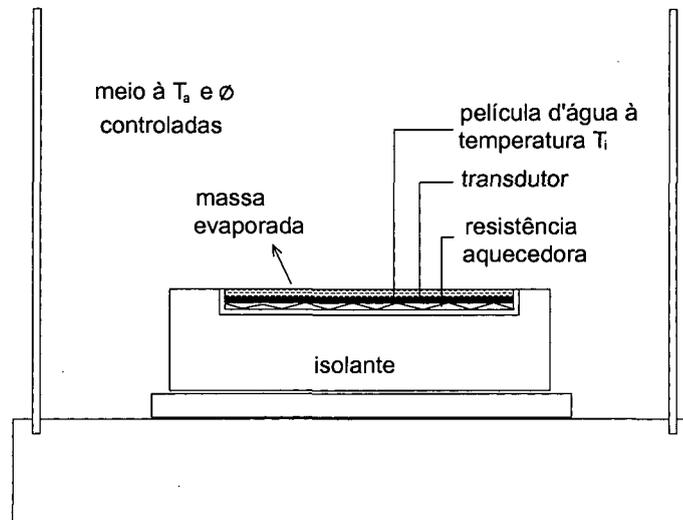


Figura 5.2- Detalhe da montagem.

Os testes neste microclima foram realizados com um transdutor de fluxo de calor liso e um poroso. No caso do transdutor poroso, existe uma fina camada de papel umedecido entre a resistência aquecedora e o transdutor, visando representar melhor a pele humana. Desta forma, no momento da apresentação dos resultados, far-se-á sempre distinção entre os resultados obtidos para a evaporação sobre os transdutores poroso e liso.

Foram realizados testes com superfícies planas aquecidas e secas na posição horizontal e vertical, para determinar isoladamente as trocas de calor por convecção e radiação. A figura 5.3, ilustra o aparato experimental utilizado na determinação das trocas por convecção sobre uma superfície plana aquecida horizontal de dimensões de 5 cm por 5 cm.

Pode-se perceber que a resistência aquecedora, responsável pelo fornecimento do fluxo de calor uniforme, está posicionada sob o transdutor de fluxo, mantendo assim a temperatura do transdutor mais elevada que a do ar. O controle desta temperatura foi realizado através da leitura

direta do sinal enviado pelo termopar para um multímetro de precisão. A posição horizontal foi garantida pela aferição visual utilizando-se um mini-nível. A superfície foi dotada de uma película de alumínio especial, com emissividade de 0,02, ou alternativamente, de uma película de preto fosco, com emissividade estimada em 0,9. A possibilidade de variar a emissividade da superfície permitiu que a influência da radiação fosse avaliada. A temperatura média radiante da vizinhança foi adotada como sendo igual a do ar ambiente.

O mesmo procedimento foi adotado para avaliar as trocas por convecção sobre uma superfície vertical aquecida, utilizando-se, neste caso, apenas a superfície de alumínio especial, como mostrado na figura 5.4.

O ambiente onde os testes com o microclima foram realizados é um laboratório com dimensões de 9,0 m de largura por 8 m de comprimento e 4,0 m de altura, com espessura das paredes de 25 cm..

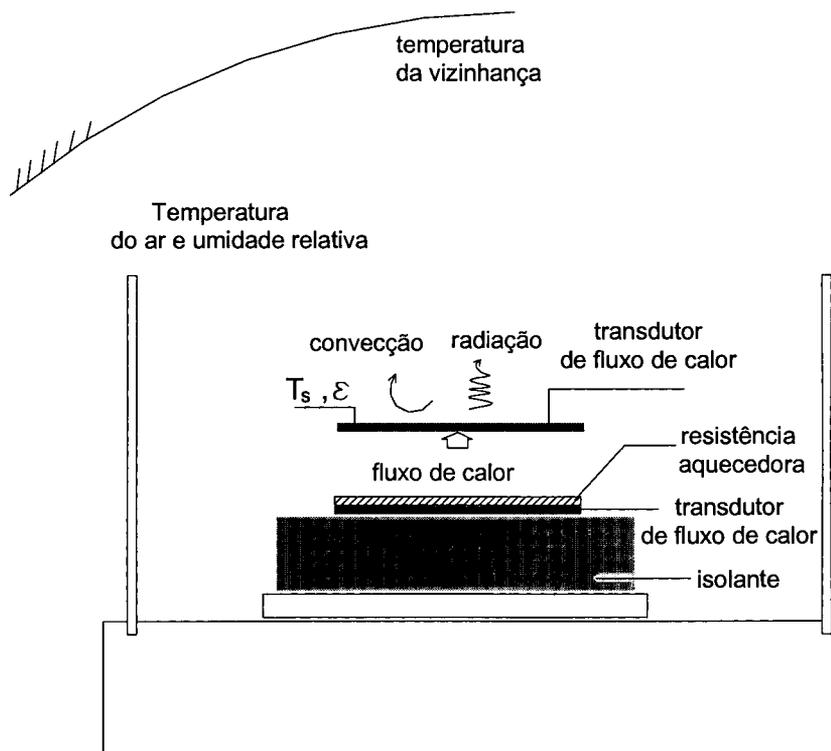


Figura 5.3- Aparato experimentação para estudo da convecção natural em superfície horizontal.

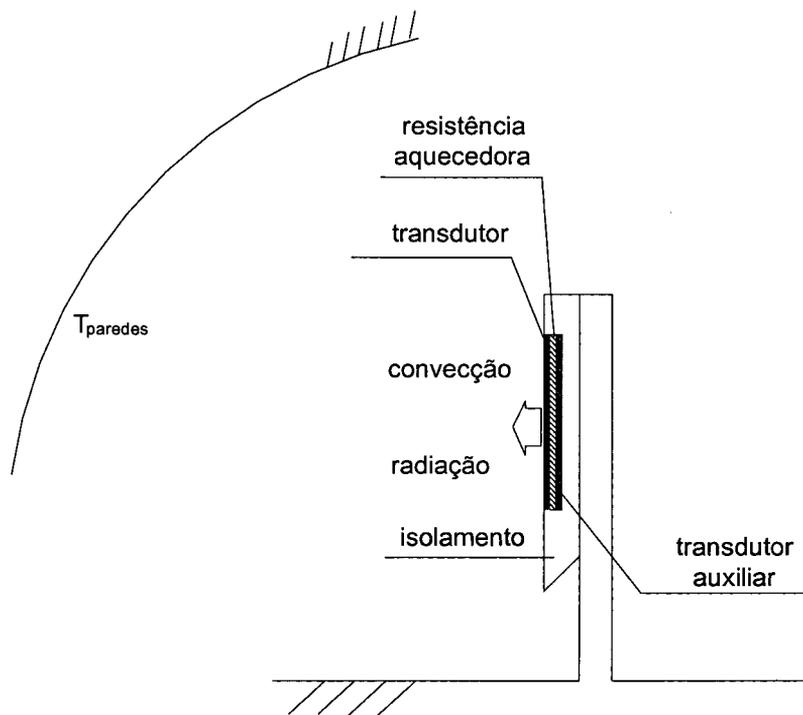


Figura 5.4- Aparato experimental para estudo da convecção natural em superfície vertical.

### 5.1.3- Macroclima

Um macroclima, foi preparado para a realização de testes com voluntários. O objetivo foi o de obter dados reais de evaporação de suor para determinadas condições de temperatura e umidade relativa do ar. Procurou-se primeiramente obter algumas orientações com um profissional da área de fisiologia, para verificar a necessidade da reposição de sais e líquidos durante os testes e desta forma garantir a preservação da saúde dos voluntários. A orientação recebida foi que para uma exposição reduzida, a reposição de água e sais não era necessária. Desta forma optou-se por medir a massa de suor evaporada em voluntários quando sentados, para um tempo de exposição de uma hora. Neste período pôde-se fazer também a medição do fluxo de calor e da temperatura superficial da pele. As condições do ambiente foram controladas em 37 °C e 60 %. Escolheu-se esta temperatura e umidade porque estas são representativas de ambientes quentes. O macroclima é essencialmente uma câmara climatizada pertencente ao Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Condicionamento de Ar e Ventilação, NRVA, do Departamento de Engenharia Mecânica.

Na figura 5.5, mostra-se um transdutor de fluxo de calor poroso fixado nas costas de um voluntário, o que permite a medição direta do fluxo de calor trocado entre a pele e o meio. Um sistema de medição do IBUTG foi também utilizado, obtendo-se um valor igual a 32,5°C, temperatura esta considerada crítica pela Norma Regulamentadora 15. A massa evaporada foi obtida através da pesagem dos indivíduos em uma balança antes e depois do experimento.

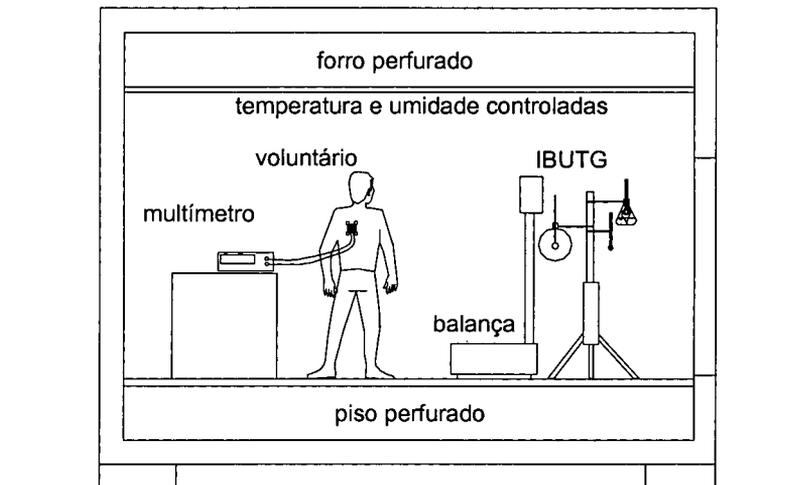


Figura 5.5– Aparato experimental para avaliação da evaporação de suor em voluntários.

A câmara foi utilizada para permitir a realização de testes em diferentes níveis de temperatura e umidade. Seu funcionamento permite a obtenção de temperaturas de -10 a 60 °C e de 10 a 90 % de umidade relativa. Para atingir temperaturas de 18 °C a 60 °C, são utilizadas resistências elétricas e um sistema de condicionamento de ar com condensação a ar remota (Silva, 1998). O controle de temperatura e umidade é realizado por um controlador lógico programável “CLP”, responsável pelo acionamento das resistências elétricas do sistema de umidificação e pela comutação entre os evaporadores do sistema de tratamento de ar. A câmara de testes tem 4 m de largura por 4 m de comprimento por 3 m de altura e é dividida em dois compartimentos: o primeiro é a área de testes propriamente dita e o segundo é a área onde se encontra o sistema de tratamento de ar. Este sistema, consta de evaporadores, sistema de drenagem, ventiladores, sistemas de umidificação, registros de balanceamento, válvulas solenóides e de expansão, canalizações do sistema de condensação (localizada no lado exterior do prédio B) e resistências elétricas de aquecimento. A movimentação do ar é efetuada por dois ventiladores axiais que insuflam o ar num forro falso perfurado, passando daí ao ambiente de

testes e retornando através de um piso falso também perfurado. O ar dirige-se então para os equipamentos de climatização e retorna aos ventiladores para ser novamente insuflado no ambiente. Nas laterais da estrutura de suporte dos evaporadores estão localizados os registros de controle que têm a função de controlar a passagem do fluxo de ar pelos forçadores e pelo evaporador de um sistema SPLIT. Os registros de balanceamento, localizados na parte inferior, servem para controlar a vazão de ar de retorno que passa diretamente aos ventiladores. O forro e o piso perfurados proporcionam maior uniformização do fluxo de ar, tanto em termos de velocidade quanto de temperatura e umidade, necessário para a confiabilidade dos testes.

## 5.2- PRINCIPAIS GRANDEZAS MEDIDAS

Para atingir os objetivos, necessita-se medir 5 grandezas físicas para caracterizar o fenômeno da transferência evaporativa de calor e de massa. Essas grandezas são: temperatura de bulbo seco do ar ambiente, temperatura de bulbo úmido do ar ambiente, temperatura da interface entre o líquido e o vapor, fluxo de calor e massa evaporada. Os instrumentos necessários para a determinação destas grandezas serão descritos em detalhes a seguir. A escolha adequada de cada instrumento é fundamental para garantir a qualidade dos resultados

### 5.2.1- Temperatura

Para medição das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido, utilizou-se um psicrômetro de aspiração. O aparelho utilizado é da marca Rossel Messtchnick (Alemanha). Sua calibração foi realizada submergindo seus dois termômetros em um banho isotérmico utilizando-se como referência um termômetro padrão (Certificado de calibração do IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo). Segundo Silva Jr. (1998), para a faixa de 6,0 a 40,0 °C a incerteza de medição dos termômetros é de  $\pm 0,12$  °C. Este valor é menor do que o limite imposto pela Norma ANSI/ASHRAE que prescreve como limite aceitável de  $\pm 0,5$  °C para TBS e  $\pm 1,5$  °C para TBU. A precisão deste instrumento é fundamental, pois através das suas indicações (TBS e TBU) serão avaliadas a umidade relativa e a temperatura da interface líquido-vapor. Alguns cuidados adicionais devem ainda ser tomados, tais como promover o funcionamento do ventilador de aspiração, utilizar uma mecha umedecida com água destilada, e tomar ao menos três leituras para cada ponto de medição.

Para obtenção da diferença de temperatura entre a interface e o ar utilizou-se um termopar diferencial tipo “T”- cobre-constantan, que tem sensibilidade de cerca de  $40 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$ .

Este termopar tem uma das suas junções inserida na película d'água e a outra suspensa no ar, protegida de radiação direta através de dois cilindros de alumínio. A leitura do sinal fornecido pelo termopar é obtida diretamente através de um multímetro de precisão, ilustrado na figura 5.6. Esta leitura fornece a diferença de temperatura entre a interface e o meio. Para avaliar a temperatura da interface, faz-se a soma da diferença de temperatura lida, convenientemente corrigida para a temperatura de referência de 20 °C, com a temperatura de bulbo seco do ar. A correção citada faz-se necessária pois trabalha-se com a equação de transformação [mV] para [°C] referenciada a zero graus

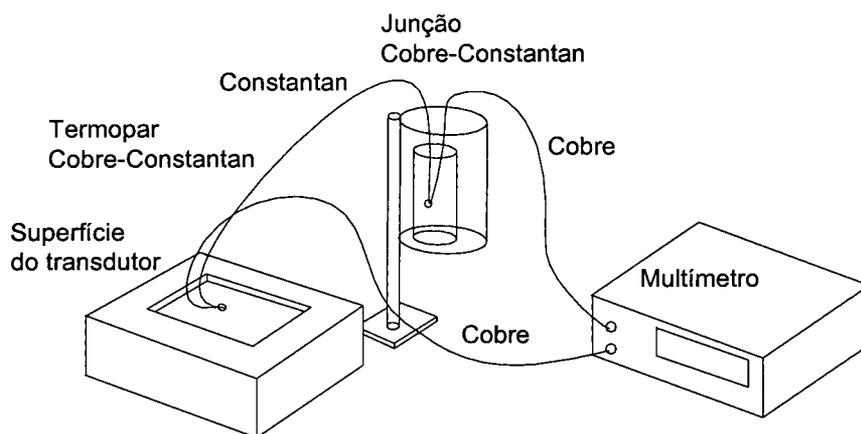


Figura 5.6- Esquema para medição do diferencial de temperatura entre a interface e o meio.

A equação para transformação do sinal de [mV] para [°C] é expressa, para a faixa de 0 a 400 °C na forma seguinte, onde  $V_{tp}$  é a tensão indicada pelo multímetro [mV].

$$T(^{\circ}\text{C}) = 25,6614V_{tp} - 0,619548V_{tp}^2 + 0,02218V_{tp}^3 - 0,000355V_{tp}^4 \quad (5.1)$$

### 5.2.2- Fluxo de calor

O fluxo de calor trocado na interface entre o líquido e o vapor, pode ser medido através de um transdutor de fluxo de calor. De maneira geral, um transdutor de fluxo de calor quando submetido a um fluxo térmico, registra um gradiente de temperatura decorrente da sua configuração interna e que por sua vez é proporcional a este fluxo. Nos transdutores tradicionais, com gradiente de temperatura transversal, a parede auxiliar funciona como um corpo resistivo, que origina o gradiente de temperatura. A existência de grande número de juntas termoeletricas

soldadas e de espessura elevada são alguns dos inconvenientes dos transdutores convencionais. Esse problema foi resolvido com o desenvolvimento do transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial (Güths, 1994), onde a rede termoeétrica foi simplificada através da deposição eletrolítica em série de uma camada metálica de elevada condutividade elétrica (cobre) sobre um suporte metálico de condutividade inferior (constantan). Este princípio é conhecido como termopar planar a eletrodos depositados e seu princípio de funcionamento pode ser visualizado a partir da figura 5.7.

Neste termopares uma camada de cobre é depositada sobre uma base de constantan. Aplicando-se ao termopar planar uma diferença de temperatura ( $T_B - T_C$ ), a corrente elétrica gerada circulará preferencialmente pela camada de cobre pois esta possui uma condutividade elétrica superior a do constantan.

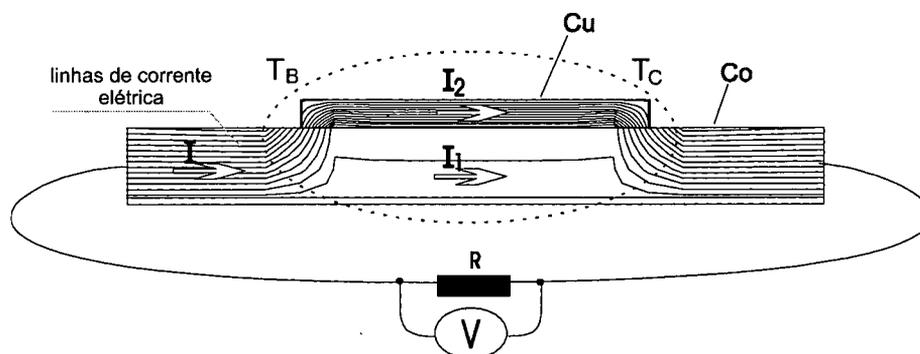


Figura 5.7- Linhas de corrente em um circuito bimetalico a eletrodo depositado, (Güths et al., 1995)

Como conseqüência, a região assinalada na figura 5.7 comporta-se como se fosse formada exclusivamente por cobre. Este sistema é equivalente ao esquema ilustrado na Figura 5.8, com a vantagem de eliminação das soldas na região de contato.

Os termopares estão ligados em série e cada um converte a diferença de temperatura em força eletromotriz através do efeito Seebeck. A força eletromotriz produzida é diretamente proporcional ao número de termoelementos distribuídos sobre a superfície do sensor, conforme pode ser visualizado na figura 5.9, que ressalta a assimetria entre as linhas de fluxo de calor geradas através da disposição adequada dos pinos condutores de calor.

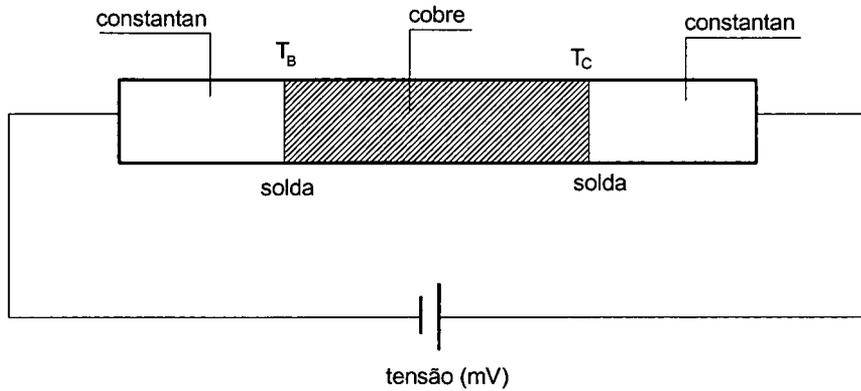


Figura 5.8- Circuito bimetálico com solda entre as junções

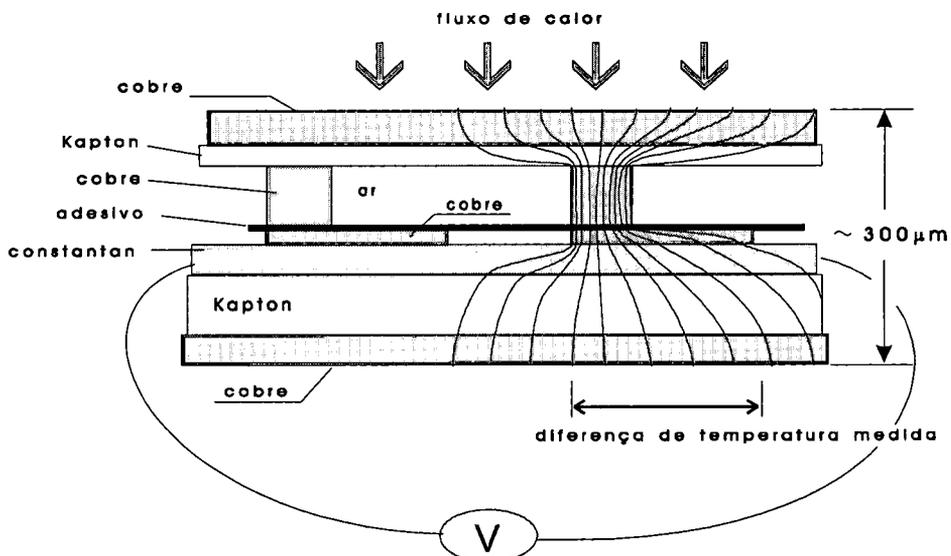


Figura 5.9- Transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial (Güths et al., 1995)

O transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial apresenta como vantagens uma espessura reduzida ( $300 \mu\text{m}$ ), alta sensibilidade, baixo custo, e baixa constante de tempo (200 ms), possibilitando desta forma a caracterização de fenômenos transientes.

Para medição do fluxo de calor associado com a evaporação de uma película d'água, modificou-se o transdutor, incluindo-se pequenas porosidades. Desta forma, cerca de 400 poros, de aproximadamente  $0,5 \text{ mm}$  de diâmetro, foram realizados em locais estratégicos da superfície, usando-se uma furadeira de precisão. Isto possibilitaria a passagem da água pelos poros sem impedir a medição do fluxo inerente ao processo. Para confirmar que, uma vez tendo líquido na

face inferior, haverá, por efeito de capilaridade migração deste líquido para a face superior, colocou-se o transdutor poroso sobre uma espessa camada de papel absorvente molhado. Cobriu-se a superfície superior com uma fina folha de papel úmido e empregou-se um pequeno ventilador axial para movimentar o ar. Ao longo de uma hora de testes, verificou-se que a película permaneceu molhada e então o transdutor foi considerado adequado para a aplicação pretendida.

Para utilização dos transdutores de fluxo de calor é necessário que estes sejam calibrados. A calibração dos transdutores de fluxo de calor, sejam eles lisos ou porosos, consiste em determinar o valor da constante,  $C_c$ , de cada transdutor, dada por:

$$C_c = \frac{q_t}{V_t} \quad (5.2)$$

onde  $q_t$  é o calor que flui através do transdutor em [W] e  $V_t$ , a tensão medida pelo transdutor em [mV]. A constante de calibração,  $C_c$  [W/mV], representa a proporcionalidade entre o fluxo térmico a que o transdutor é submetido e o gradiente de temperatura gerado pelo transdutor em função da sua configuração interna.

Neste trabalho utilizou-se o método de calibração com transdutor auxiliar que será descrito a seguir. A princípio o método de calibração dos transdutores lisos e porosos será descrito para a condição seca. Posteriormente, será descrita a calibração dos transdutores porosos na condição úmida, objeto de interesse neste trabalho. O transdutor a ser calibrado é colocado em contato com uma superfície fria que serve como sumidouro de calor. A fixação é realizada com pasta térmica com o cuidado de evitar a formação de bolhas de ar entre as superfícies, como ilustrado na figura 5.10.

Sobre o transdutor a ser calibrado fixa-se uma resistência aquecedora de tamanho idêntico ao do transdutor, com o objetivo de dissipar uma quantidade de calor conhecida e uniforme,  $P_t$  [W]. A parte superior da resistência aquecedora é isolada para impedir a dissipação do calor.

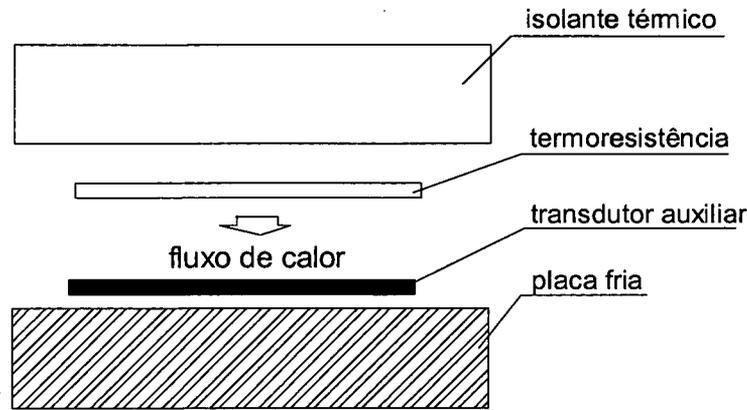


Figura 5.10– Esquema de calibração do transdutor auxiliar.

Na figura 5.10, pode-se observar que o calor produzido pela resistência aquecedora tende a se transferir para a placa fria, atravessando o transdutor auxiliar e promovendo um sinal de tensão indicado por um multímetro de precisão. O calor que sai pela parte superior é desprezado, sendo portanto a constante do transdutor auxiliar dada por,

$$C_a = \frac{P_t}{V_a} \quad (5.3)$$

Uma vez calibrado, este transdutor auxiliar será utilizado na calibração de outros transdutores de acordo com o esquema apresentado na figura 5.11. Nesta figura, pode-se observar que o transdutor auxiliar está inserido entre a resistência aquecedora e o isolamento. Assim sendo, pode-se calibrar com maior precisão os outros transdutores.

O fluxo de calor produzido na resistência aquecedora por efeito Joule é determinado pela relação,

$$P_t = R_t I^2 \quad (5.4)$$

onde  $R_t$  é a resistência [ $\Omega$ ] e  $I$  é a corrente elétrica [A].

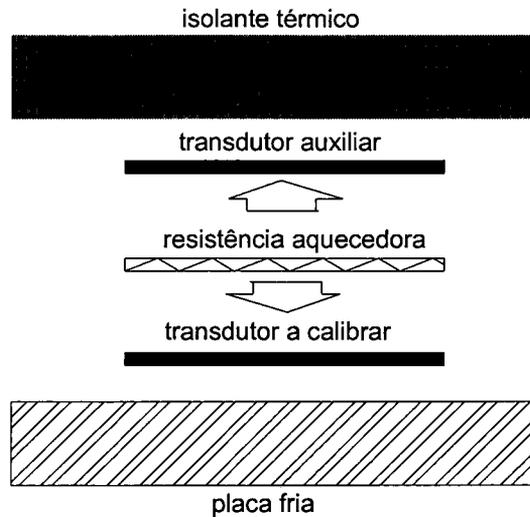


Figura 5.11- Esquema da calibração através de um transdutor auxiliar.

Conforme mostrado na figura 5.11, a transferência de calor através do transdutor a ser calibrado é facilitada pelo contato com a placa fria. O calor que escoar pela parte superior é medido com o transdutor auxiliar. As fugas pelas laterais e pelos conectores são desprezadas. Desta forma, pode-se escrever que

$$P_t = q_c + q_a \quad (5.5)$$

onde  $q_c$  é calor através do transdutor a ser calibrado [W], e  $q_a$  é o calor através do transdutor auxiliar [W].

Cada um destes transdutores gera uma tensão diretamente proporcional ao fluxo de calor a que está submetido. Esta tensão é medida com o auxílio de um multímetro de precisão. Como

$$q_c = C_c \cdot V_c \quad (5.6)$$

e

$$q_a = C_a \cdot V_a \quad (5.7)$$

pode-se escrever que:

$$P_t = C_c \cdot V_c + C_a \cdot V_a \quad (5.8)$$

e conseqüentemente,

$$C_c = \frac{P_t - C_a \cdot V_a}{V_c} \quad (5.9)$$

onde o  $C_c$  é a constante do transdutor a ser calibrado.

O procedimento anterior é válido tanto para o transdutor poroso quanto para o liso na condição seca. Porém, na condição úmida, o transdutor poroso necessita de uma calibração especial, de acordo com a configuração a ser adotada no experimento.

Para a condição úmida, observou-se a necessidade de uma calibração que permita a passagem da água através do transdutor. Isto deve-se ao fato da calibração anterior, onde o transdutor era comprimido entre a resistência e a placa fria, não permitir a saída da água evaporada, introduzindo erros na medição do fluxo de calor. Desta forma, tornou-se necessário o emprego de um processo de calibração em superfície livre conforme ilustrado na figura 5.12.

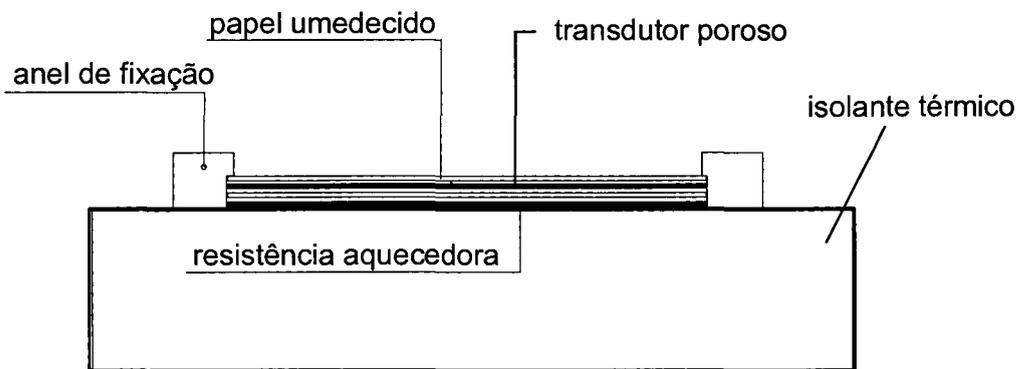


Figura 5.12- Esquema de calibração do transdutor poroso para a condição úmida.

De acordo com esta figura 5.12, a resistência aquecedora dissipa uma quantidade conhecida de calor que aquece uma placa de papel umedecido. Por capilaridade, o transdutor de fluxo de calor poroso é atravessado pela água que ao se evaporar na parte superior promove a indicação de um sinal de tensão no multímetro. Esta configuração foi utilizada por reproduzir as condições de uso do transdutor neste trabalho. O procedimento descrito anteriormente foi também utilizado na determinação da constante de calibração.

### 5.2.3- Massa Evaporada

No presente trabalho necessita-se determinar a massa evaporada de uma película d'água e a massa evaporada de voluntários num ambiente quente. A primeira é determinada através de uma balança de precisão com capacidade máxima de 300 g e incerteza de  $\pm 0,002$  g. Durante as medições a balança foi colocada sobre uma superfície rígida e suas paredes laterais de vidro, protegem o microclima de eventuais correntes de ar. A temperatura máxima de trabalho permitida para a balança, situa-se na faixa de 40 °C, e este valor nunca foi ultrapassado. A precisão na medição da massa é um dos parâmetros mais importantes deste trabalho e para tanto uma série de precauções foram tomadas. Uma delas, foi a não utilização de equipamento de climatização durante a tomada das medições. Evitou-se ainda movimentos bruscos ao redor da balança e também correntes de ar acidentais devido à infiltração, mantendo-se a porta do laboratório fechada durante o experimento.

O principal problema na medição da massa foi a presença dos fios que alimentam a resistência aquecedora e levam os sinais de fluxo de calor e de diferença de temperatura para a fonte de tensão e multímetro. São seis fios finos que afetam a medição, principalmente quando a ordem de grandeza da massa evaporada é inferior a 0,2 g. Sem a presença de água não há evaporação e o único efeito a modificar a indicação da balança é decorrente dos fios. Anotou-se a massa indicada pela balança nestas condições obtendo-se variações médias da ordem de 0,06 g. Para uma mesma montagem experimental, mantendo-se os fios imobilizados, a taxa de variação da leitura manteve-se praticamente constante ao longo dos vários testes realizados, o que tornou possível a compensação do efeito dos fios.

A massa de suor evaporada em voluntários, foi avaliada através de uma balança com capacidade máxima de 100 kg e incerteza de  $\pm 20$  g. Por ser uma balança mais robusta, cada medida foi feita através da média de cinco leituras sucessivas. As variações de massa evaporada dos voluntários se situaram na ordem de 200 g por hora, o que mostra que a balança empregada era adequada.

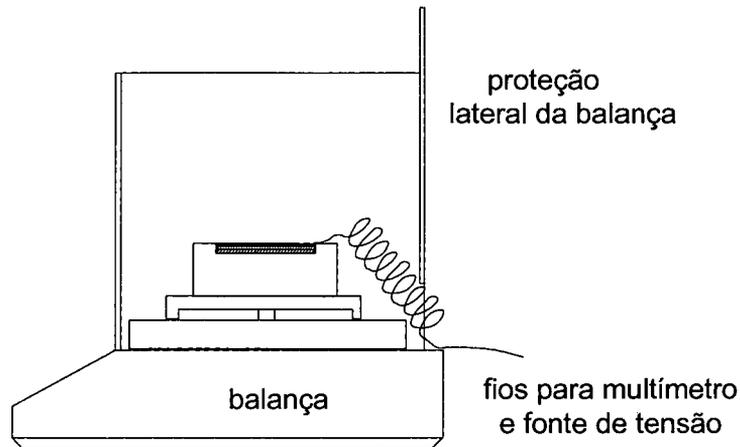


Figura 5.13- Vista lateral da balança durante os testes.

## 5.3- GRANDEZAS COMPLEMENTARES

### 5.3.1- Tensão Elétrica

Para medição dos sinais de tensão fornecidos tanto pelo transdutor de fluxo de calor como pelo termopar diferencial, utilizou-se um multímetro de precisão da marca HP. Este equipamento tem capacidade de medição de sinais de tensão [mV], com precisão de  $\pm 0,002$  mV. Este equipamento permite também a leitura da resistência [ $m\Omega$ ]. O sinal de fluxo de calor na superfície livre foi medido ou através de um sistema de aquisição de sinais, ou por leitura direta (maioria dos testes). Realizando uma comparação entre os dados obtidos com os dois sistemas de leitura, comprovou-se que os erros em se utilizar diretamente o sinal lido pelo multímetro são da ordem de  $\pm 0,005$  mV. Na figura 5.14, apresenta-se uma leitura típica do fluxo de calor obtido através de um sistema de aquisição de sinais. Conforme pode ser observado nesta figura, o sinal típico do fluxo de calor apresenta um espalhamento decorrente de pequenas perturbações do escoamento do ar em convecção natural sobre a superfície aquecida.

### 5.3.2- Corrente elétrica

Uma fonte de tensão HP foi utilizada para o fornecimento de energia para a resistência aquecedora, com potência da ordem de 2 W. O controle da fonte pode ser feito através de uma regulagem fina de corrente, mantendo-se a tensão ajustada no seu valor máximo. Este controle foi realizado manualmente ajustando-se cuidadosamente a corrente elétrica com o intuito de

manter a temperatura da interface num valor fixo. O sinal da temperatura da interface foi utilizado como referência para o ajuste fino. A resistência aquecedora foi construída aplicando-se um filme de constantan de 25  $\mu\text{m}$  de espessura sobre uma película de kapton com 50  $\mu\text{m}$  através da técnica de fotogravura.

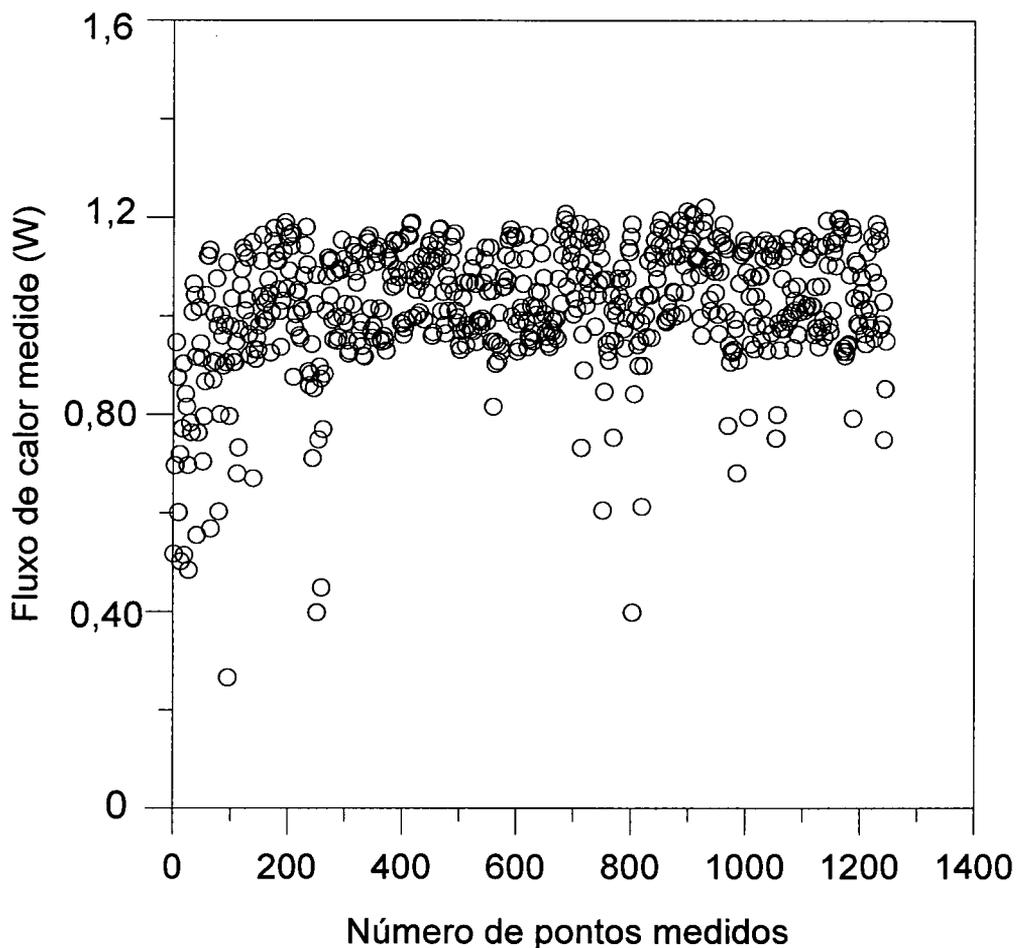


Figura 5.14— Sinal típico obtido pela aquisição automática do fluxo de calor.

### 5.3.3- Pressão atmosférica

A pressão atmosférica padrão, dada em 101325 Pa, é obtida para condições do ar a 20 °C ao nível do mar. No presente trabalho utilizou-se dados de pressão obtidos da Estação Solarimétrica do Laboratório de Energia Solar (UFSC), situada no mesmo edifício de realização dos experimentos. Na figura 5.15, pode-se verificar que a pressão atmosférica apresenta pequenas oscilações com o tempo, fato este não altera significadamente as condições psicrométricas do ar.

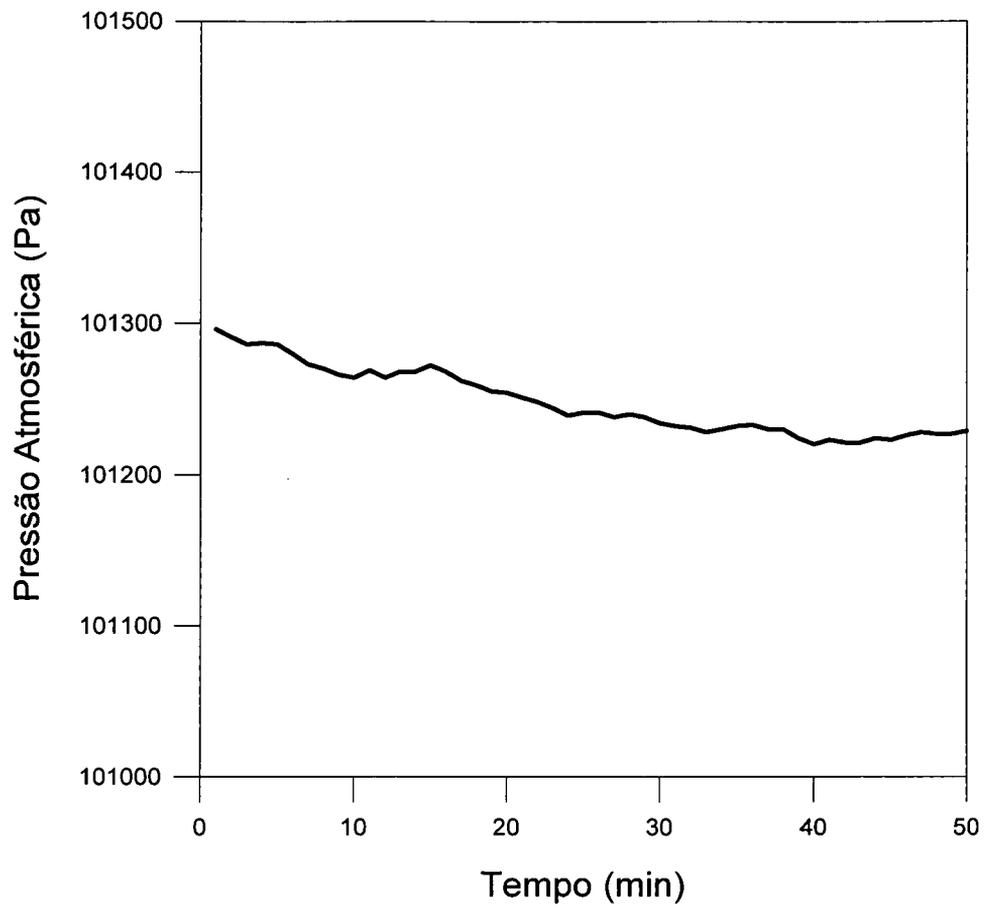


Figura 5.15– Variação da pressão atmosférica ao longo do tempo.

## PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL E REDUÇÃO DOS DADOS

### 6.1- PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

#### 6.1.1- Testes de evaporação no microclima

A motivação principal para o desenvolvimento do experimento no microclima foi a possibilidade de obter diretamente a massa evaporada, o fluxo de calor trocado, e a temperatura da interface para a evaporação de uma película d'água em uma dada condição do ar ambiente.

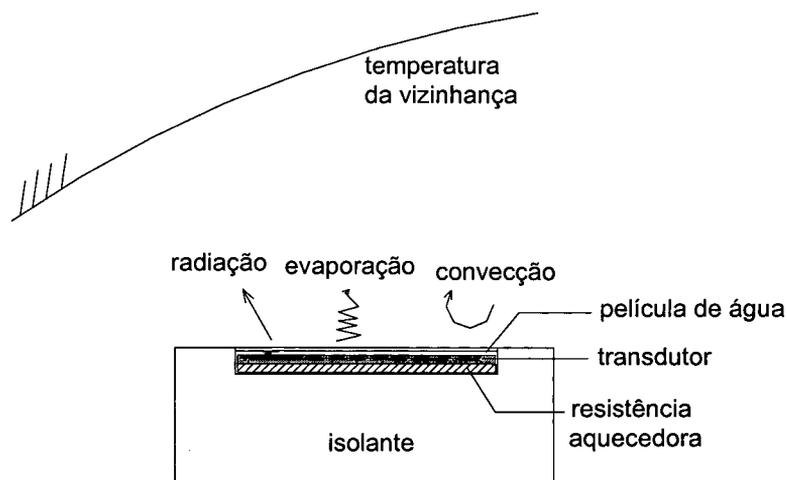


Figura 6.1- Esquema das medições com o microclima.

Como citado anteriormente, além da configuração ilustrada na figura 6.1 duas outras foram montadas para o estudo da convecção natural sobre placa plana aquecida. Neste item, serão abordados os cuidados tomados durante a preparação dos testes bem como os principais problemas encontrados.

O experimento de evaporação iniciava-se com a cuidadosa montagem do microclima. Para tal instalava-se o transdutor pré-calibrado, fixando-o à resistência aquecedora. Na seqüência enrolava-se os fios para diminuir o seu efeito sobre a indicação da balança. No início de cada teste, com o recipiente ainda seco, fazia-se a imobilização dos fios e verificava-se a estabilidade do processo de medição. Em diversas oportunidades esta atividade durava cerca de duas horas. Caso a indicação não fosse estável, repetia-se a fixação até que fosse obtida uma mínima da ordem de 0,05 g para um tempo de meia hora. A leitura era anotada e utilizada para corrigir a massa evaporada. Para a continuidade dos testes cobria-se a superfície do transdutor com uma fina película d'água destilada de espessura de cerca de 2 mm. Ligava-se então a fonte de tensão com voltagem fixada em no seu valor máximo (cerca de 12 V) e ajustava-se a corrente elétrica até que a temperatura indicada no multímetro pudesse ser medida com precisão. Isto ocorria para diferenças de temperatura entre a interface e o meio superiores a 3 °C. Tendo sido fixada a corrente elétrica, aguardava-se que o sistema entrasse em regime permanente, o que demorava em média 20 minutos. Iniciava-se neste momento a medição da massa e ao mesmo tempo acionava-se o cronômetro. A cada 5 minutos era tomada uma leitura de fluxo de calor fornecido pelo transdutor [mV], da massa indicada na balança de precisão [g] e do diferencial de temperatura entre a superfície da água e o ambiente. A leitura da TBS e TBU do ar era realizada a cada 15 minutos já que a sala apresentava elevada estabilidade térmica; tais temperaturas variavam cerca de 0,5°C em um período de 4 horas. Ao final de 30 minutos, anotava-se a massa indicada pela balança e desligava-se imediatamente o cronômetro. Tinha-se desta forma uma tabela onde podia-se acompanhar a variação da massa, do fluxo de calor, e do diferencial de temperatura ao longo do tempo. Nesta etapa era fundamental que se fizesse a correção da massa evaporada, somando-se ou diminuindo-se deste valor a variação devido ao efeito dos fios. A tabela 6.1 ilustra uma tomada de dados típica para o experimento descrito. Na primeira coluna tem-se o tempo decorrido, na segunda a massa registrada pela balança, na terceira o fluxo de calor, na quarta a diferença de temperatura [mV], na quinta a diferença de temperatura [°C] correspondente, e na sexta, sétima e oitava colunas a TBS, TBU e a temperatura da interface. A

última linha, apresenta o tempo total decorrido [s], a variação da massa [g], o sinal de fluxo de calor médio [mV], e a diferença de temperatura média tanto em [mV] como em [°C].

Tabela 6.1- Dados experimentais típicos obtidos para evaporação

Tempo (min)	massa (g)	fluxo de calor (mV)	$\Delta T$ (mV)	$\Delta T$ (°C)	TBS (°C)	TBU (°C)	$T_i$ (°C)
0	74,526	0,791	0,264	6,73			
5,57	74,460	0,789	0,242	6,17			
10,49	74,410	0,678	0,246	6,28			
17,36	74,339	0,721	0,238	6,07	27,6	21,6	33,4
20,53	74,304	0,735	0,237	6,05			
24,25	74,268	0,698	0,241	6,15			
30	74,209	0,71	0,232	5,92			
Total = 30 min	0,317	0,732	0,243	6,20			

A umidade relativa correspondente aos valores de TBS e TBU fornecidos na tabela 6.1 é de 65%. O fator de correção deste experimento foi de -0,06 g, ou seja, deve-se diminuir 0,06 g do valor médio obtido (0,317 g) obtendo-se assim uma massa evaporada de 0,257 g para 30 minutos de teste.

Este mesmo procedimento foi realizado para várias faixas de temperatura. Testes com temperatura de interface maiores que 50°C não puderam ser realizadas sob pena de danificar a resistência, já que a corrente elétrica necessária para manter a interface aquecida seria maior do que esta poderia suportar. Além disto, para pequenos diferenciais de temperatura, abaixo de 4°C, não pôde-se obter dados confiáveis. Este fato está relacionado à pequena taxa de evaporação, ficando este valor inferior àquele correspondente ao efeito de variação da massa provocada pelos fios, comprometendo assim os resultados obtidos.

O procedimento experimental foi aperfeiçoado após vários insucessos durante o decorrer do trabalho. Num destes insucessos pôde-se obter importantes informações acerca do funcionamento do transdutor de fluxo de calor poroso, desenvolvido especialmente para utilização nos testes de evaporação. Os primeiros experimentos de evaporação no microclima foram realizados dentro da câmara climatizada, utilizada nos testes com voluntários. Na figura 6.2, ilustra-se a montagem do microclima dentro da câmara. Os sinais de temperatura, umidade relativa do ar e de fluxo de calor [mV] foram obtidos através de um sistema de aquisição de sinais localizado na parte externa.

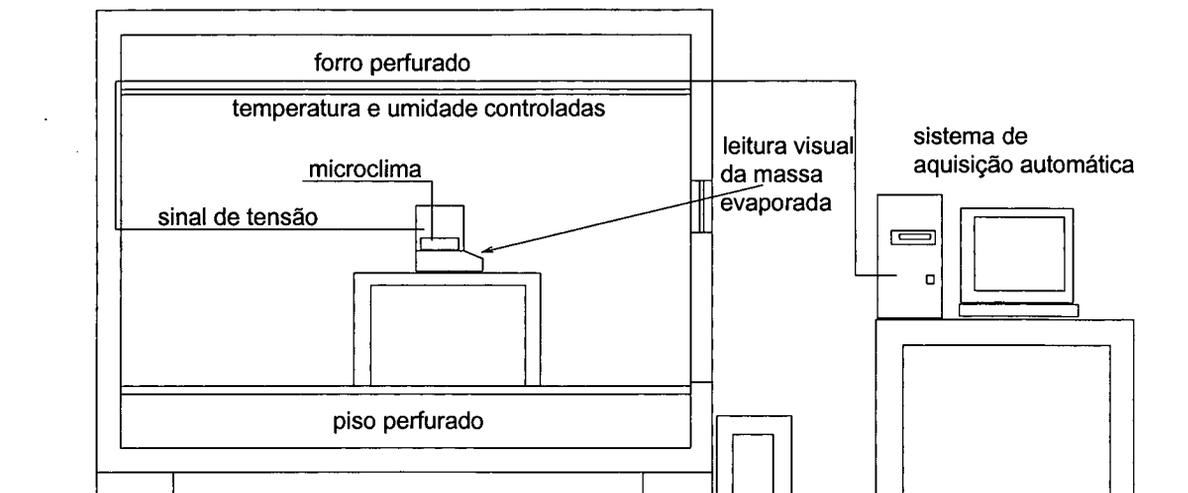


Figura 6.2– Esquema de utilização do macroclima controlado.

Devido à sensibilidade da balança de precisão e do sistema de controle da câmara a leitura da massa indicada pela balança de precisão foi obtida visualmente pelo lado externo da câmara e o controle da temperatura interfacial foi realizada por um controlador lógico programável.

Diversos fatores prejudicaram a realização dos experimentos no interior da câmara climatizada. A balança de precisão, apesar de não indicar visualmente alterações de funcionamento, foi projetada para operar em mesa rígida e livre de vibrações ou fluxos de ar. A câmara possui forro e piso perfurados, o que faz com que se tenha um fluxo de ar descendente da ordem de 0,15 m/s. A princípio, não foi possível detectar as conseqüências deste fato, que posteriormente, se mostrariam prejudiciais. Além disto, a câmara necessitava de um tempo de 8 horas para entrar em regime permanente. Devido a este fato, teve-se que definir uma programação de testes com pouca flexibilidade, já que o tempo disponível para utilização era restrito. Após a realização de uma série programada de experimentos para varias temperaturas e umidades, iniciou-se a fase de avaliação dos dados obtidos. No entanto, não houve evolução do trabalho. Esperava-se a repetibilidade de resultados, fato este que não ocorreu, ou seja, repetindo-se os testes nas mesmas condições obteve-se diferentes sinais médios de fluxo de calor e de massa. Adicionalmente, para alguns testes não se obteve coerência física, fato este comprovado com taxas maiores de evaporação em maiores umidades relativas, o que contraria a física do problema analisado.

Iniciou-se a partir dos testes iniciais uma detalhada análise de erros onde pôde-se aprender muito sobre o experimento. Como o fluxo de calor obtido apresentava discrepância com a massa evaporada, procurou-se inicialmente analisar o transdutor poroso utilizado, quanto à ocorrência de possíveis danos provocados pela imersão em água. Realizou-se então novas calibrações do transdutor poroso obtendo-se resultados discordantes dos realizados antes do início dos testes definitivos. Ou seja, a característica do transdutor havia se alterado, fornecendo uma constante de calibração instável com o tempo. Inicialmente avaliou-se as células termoelétricas e não se encontrou evidências de oxidação interna. Testes para avaliação da simetria da sensibilidade do transdutor foram realizados, onde obteve-se diferentes respostas para uma mesma excitação localizada, ou seja, aplicando-se uma potência conhecida e idêntica nas diferentes partes do transdutor, observou-se a indicação de diferentes respostas de tensão. Este fato pode ser observado na figura 6.3, onde as respostas para uma mesma potência estão indicadas. Concluiu-se a partir destes testes que a existência dos poros havia influenciado na resposta do transdutor, afetando a condutividade térmica da região entre os pinos e modificando as linhas de fluxo de calor e alterando sua sensibilidade. Como os poros foram realizados aleatoriamente, a sensibilidade do sensor variou ao longo da área do transdutor conforme observado na figura 6.3.

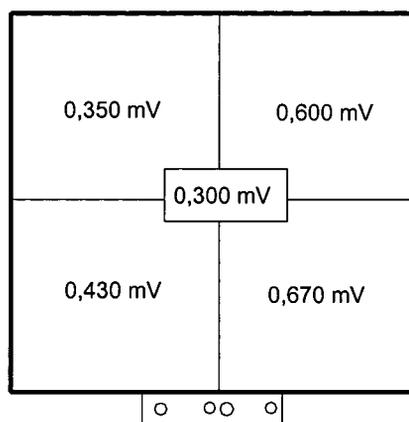


Figura 6.3– Sinais de tensão para uma mesma potência aplicada ao primeiro transdutor poroso construído para o experimento.

Para solucionar este problema um novo transdutor foi construído com características especiais, como pode-se observar na figura 6.4. Neste novo transdutor os furos foram posicionados exatamente entre os pinos da junção.

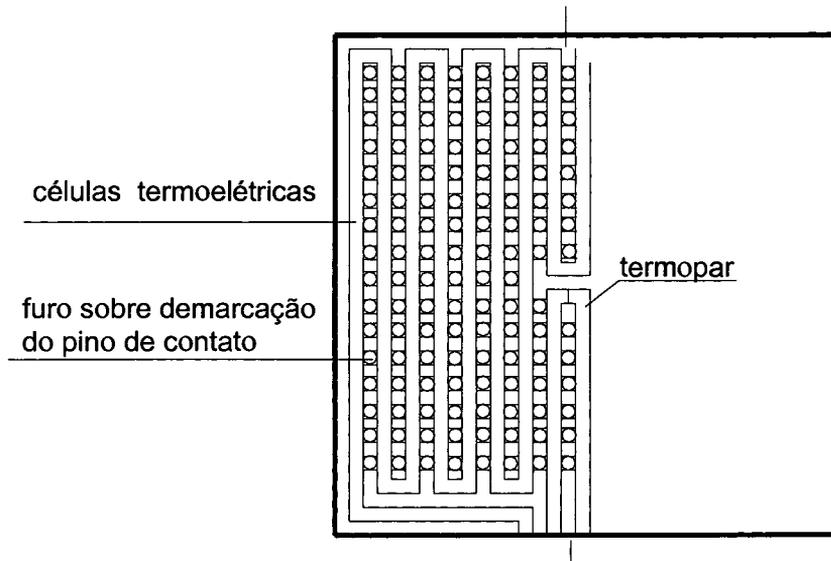


Figura 6.4– Esquema da disposição dos poros entre as pistas do transdutor.

Com este novo transdutor, obteve-se simetria nas medições localizadas. Para complementar este estudo, a calibração na condição seca e na condição úmida foi novamente realizada, visando-se avaliar a estabilidade da constante de calibração. Este fato foi confirmado com calibrações após algumas semanas, indicando que o novo transdutor poroso era estável e poderia ser utilizado nos futuros testes.

Novos testes na câmara climatizada foram realizados e novamente os dados não puderam ser correlacionados com a física do problema. Ou seja, os erros não se referiam somente ao transdutor. Optou-se então pelo uso da Sala de Testes do LMPT (Laboratório de Propriedades Termofísicas dos Materiais - EMC – UFSC) para estudar as fontes de erro e realização de novos experimentos em microclima. Este ambiente, embora não permitisse o controle de temperatura e de umidade, apresentava grande estabilidade térmica.

### 6.1.2- Testes de convecção natural em microclima seco

Testes foram realizados para avaliação da convecção natural em superfícies horizontais e verticais de forma a validar a bancada e o procedimento experimental. Para convecção natural sobre uma superfície plana horizontal aquecida, foi fundamental a tomada de uma série de cuidados a serem abordados neste item. Deve-se ressaltar que a horizontalidade da superfície plana foi verificada através de um mini-nível, garantindo assim maior precisão ao experimento.

A calibração dos transdutores foi realizada antes e após os experimentos. Colocou-se uma película de alumínio especial com emissividade conhecida de 0,02, ou de preto fosco com emissividade estimada em 0,9, com o intuito de estudar a influência da radiação. O diferencial de temperatura entre a interface seca e o ambiente foi obtido de maneira similar à descrita para os teste de evaporação. Novamente, o controle da corrente elétrica foi realizada manualmente de acordo com o sinal enviado pelo termopar. O sinal de fluxo de calor foi obtido através de um multímetro [mV], sendo convertido posteriormente para [W] através da constante de calibração. Cada tomada de dados iniciava-se após a verificação da ausência de correntes de ar no ambiente de testes. Fixava-se uma determinada corrente elétrica através do ajuste fino e aguarda-se a estabilidade da temperatura da interface do transdutor. A estabilização era atingida em cerca de 20 minutos. Após a entrada em regime permanente, anotava-se tanto a corrente como a potência elétrica enviadas pela fonte para a resistência além dos fluxos de calor indicados pelo transdutor principal e pelo transdutor auxiliar. Os diferenciais de temperatura entre a interface e o ar eram também anotadas. As condições do ar ambiente foram medidas com um psicrômetro de aspiração entre os intervalos de cada teste. Durante os testes, permaneceu-se próximo à bancada, evitando-se produzir correntes de ar; observou-se que a presença do experimentador nas proximidades do teste, a uma distância de cerca de 1 metro, não provocava efeito sobre o experimento. O teste terminava quando a temperatura da interface se mantinha constante por um tempo de cerca de 5 minutos. Modificava-se a corrente enviada, e novamente aguardava-se a estabilização do sistema. Desta forma, pôde-se obter dados para diferenciais de temperaturas de 20 °C a 50 °C. Faixas menores proporcionavam elevada instabilidade nas medições obtidas e faixas maiores, podiam provocar a queima da resistência aquecedora. Na tabela 6.2, ilustram-se os resultados de uma medição típica. Na primeira coluna, tem-se a corrente elétrica [A], na segunda a potência dissipada pela resistência aquecedora [W], na terceira a voltagem indicada pelo transdutor auxiliar [mV], na quarta a potência dissipada pelo

transdutor auxiliar [W], na quinta a voltagem indicada pelo transdutor principal [mV], na sexta a potência dissipada pelo transdutor principal [W], na sétima o diferencial de temperatura indicado pelo multímetro [mV], e na oitava a diferença de temperatura entre a superfície aquecida e o meio [°C].

Tabela 6.2- Medição típica para o experimento de convecção natural

corrente (A)	$P_t$ (W)	$P_{aux}$ (mV)	$P_{aux}$ (W)	$P_{ts}$ (mV)	$P_{ts}$ (W)	$\Delta T$ (mV)	$\Delta T$ (°C)
0,38	1,371	0,509	0,649	0,632	0,597	1,284	29,32
0,4	1,520	0,579	0,739	0,72	0,680	1,467	33,59
0,43	1,756	0,674	0,860	0,835	0,789	1,63	37,37
0,45	1,923	0,717	0,915	0,944	0,892	1,771	40,62

Estes experimentos foram dificultados pela impossibilidade de se controlar fugas de calor não medidas pelos transdutores. Ou seja, a potência dissipada pela resistência aquecedora deveria ser aproximadamente igual a soma da potência indicada pelos dois transdutores. Na análise dos resultados, verificou-se uma diferença de cerca de 20 %. Procurou-se diminuir este valor através de uma série de tentativas de montagem do experimento. Concluiu-se por fim que os erros eram decorrentes do efeito aleta nos fios, que transmitiam parte do calor liberado pela resistência aquecedora, e da existência de áreas no transdutor que embora transmitissem o calor eram inoperantes como a região de fixação do termopar e as bordas. Procurou-se amenizar estes efeitos através do corte das bordas e da fixação do termopar sobre outras regiões do transdutor. Outra providência tomada foi a fixação dos transdutores com uma finíssima película adesiva, o que evitou a existência de eventuais microbolhas entre os transdutores e a resistência aquecedora. Desta forma, esgotou-se as possibilidades viáveis de modificação do experimento reduzindo-se os erros para cerca de 10 % e obtendo-se os dados que serão apresentados no próximo capítulo. Estas mesmas providências foram adotadas para a determinação do coeficiente de convecção em uma superfície vertical.

### 6.1.3- Testes com voluntários

A realização de testes com voluntários iniciou-se com o recrutamento de indivíduos para o experimento. Estes foram devidamente informados sobre as condições de realização dos testes, bem como gozavam de bom estado de saúde. Os escolhidos foram bolsistas do NRVA, alunos de graduação da Universidade Federal de Santa Catarina, e alunos do segundo grau da Escola Técnica Federal de Santa Catarina – Unidade de São José. A idade destes indivíduos variou de 17 a 24 anos. Não utilizou-se nenhum critério de amostragem, sendo esta escolha feita a partir da disponibilidade dos voluntários nos horários possíveis de utilização da Câmara de Testes. Recomendou-se aos voluntários a não ingestão de bebidas alcóolicas no dia anterior, nem de quantidade excessiva de líquido antes dos experimentos. Os testes foram realizados com indivíduos que não realizaram nenhuma atividade física pesada num período anterior de 4 horas. O procedimento inicial para realização dos testes consistia na fixação da temperatura da Câmara de Testes em 37 °C e umidade relativa em 60 %. Uma vez fixados estes parâmetros um tempo de cerca de 8 horas era necessário para a entrada do sistema em regime permanente, sendo que a temperatura se mantinha dentro de uma variação de 0,2 °C ao longo de 4 horas; a umidade relativa variava numa faixa de 3 %. Uma balança foi instalada dentro da câmara. Após um período de adaptação de cerca de 30 minutos dentro do ambiente quente, a massa do indivíduo era medida 5 vezes, obtendo-se um valor médio. O transdutor de fluxo de calor poroso era fixado em uma área plana nas costas do voluntário com fita adesiva apropriada. Tomou-se este cuidado visando garantir uma aderência adequada do transdutor à pele, evitando-se a formação de bolhas entre eles. A leitura do sinal enviado pelo transdutor era obtida a partir de um multímetro de precisão. A temperatura da pele era medida a cada 30 minutos através de um termômetro digital de contato previamente calibrado. Ao final de uma hora uma nova medida da massa era realizada, finalizando-se assim o teste. Um intervalo de 15 minutos era dado para que o voluntário descansasse num ambiente com temperatura de 25 °C, na parte externa da câmara. Sugeriu-se que a ingestão de líquidos fosse evitada também durante o intervalo, uma vez que isto poderia alterar a quantidade de liberação de suor. Retornava-se à câmara e novos testes eram realizados. Ao total, 23 testes foram feitos com uma hora de duração cada com 8 voluntários diferentes.

## 6.2- REDUÇÃO DOS DADOS

### 6.2.1- Dados de evaporação no microclima

O objetivo da redução dos dados é avaliar os parâmetros que governam o fenômeno de transferência evaporativa de calor e de massa em convecção natural. Para tanto, são utilizados os números adimensionais de Rayleigh, Sherwood, Schmidt, Nusselt e Boussinesq. Estes números serão utilizados para representar os dados experimentais e ainda para fazer uma verificação experimental da analogia entre a transferência de calor e massa no processo de evaporação. Desta forma, a correta aferição destas grandezas é fundamental para o sucesso deste trabalho.

Inicialmente tratar-se-á da forma de obtenção da umidade relativa do ar, parâmetro importante na determinação do gradiente de densidade entre o ar e a interface entre o líquido e o vapor, e conseqüentemente da massa evaporada.

A umidade relativa do ar pode ser calculada partindo-se da seguinte expressão (ASHRAE, 1997),

$$\phi = \frac{W_{ar} / W_s}{1 - \left[ 1 - \left( \frac{W_{ar}}{W_s} \right) \right] \frac{p_{ws}}{p_{total}}} \quad (6.1)$$

onde  $W_{ar}$  é a umidade absoluta do ar e pode ser estimada partindo-se de TBS, TBU e pressão total,  $p_{total}$ ,

$$W_{ar} = \frac{(2501W_{st} - 2,38TBU).W_{st} - TBS + TBU}{2501 + 1,805TBS - 4,186TBU} \quad (6.2)$$

onde  $W_{st}$  é a umidade absoluta do ar saturado à temperatura TBU, calculado por,

$$W_{st} = \frac{0,62198p_{wst}}{p_{total} - p_{wst}} \quad (6.3)$$

e  $p_{wst}$  é a pressão de saturação do ar à temperatura TBU. Da mesma forma a umidade absoluta do ar saturado à temperatura TBS,  $W_s$ , pode ser estimada por,

$$W_s = \frac{0,62198p_{ws}}{p_{total} - p_{ws}} \quad (6.4)$$

onde  $p_{ws}$  é a pressão de saturação do ar à temperatura TBS.

Outra forma de se obter a umidade relativa consiste na utilização de cartas psicrométricas padrões para o ar. Porém tal procedimento implica em adotar as pressões atmosféricas fixadas pela carta, perdendo-se assim em precisão.

O primeiro número adimensional a ser analisado é o número de Rayleigh de massa,  $Ra_m$ . Neste trabalho, adotou-se a definição introduzida na equação (4.19), onde estima-se Rayleigh em função das diferenças de densidade entre o ar sobre a interface e o ar ambiente,

$$Ra_m = \frac{g\bar{\rho}(\rho_a - \rho_i)L^3}{\mu^2} Sc \quad (6.5)$$

onde  $g$  é a aceleração gravitacional e  $\mu$  é a viscosidade absoluta [Pa.s] para o ar seco avaliada na temperatura média entre a interface e o ar ambiente. A dimensão característica,  $L$ , utilizada neste trabalho é a razão entre a área de evaporação e o perímetro da superfície, sendo calculada em 0,0125 m. A grandeza  $\bar{\rho}$  é densidade média entre o ar da interface e o ar do ambiente, podendo ser expressa por

$$\bar{\rho} = \frac{\rho_a + \rho_i}{2} \quad (6.6)$$

O cálculo da densidade do ar sobre a interface,  $\rho_i$ , e no ambiente,  $\rho_a$ , é feito a partir de

$$\rho_i = \rho_{wi} + \rho_{ai} \quad (6.7)$$

$$\rho_a = \rho_{w\infty} + \rho_{a\infty} \quad (6.8)$$

onde,  $\rho_{wi}$  representa a densidade do vapor d'água sobre a interface e pode ser obtida pela densidade do vapor saturado à temperatura  $T_i$ ,

$$\rho_{wi} = \rho_{sat}(T_i) \quad (6.9)$$

A densidade do ar seco na interface,  $\rho_{ai}$ , pode ser obtida considerando o ar como um gás perfeito o que origina a seguinte equação:

$$\rho_{ai} = \frac{p_{ai}}{R_a T_i} \quad (6.10)$$

$$p_{ai} = p_{total} - p_{wi} \quad (6.11)$$

$$p_{wi} = p_{sat}(T_i) \quad (6.12)$$

Para o cálculo da densidade do vapor d'água no ambiente longe da interface,  $\rho_{w\infty}$ , tem-se

$$\rho_{w\infty} = \phi \rho_{sat}(T_a) \quad (6.13)$$

Já a densidade do ar seco longe da interface pode ser estimada através da hipótese de gás perfeito, com a pressão de ar seco calculada da diferença entre a pressão atmosférica total e a pressão parcial de vapor longe da interface como segue,

$$\rho_{a\infty} = \frac{p_{a\infty}}{R_a T_a} \quad (6.14)$$

$$p_{a\infty} = p_{total} - p_{w\infty} \quad (6.15)$$

$$p_{w\infty} = \phi p_{sat}(T_a) \quad (6.16)$$

O número de Schmidt introduzido na equação (4.19) pode ser expresso por  $Sc = \mu/D\bar{\rho}$ , onde  $\mu$  é a viscosidade absoluta [Pa.s] e  $\bar{\rho}$  é a densidade média do ar ( $\text{kg/m}^3$ ) obtida da equação (6.6). O coeficiente de difusão,  $D$ , é dado através de uma equação empírica que relaciona a pressão ambiente total [kPa] com a temperatura média entre o ar e a interface (K),

$$D = \left[ \frac{0,926}{p_{\text{total}}} \frac{T^{2,5}}{(T + 245)} \right] 10^{-6} \quad (6.17)$$

A determinação do número de Rayleigh térmico pode ser feita de maneira similar, substituindo-se o número de Prandtl na equação (6.5) pelo número de Schmidt.

O número de Sherwood, conforme definido anteriormente na equação (4.18),

$$Sh = \frac{h_m L}{D} \quad (4.18)$$

foi determinado através do coeficiente de transferência de massa experimental,  $h_m$ , da dimensão característica,  $L$ , e do coeficiente de difusão do vapor d'água no ar [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]. O coeficiente de transferência de massa é calculado a partir do fluxo de massa evaporada [ $\text{kg/s}$ ] medido experimentalmente,  $\dot{m}$ , e da área da interface,

$$h_m = \frac{\dot{m}(1 - w_i)}{(w_i - w_a)A\rho_{\text{mist}}} \quad (6.18)$$

onde

$$w_i = \frac{\rho_i}{\rho_{\text{mist}}} \quad (6.19)$$

e,

$$w_a = \frac{\rho_a}{\rho_{\text{mist}}} \quad (6.20)$$

com,

$$\rho_{\text{mist}} = \frac{p_{\text{total}} M_{\text{mist}}}{RT_{\text{média}}} \quad (6.21)$$

O termo  $(1-w_i)$  foi introduzido na equação (6.18) para levar em consideração a parcela de advecção associada ao movimento do ar seco (Prata, 1988).

Na equação (6.21),  $R$  representa a constante universal dos gases ( $8314,41 \text{ [kJ/(kmol.K)]}$ ) e  $M_{\text{mist}}$ , corresponde à massa molecular do ar úmido, estimada em função da massa molecular do ar seco,  $M_a$ , da massa molecular da água,  $M_w$ , e da fração mássica média. Ou seja,

$$M_{\text{mist}} = \frac{M_a M_w}{M_w + (M_a - M_w) \bar{w}} \quad (6.22)$$

onde,

$$\bar{w} = \frac{w_i + w_a}{2} \quad (6.23)$$

A densidade da mistura na interface,  $\rho_i$ , e a densidade da mistura no ambiente,  $\rho_a$ , necessárias nas equações (6.19) e (6.20) foram estimadas através das equações (6.7) e (6.8).

Um outro número adimensional a ser calculado é o número de Boussinesq para a massa,  $Bo_m$ , introduzido na equação (4.25) conforme,

$$Bo_m = Gr_L Sc^2 \quad (4.25)$$

onde o número de Grashof para o problema da evaporação é dado por

$$Gr = \frac{g \bar{\rho} (\rho_a - \rho_i) L^3}{\mu^2} \quad (6.24)$$

O número de Boussinesq para o calor,  $Bo_T$ , introduzido na equação (4.31), pode ser calculado de maneira análoga ao número de Boussinesq para a massa, apenas substituindo Schmidt pelo número de Prandtl na equação (4.25).

O número de Nusselt experimental foi calculado através dos parâmetros já definidos na equação (4.3),

$$\text{Nu} = \frac{h_c L}{k} \quad (4.3)$$

onde  $h_c$  é o coeficiente de transferência de calor. Nos experimentos de evaporação  $h_c$  pode ser avaliado através da analogia entre a transferência e calor e massa podendo, de acordo com a equação (4.32), ser calculado por

$$h_c = h_m \rho_{\text{mist}} c_p \left[ \frac{1 + \text{Sc}}{1 + \text{Pr}} \right]^{1/4} \text{Le} \quad (6.25)$$

onde o parâmetro  $\text{Le}$ , representa o número de Lewis e  $c_p$  representa o calor específico do ar [J/kg K] avaliado na temperatura média entre a interface e o ar ambiente.

O calor total trocado entre a interface e o meio é dado pela equação (4.1),

$$q_{\text{total}} = q_{\text{conv}} + q_{\text{rad}} + q_{\text{evap}} \quad (4.1)$$

## 6.2.2- Dados de convecção no microclima

As trocas de calor sobre a placa plana horizontal seca aquecida podem ser analisadas através dos números adimensionais que governam o fenômeno de convecção natural, tais como Grashof, Rayleigh, Nusselt e Prandtl. Medindo-se o fluxo de calor trocado, a diferença de temperatura entre o ar e a interface, bem como as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar, pode-se obter tais números adimensionais.

O número de Grashof é calculado de maneira análoga ao definido anteriormente para a evaporação da película através da equação (6.24), apenas considerando que a diferença de densidades sejam estimadas pela densidade do ar na superfície aquecida, e pela densidade do ar ambiente. O número de Rayleigh é o mesmo já usado para a massa e obtido da equação (6.5),

trocando-se o número de Schmidt pelo número de Prandtl. O número de Nusselt experimental é obtido através da equação (4.3), com  $h_c$  determinado através dos parâmetros experimentais,

$$h_c = \frac{q_{ts} - q_{rad}}{A_s (T_i - T_a)} \quad (6.26)$$

onde  $q_{ts}$  é a potência dissipada pela resistência aquecedora,  $P_t$ , diminuindo-se o calor medido pelo transdutor auxiliar [W],  $q_{rad}$  é o calor trocado por radiação [W],  $T_i$  é a temperatura da superfície interfacial aquecida,  $T_a$  a temperatura do ar, e  $A_s$  é a área da superfície de troca.

Para fins de comparação, pode-se calcular ainda o número de Nusselt da literatura para a convecção natural sobre placa plana aquecida através da equação (4.7) para posição horizontal, e em para placa plana vertical em regime laminar, (conforme Incropera e Dewitt, 1998) por,

$$Nu = 0,59Ra_T^{1/4} \quad (6.27)$$

O coeficiente de transferência de calor por radiação,  $h_r$ , é dado pela equação (4.13) e será utilizado para avaliar a ordem de grandeza das trocas de calor por radiação quando comparados com a convecção.

### 6.2.3- Dados do microclima

O objetivo da análise dos dados obtidos do microclima foi calcular a massa evaporada pelo organismo através de medições de fluxo de calor. Este cálculo é feito considerando que a pele está sujeita às mesmas trocas térmicas definidas na equação (4.1), onde o transdutor sobre a pele indica o fluxo de calor total trocado [ $W/m^2$ ]. Uma parte deste fluxo deve-se à convecção e à radiação, parcelas que são pequenas quando a temperatura ambiente está próxima da temperatura da pele. Ou seja, o calor trocado pela evaporação deve ser o calor total medido diminuído das trocas por convecção e por radiação. Estas trocas podem ser calculadas através das equações (3.16) e (3.17), utilizando-se o fator de área de vestuário definido pela expressão (3.18). Considerando ainda que a presença das roupas fornece uma resistência à evaporação do suor, aplicou-se o coeficiente de redução de calor latente,  $F_{pcl}$ , estimado em 0,6 para o presente problema. A área do corpo foi

calculada a partir da equação de Dubois, (3.14). A partir destas considerações a massa evaporada pelo organismo,  $m_d$ , em gramas por hora, pode ser escrita como,

$$m_d = \frac{3600(q_{pele} - C - R_p)F_{clp}A_D}{h_{fg}} \quad (6.28)$$

O calor latente de vaporização para o suor foi estimado considerando água pura na temperatura da pele, uma vez que a porcentagem de sal dissolvido no suor é de cerca de 0,4 % (Parsons, 1993). Já o calor total trocado pela pele,  $q_{pele}$ , lido pelo transdutor poroso é dado por

$$q_{pele} = \bar{C}.q_{tp} \quad (6.29)$$

onde  $q_{tp}$  é o sinal de tensão indicado pelo transdutor poroso sobre a pele [mV] e  $\bar{C}$  é a constante de calibração do transdutor poroso para uso em campo [W/mV]. Esta constante de calibração é obtida a partir dos dados experimentais do microclima, através do calor total calculado pela equação (4.1) e dos valores de tensão indicados pelo transdutor poroso sob a película de água,

$$\bar{C} = \frac{\sum_{i=1}^n (q_{total} / q_{tp})}{n} \quad (6.30)$$

onde  $n$  é o número de experimentos realizados com o transdutor poroso,  $q_{total}$  o calor total calculado em cada teste [W] a partir da massa evaporada e dos dados de convecção e radiação, e  $q_{tp}$  é a indicação da tensão [mV] do transdutor de fluxo de calor poroso sob película no microclima. Optou-se por esta forma de determinação da constante de calibração para uso em campo pois o experimento no microclima permite uma melhor avaliação desta grandeza.

### RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste Capítulo, serão apresentados os resultados obtidos no desenvolvimento do trabalho. Inicialmente serão abordados os dados de convecção natural sobre superfícies aquecidas. Em seguida os resultados da análise da transferência evaporativa de calor e massa no microclima serão descritos. Finalmente serão apresentados os resultados para as trocas térmicas em voluntários submetidos a ambientes quentes.

#### 7.1- TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

Nesta secção serão apresentados os resultados dos experimentos de convecção natural em placa plana aquecida nas posições vertical e horizontal.

##### 7.1.1 – Placa plana vertical aquecida

Uma forma conveniente de apresentar os resultados da convecção sobre um placa plana vertical aquecida consiste na utilização dos números adimensionais de Rayleigh e de Nusselt, (ver figura 7.1). A correlação indicada nesta figura representa o ajuste obtido para os pontos experimentais. Nota-se que os resultados experimentais apresentam boa concordância com a correlação da literatura, dada pela expressão (6.27). Nos experimentos realizados para baixas diferenças de temperatura entre o ar e a interface o espalhamento dos pontos tende a aumentar. Isto, deve-se ao fato de que nestes casos, havendo-se baixa potência dissipada pela resistência aquecedora, as fugas de calor devido ao efeito aleta e pelas laterais aumentam a incerteza de medição. Ficou evidente também que o efeito das fugas laterais ainda é o que limita a obtenção de um resultado mais preciso. No entanto, a boa concordância do experimento com a correlação da literatura validou a bancada e o procedimento experimental utilizado.

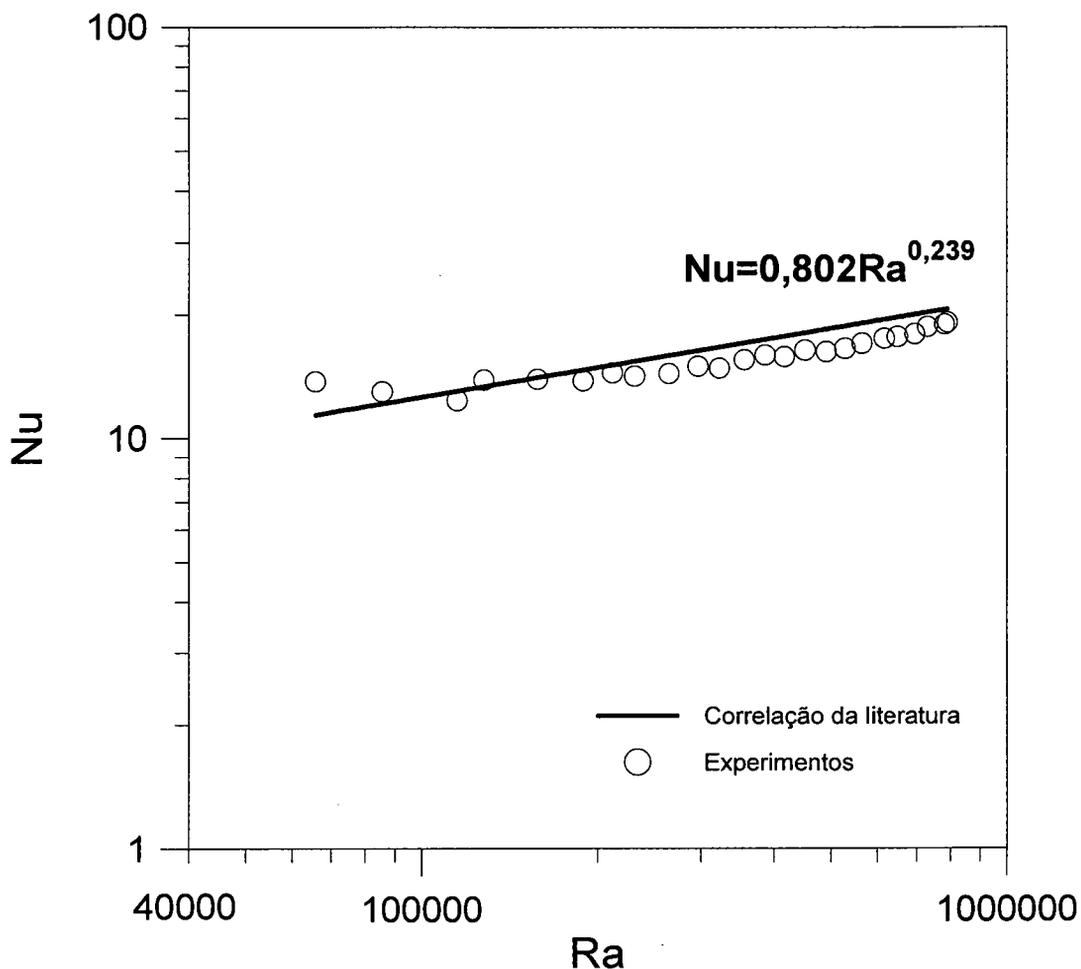


Figura 7.1– Convecção natural sobre placa plana vertical aquecida.

Na figura 7.2, ainda para placa plana vertical aquecida, verifica-se que a ordem de grandeza do coeficiente de transferência de calor por radiação,  $h_r$ , quando comparada com o coeficiente de convecção é desprezível. Este fato pode ser explicado pela existência de uma película de alumínio especial com emissividade igual a 0,02 fazendo com que as trocas predominantes sejam por convecção. Entre os coeficientes de transferência de calor por convecção da literatura,  $h_{lit}$ , e experimental,  $h_c$ , nota-se um desvio da ordem de 10 %, que pode ser explicado pelas fugas laterais.

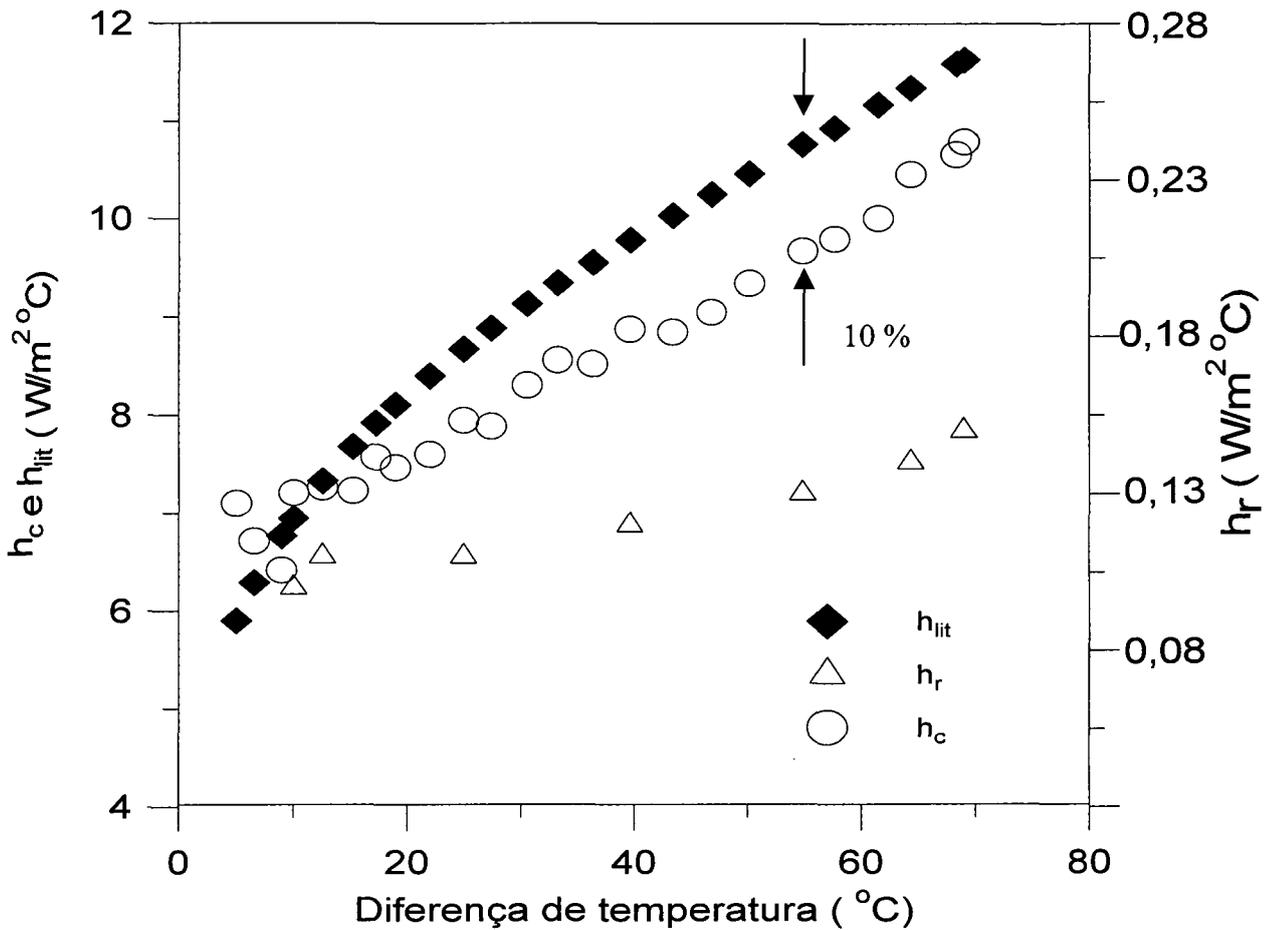


Figura 7.2– Coeficientes de transferência de calor para a placa plana vertical aquecida, com superfície recoberta com película de alumínio.

**7.1.2– Placa plana horizontal aquecida com película de alumínio**

Na figura 7.3, apresenta-se a correlação experimental obtida entre o número de Nusselt e o número de Rayleigh para convecção natural sobre uma superfície horizontal aquecida, coberta com uma película de alumínio especial,

$$Nu = 0,423Ra^{1/4} \tag{7.1}$$

Pode-se perceber, que embora esta correlação experimental apresente o expoente característico da convecção natural, coincidente com o da correlação da literatura (equação 4.7) e indicada para números de Rayleigh superiores a 10<sup>4</sup> e inferiores a 10<sup>7</sup>, há um afastamento entre

as duas curvas. Esta diferença da ordem de 20 % era esperada uma vez que a correlação obtida na literatura aplica-se para uma placa horizontal colocada em um ambiente livre de influências externas. No presente experimento, conforme discutido na secção 5.1 e ilustrado nas figuras 5.1 e 5.3, a superfície aquecida está colocada dentro de uma balança e as superfícies laterais oferecem resistência à circulação do ar na superfície ativa da placa. O efeito de superfícies verticais que bloqueiam o ar que tenderia a vir pelas laterais da placa horizontal aquecida foi estudado por Goldstein e Lau (1983) tanto numericamente como experimentalmente. Estes autores observaram que quando as superfícies verticais são colocadas na extremidade da placa horizontal o decréscimo do número de Nusselt fica em torno de 40 % para  $Ra = 10^3$  e 30 % para  $Ra = 10^4$ . O valor de 20 % observado está em perfeita concordância com as observações de Goldstein e Lau (1983) pois as superfícies laterais da balança estão afastadas da placa horizontal e portanto o impacto na transferência de calor tende a ser menos acentuado do que aquele causado por superfícies laterais na extremidade da placa.

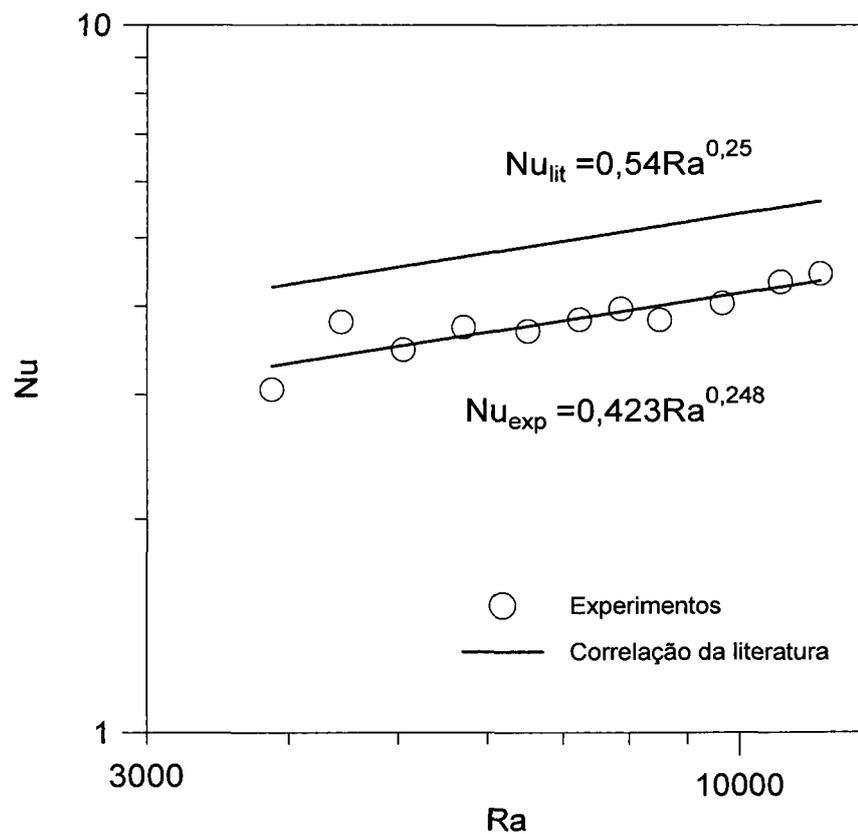


Figura 7.3– Convecção natural sobre a placa plana horizontal aquecida, com superfície recoberta com película de alumínio.

Ainda para este experimento, pôde-se fazer uma comparação entre o coeficiente de transferência de calor fornecido pela literatura,  $h_{lit}$ , com o obtido no teste realizado,  $h_c$ . Estes dados são apresentados na figura 7.4. A exemplo do que foi observado para a placa plana vertical, nota-se que o coeficiente de transferência de calor por radiação,  $h_r$  (escala da direita no gráfico), tem ordem de grandeza desprezível quando comparada com os coeficientes de transferência de calor por convecção.

De forma semelhante ao item 7.1.1, a razoável concordância dos resultados experimentais com as informações encontradas na literatura indica que tanto a bancada como o procedimento experimental empregados são adequados.

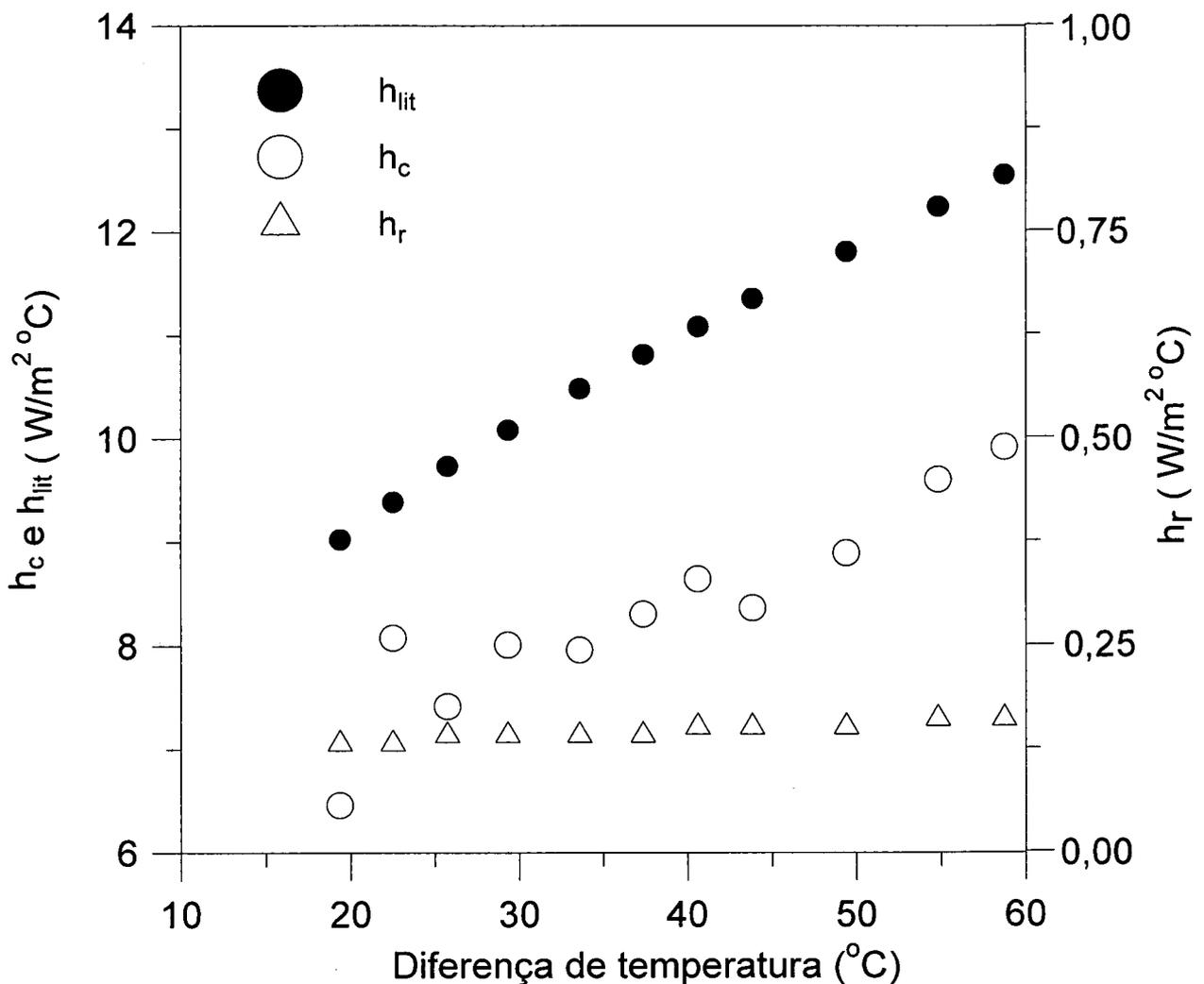


Figura 7.4- Coeficientes de transferência de calor para a placa plana horizontal aquecida, com superfície recoberta com película de alumínio.

### 7.1.3– Placa plana horizontal aquecida com película de preto fosco

Os resultados obtidos para convecção natural sobre uma superfície horizontal com alta emissividade não são tão estáveis quanto aqueles obtidos para a superfície com baixa emissividade. Com o aumento da emissividade a parcela de troca térmica associada à radiação aumenta. Uma vez que o calor total foi mantido constante, as trocas de calor por convecção são reduzidas provocando uma maior dificuldade na obtenção de resultados mais precisos, Como mostrado na figura 7.5.

Na figura 7.6, observa-se que o coeficiente de radiação,  $h_r$ , é da mesma ordem de grandeza do coeficiente de convecção,  $h_c$ ).

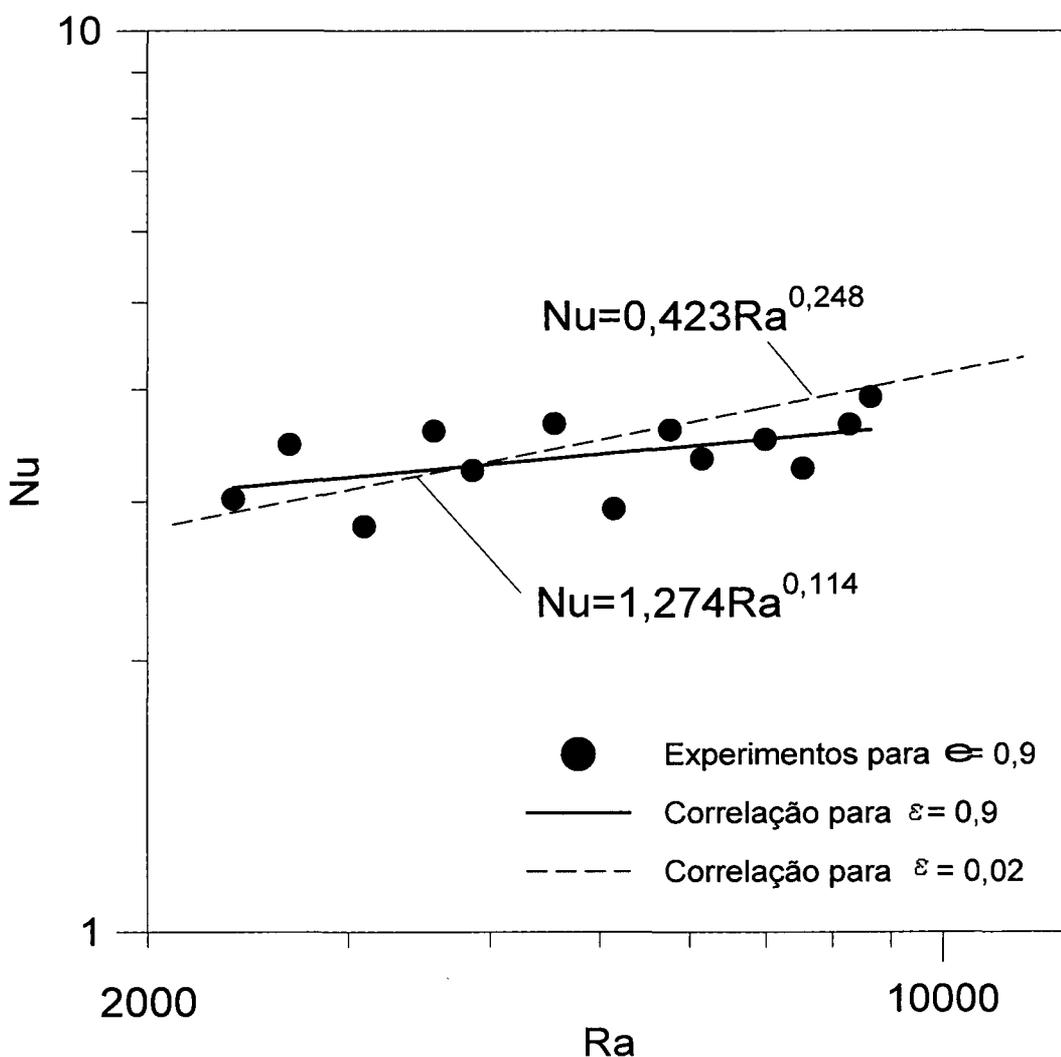


Figura 7.5– Convecção natural sobre a placa plana horizontal aquecida com superfície recoberta com película de preto fosco.

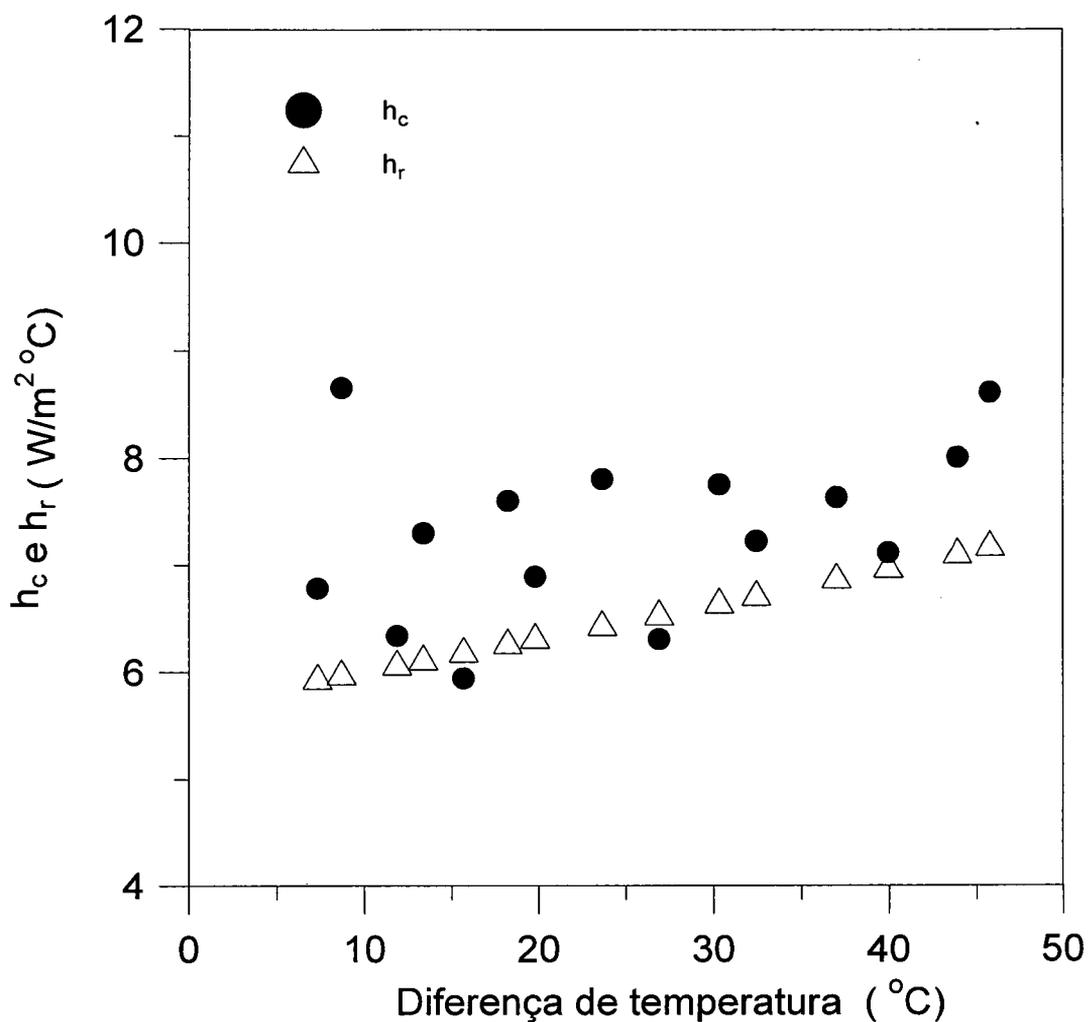


Figura 7.6- Coeficientes de transferência de calor para a placa plana horizontal aquecida com superfície recoberta com película de preto fosco.

As figuras 7.5 e 7.6 ilustram a importância de se reduzir a parcela da radiação em experimentos envolvendo convecção natural a baixas taxas de transferência de calor como as utilizadas no corrente trabalho.

## 7.2- TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR EVAPORAÇÃO

### 7.2.1- Resultados para transferência de calor e massa

A seguir serão explorados os resultados associados aos experimentos envolvendo evaporação de massa em película sobre o transdutor de fluxo de calor. Estes testes foram

realizados tanto com o transdutor de fluxo de calor liso como com o transdutor poroso, conforme discutido no Capítulo 5. A diferença básica entre estes dois experimentos deve-se a uma fina camada de papel umedecido colocado na superfície do transdutor poroso. Esta camada faz com que, por capilaridade, ocorra a reposição da água que evapora na superfície, efeito similar ao que ocorre sobre a pele. Para facilitar a comparação entre estes dois experimentos, apresentar-se-ão os resultados obtidos com cada tipo de transdutor.

As figuras 7.7 e 7.8 apresentam respectivamente a correlação entre os números de Sherwood e de Rayleigh para o transdutor liso e para o transdutor poroso, sendo que na figura 7.7 representou-se também as incertezas de medição típicas para estas correlações. Na figura 7.9 são mostrados os dados obtidos tanto com o transdutor liso quanto com o transdutor poroso.

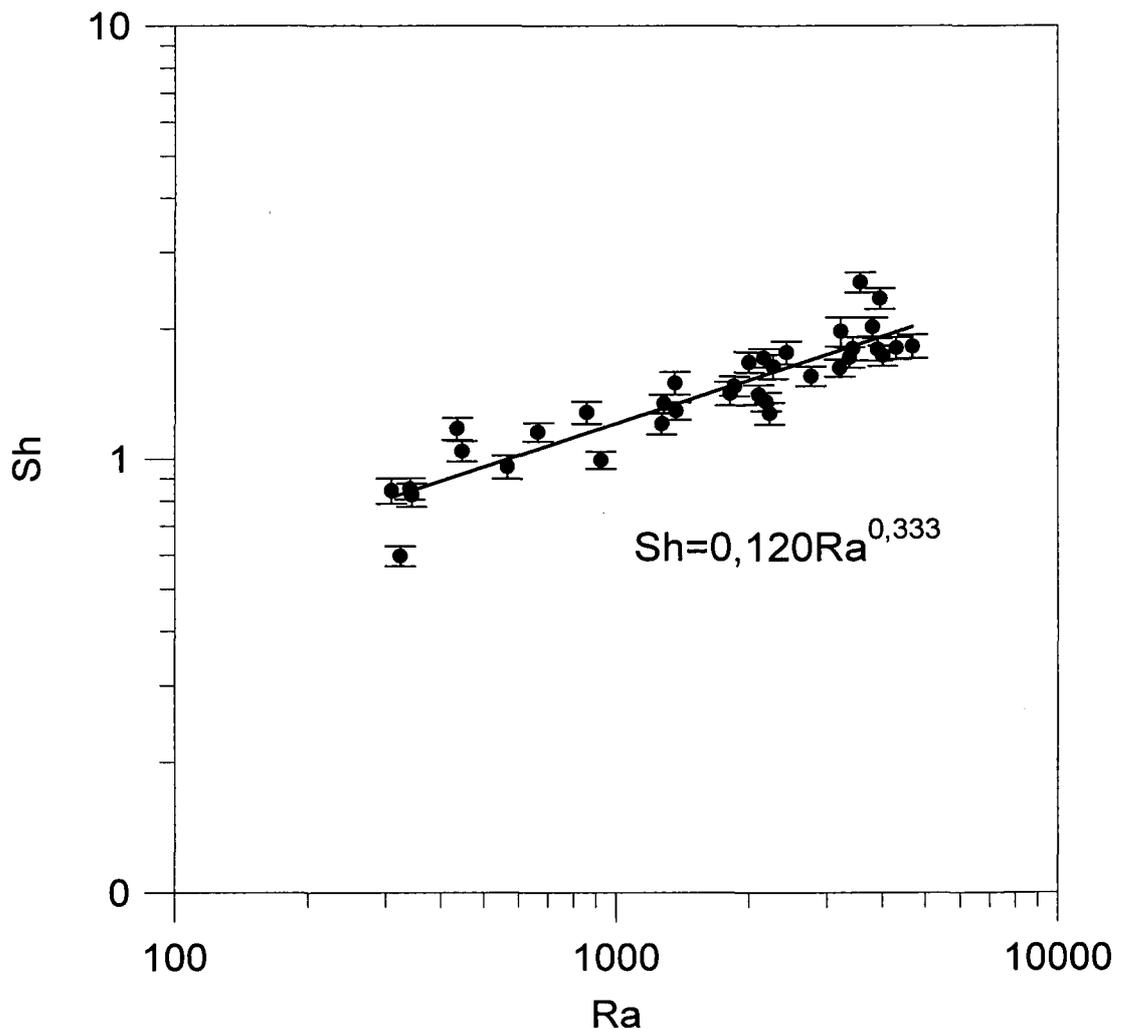


Figura 7.7– Correlação entre os números de Sherwood e de Rayleigh para a evaporação em película sobre o transdutor liso.

A correlação obtida quando se utiliza os dados experimentais para ambas as montagens não difere daquelas obtidas separadamente e é dada por

$$\text{Sh} = 0,125\text{Ra}^{1/3} \quad (7.2)$$

A excelente concordância verificada entre os resultados obtidos com o transdutor liso e o transdutor poroso valida o transdutor poroso que será utilizado nos experimentos com voluntários.

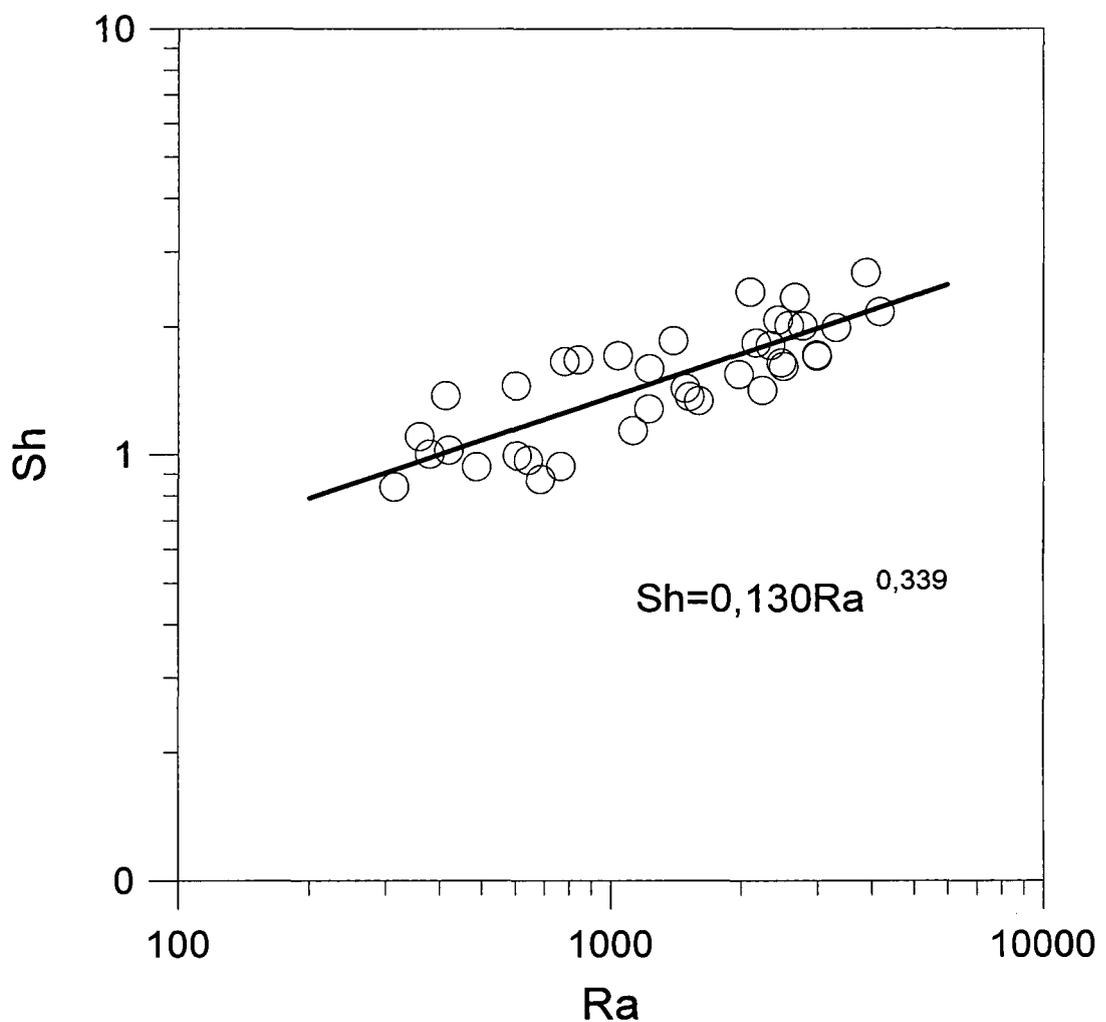


Figura 7.8- Correlação entre os números de Rayleigh e de Sherwood para a evaporação em película sobre o transdutor poroso.

Uma revisão da literatura mostra uma grande ausência de informações sobre experimentos envolvendo evaporação em convecção natural. O único trabalho encontrado foi o de Sparrow et al. (1983). Este trabalho no entanto, não pode ser usado para comparações com o presente estudo pois envolve números de Rayleigh variando entre  $10^4$  e  $10^6$ , superiores aos do presente trabalho. Adicionalmente, enquanto que na presente dissertação a água líquida foi aquecida, no experimento de Sparrow et al. (1983) a temperatura da água estava abaixo da temperatura ambiente. Embora o que mova a convecção natural seja a diferença de densidade, independente desta diferença ser causada por efeito de concentração de vapor ou temperatura, no caso da superfície da água estar mais fria do que o ar ambiente o empuxo pode ter seu sentido invertido. No caso do experimento de Sparrow et al. (1983) é exatamente isto que ocorre resultando em correntes de ar descendentes. Como no presente trabalho as correntes de ar são ascendentes esta é mais uma razão pela qual uma direta comparação não pode ser feita entre os resultados gerados aqui e aqueles obtidos por Sparrow et al (1983).

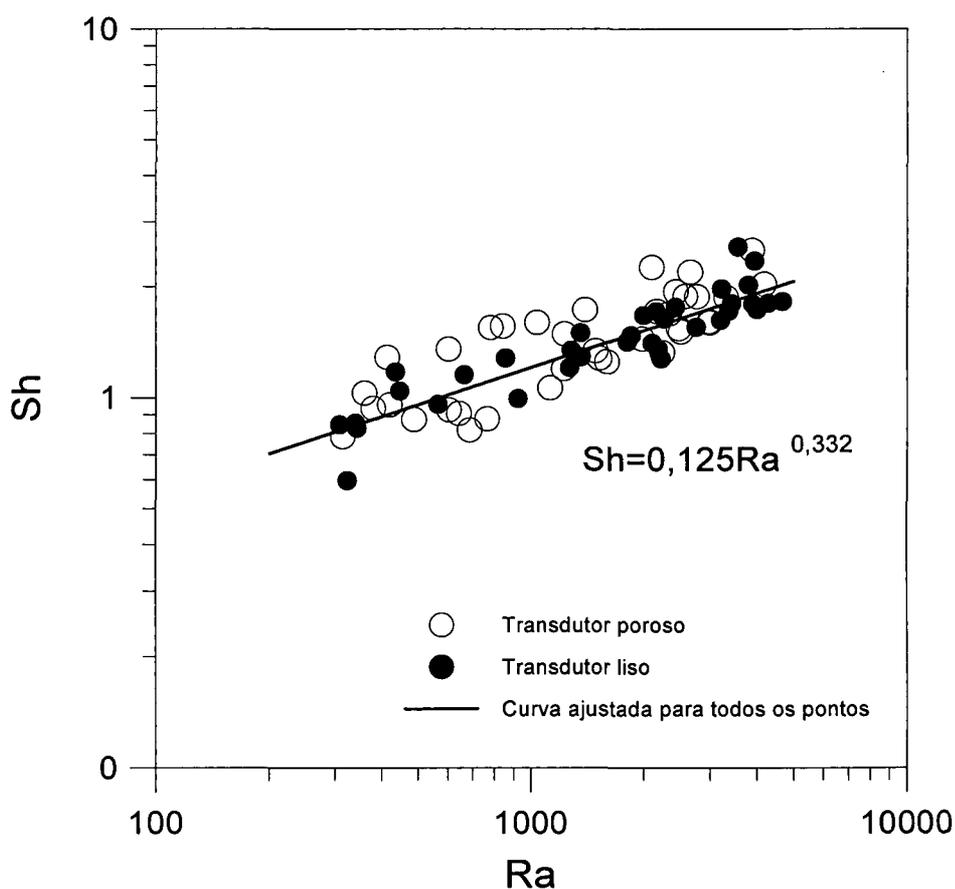


Figura 7.9- Correlação geral entre os números de Sherwood e Rayleigh para evaporação em película sobre os transdutor liso e poroso.

Conforme explorado na seção 4.5, o presente processo de evaporação também pode ser representado através de uma relação entre os números de Sherwood e de Boussinesq

$$\text{Sh} = A \left( \frac{\text{Bo}_m}{1 + \text{Sc}} \right)^{1/4} \quad (7.4)$$

onde o expoente 1/4 foi fixado porque é característico dos escoamentos laminares em convecção natural. O coeficiente A pode ser obtido aplicando-se o método dos mínimos quadrados sobre os pontos experimentais. Obtém-se então,  $A=0,294$  para a evaporação sobre o transdutor liso e  $A=0,309$  para evaporação sobre o transdutor poroso. Porém, aplicando-se o método dos mínimos quadrados sem a imposição de que o expoente seja 0,25, observou-se que a melhor curva ajustada para o fenômeno estudado é dada através da correlação,

$$\text{Sh} = 0,168 \left( \frac{\text{Bo}_m}{1 + \text{Sc}} \right)^{1/3} \quad (7.5)$$

Nas figuras 7.10 e 7.11, ilustra-se a dependência entre o número de Sherwood e  $\text{Bo}_m/(1+\text{Sc})$  para a evaporação respectivamente sobre o transdutor poroso e sobre o transdutor liso. Pode-se perceber que o expoente 1/3 fornece um melhor ajuste do que o expoente 1/4. A equação (7.5) representa uma média entre os valores obtidos tanto para o transdutor liso como para o transdutor poroso. Observa-se também na figura 7.11 a representação da incerteza de medição típica para as correlações envolvendo números de Boussinesq e Sherwood.

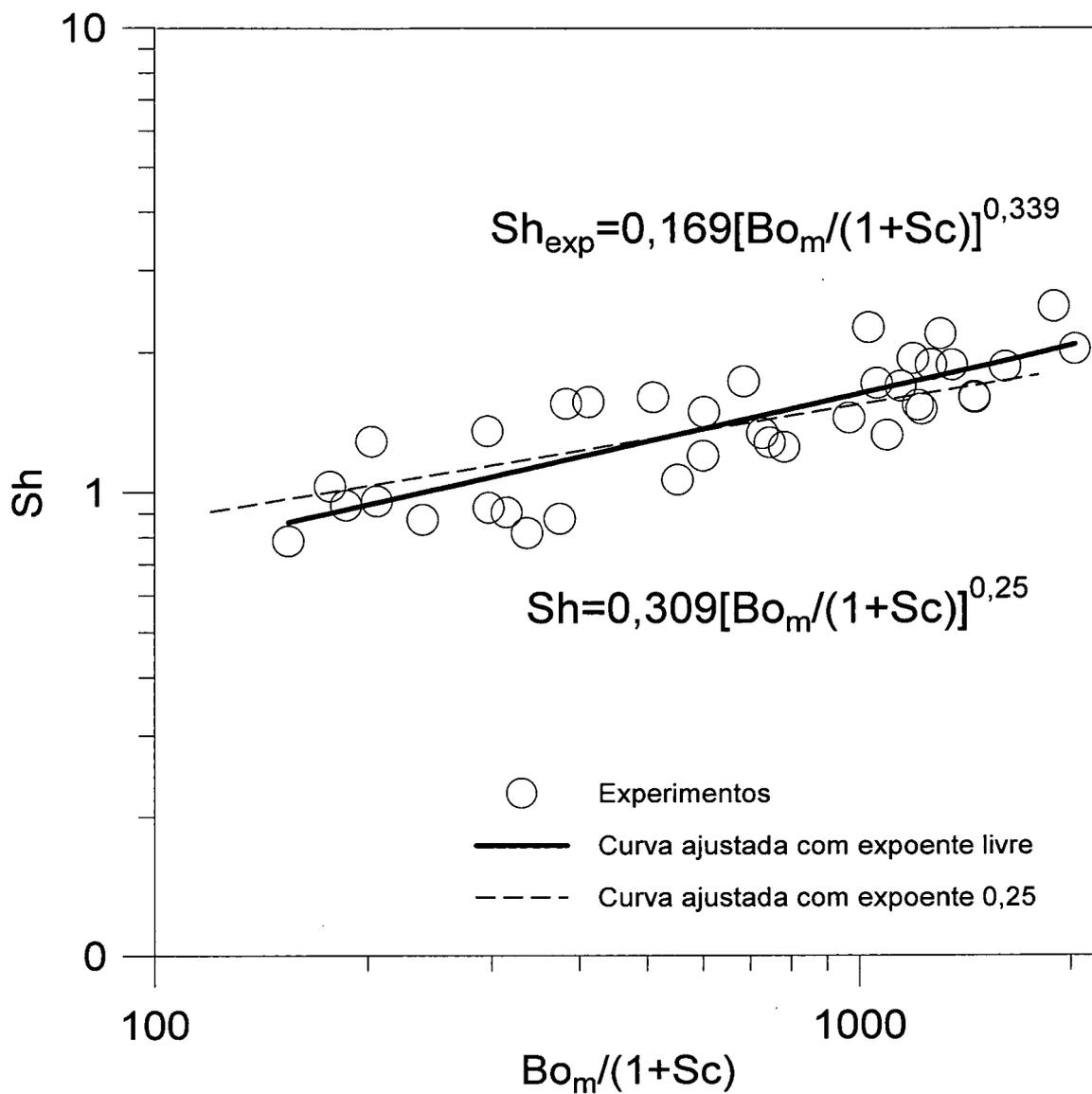


Figura 7.10– Correlações entre os números de Sherwood e de Boussinesq para a massa, para a evaporação sobre o transdutor poroso.

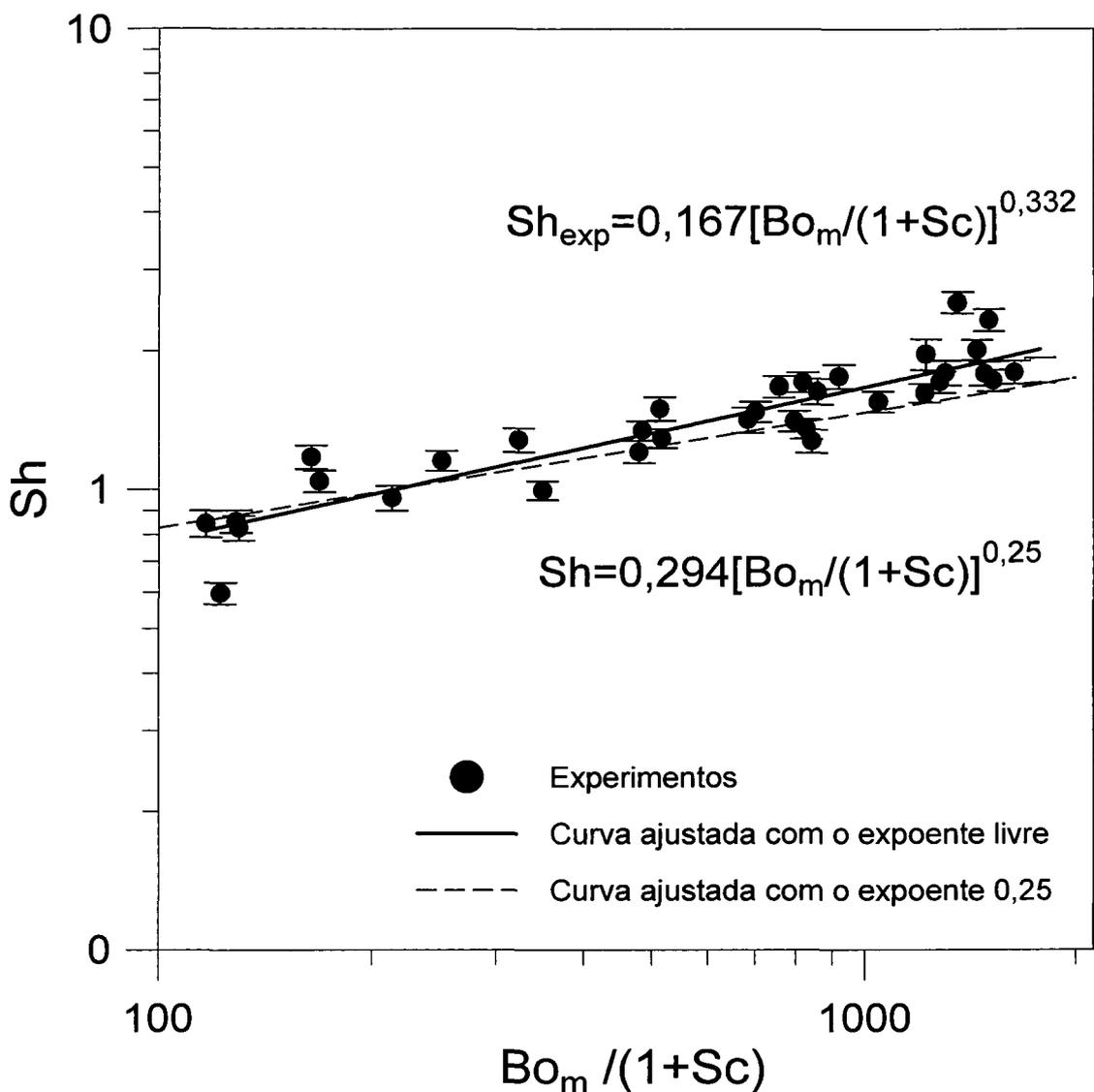


Figura 7.11- Correlações entre os números de Sherwood e de Boussinesq para a massa, sobre o transdutor liso.

Para a convecção natural sobre a película de água, a relação entre os números de Nusselt e de Rayleigh foi obtida através da analogia entre a transferência de calor e massa. Para tal substitui-se o coeficiente de transferência de calor,  $h_c$ , obtido da equação (4.32), na equação (4.3). Desta forma o número de Sherwood apresentado na figura 7.7 pode ser convertido para o número de Nusselt reportado na figura 7.12. De forma similar obtém-se a correlação entre os números de Nusselt e Rayleigh para o transdutor poroso (ver figura 7.13).

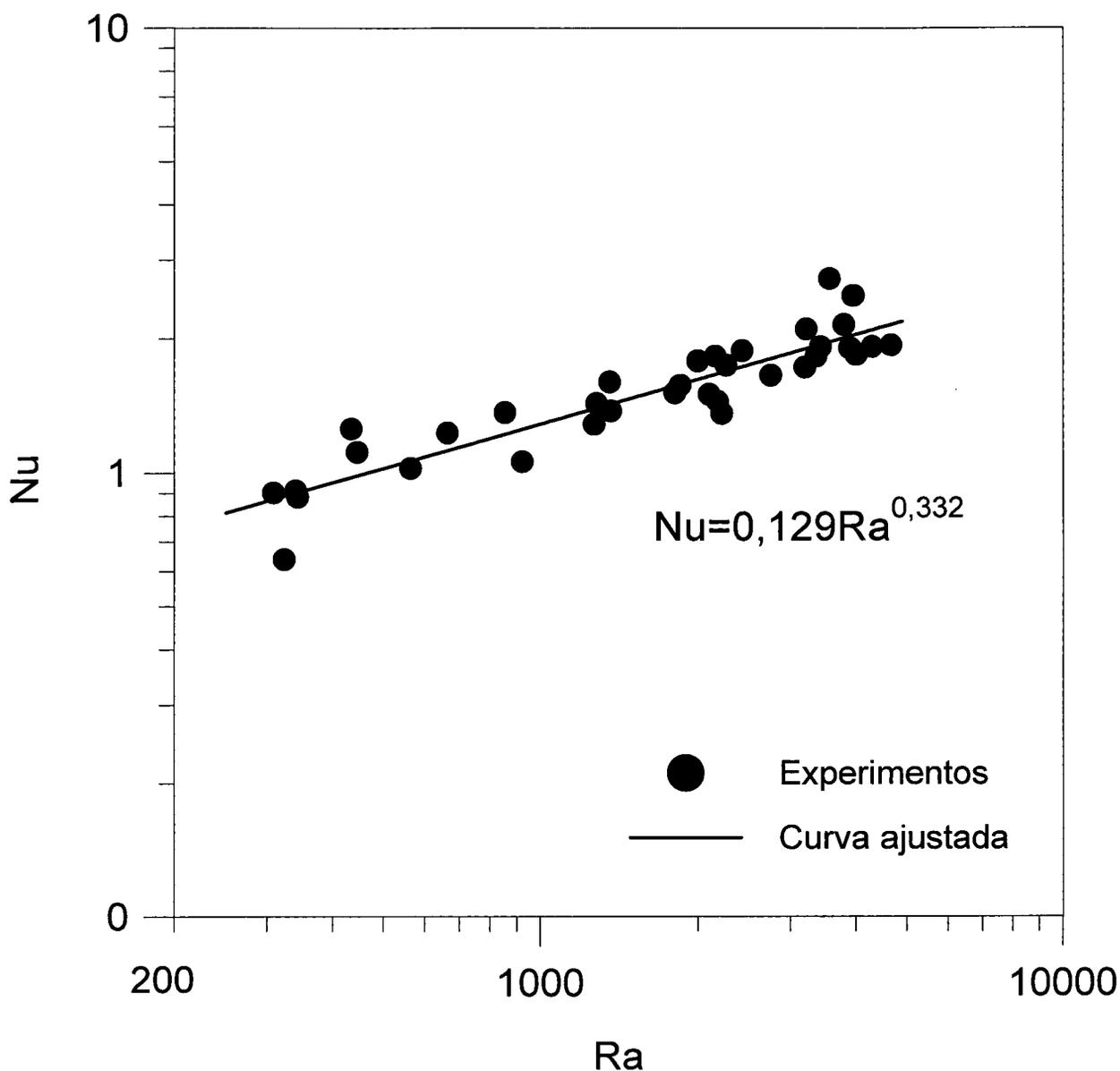


Figura 7.12- Correlação entre os números de Nusselt e de Rayleigh para a evaporação sobre o transdutor liso.

A comparação entre os resultados mostrados nas figuras 7.12 e 7.13 indica novamente uma excelente concordância entre o transdutor liso e o transdutor poroso. Uma vez que o transdutor liso já apresentou resultados consistentes com a literatura existente (ver item 7.1), esta comparação qualifica o transdutor poroso para ser usado nos experimentos com voluntários.

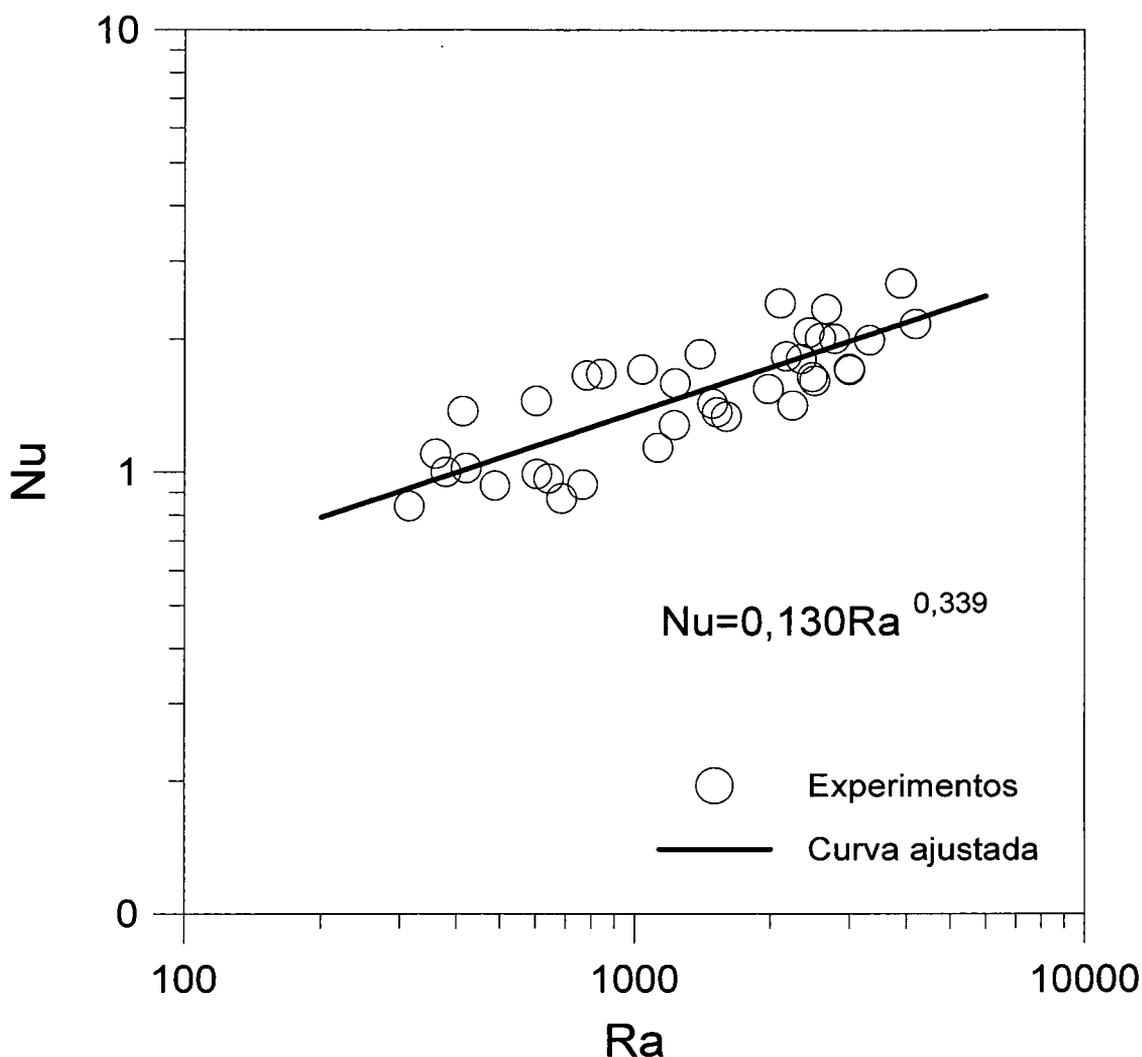


Figura 7.13- Correlação entre os números de Nusselt e de Rayleigh para a evaporação sobre o transdutor poroso.

Na figura 7.14, ilustra-se uma comparação entre a correlação obtida através da convecção natural sobre uma placa plana horizontal seca aquecida e a correlação para convecção natural sobre uma película de água evaporando. Adotou-se emissividade igual a 0,02 para a placa aquecida seca coberta por alumínio e 0,9 para a água (Incropera e Dewitt, 1998). Nesta figura nota-se a que a convecção natural foi obtida para uma faixa mais elevada de Rayleigh, não sendo possível trabalhar em uma faixa menor devido aos erros inerentes às trocas de calor em superfícies com temperaturas próximas às do ambiente. A comparação foi feita utilizando apenas os dados do transdutor liso, uma vez que estes são similares ao transdutor poroso.

A diferença entre as correlações está associada ao efeito que as laterais da balança exercem sobre o escoamento do ar na superfície aquecida. De acordo com Goldstein e Lau

(1983) a influência das laterais sobre a circulação do ar cresce com a diminuição do número de Rayleigh, o que está em acordo com o observado na figura 7.14.

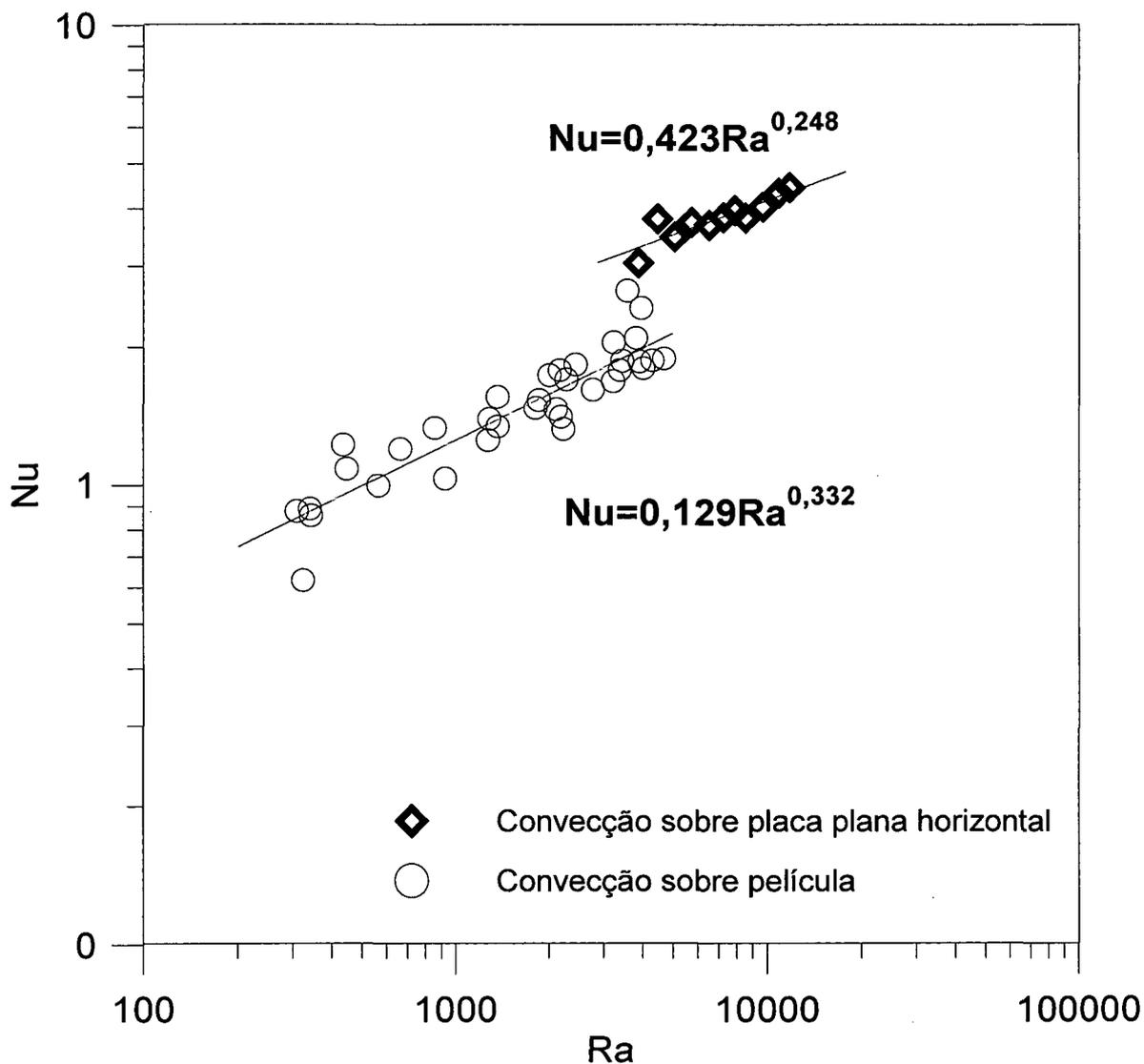


Figura 7.14- Correlações para a convecção natural sobre película e sobre a placa seca aquecida.

Nas figuras 7.15 e 7.16, apresenta-se a relação entre os números de Nusselt e de Boussinesq para o calor, avaliado a partir de Prandtl, para a evaporação sobre a película de água. Novamente o número de Nusselt foi avaliado a partir da analogia entre o calor e massa. A figura 7.15 corresponde ao transdutor poroso e a figura 7.16 corresponde ao transdutor liso.

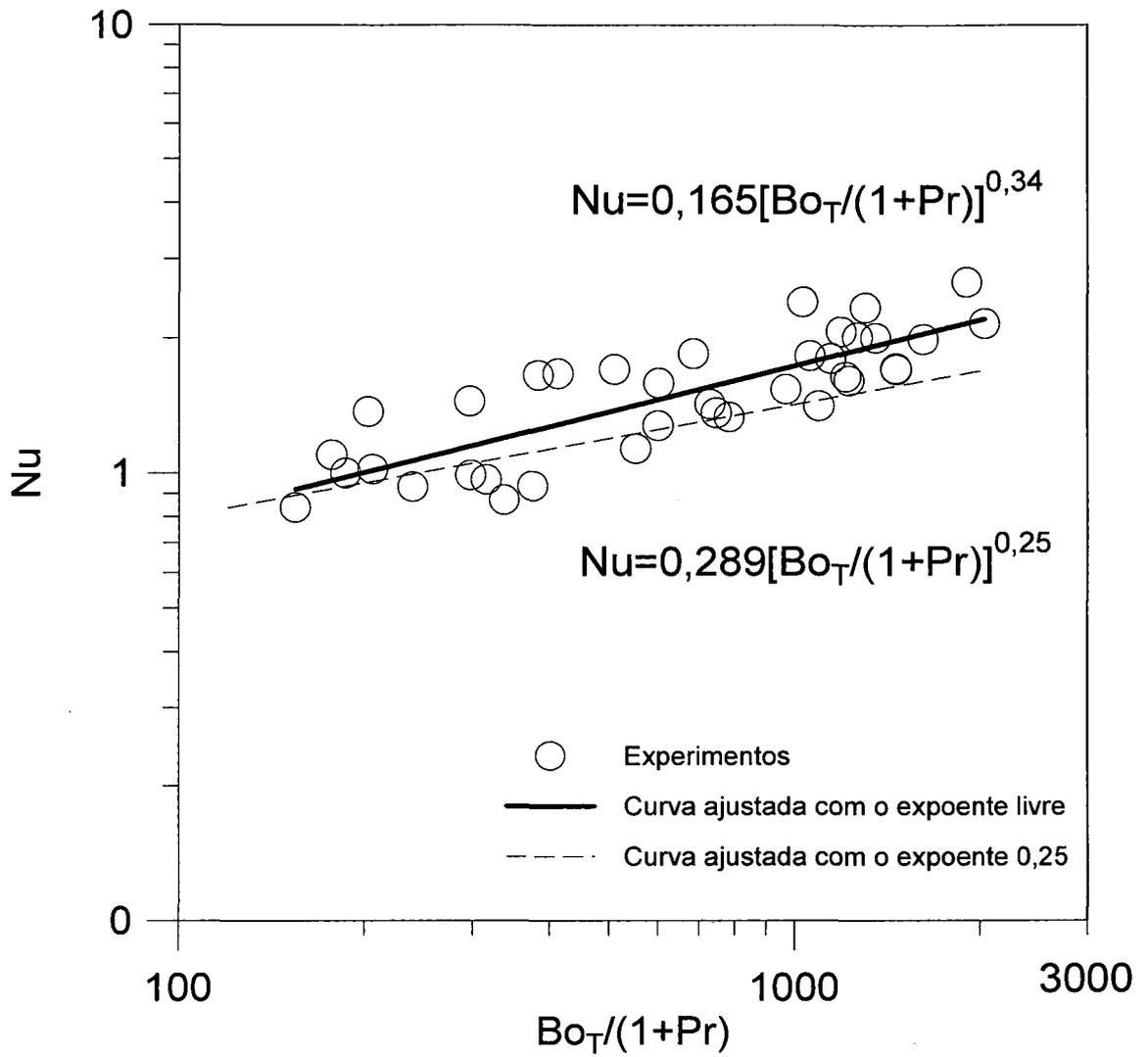


Figura 7.15– Correlação entre os números de Nusselt e de Boussinesq para o calor, para evaporação sobre o transdutor poroso.

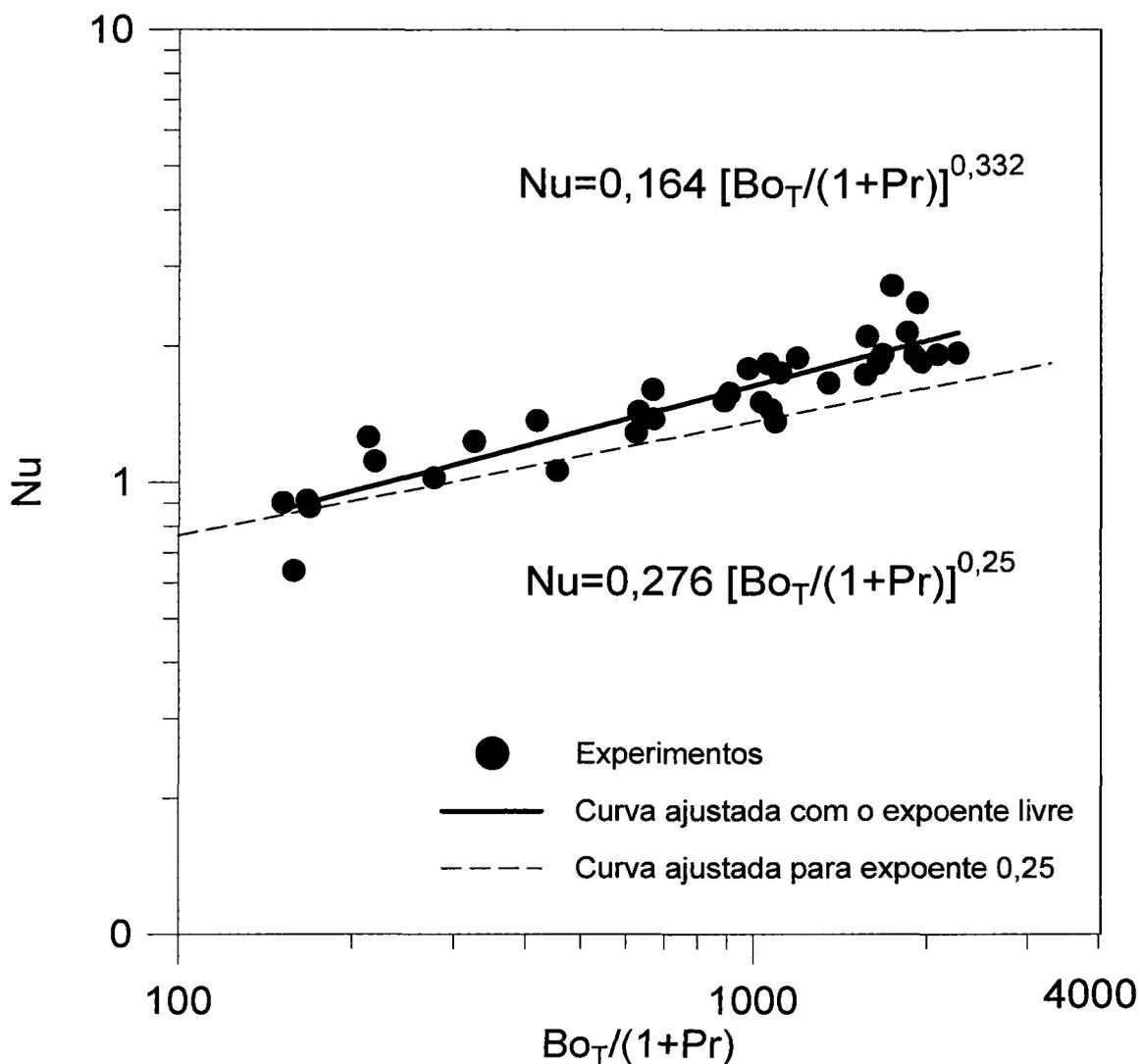


Figura 7.16– Correlação entre os números de Nusselt e de Boussinesq para o calor, para evaporação sobre o transdutor liso.

A seguir serão exploradas as contribuições de cada mecanismo de transferência de calor durante a evaporação da água. A determinação experimental das trocas térmicas sobre a película de água foi feita a partir da massa evaporada medida utilizando-se a equação (4.15) para a obtenção do calor trocado por evaporação e a equação (4.11) para a obtenção do calor trocado por radiação. Para obtenção do calor trocado por convecção utilizou-se a equação (4.2) com o coeficiente de transferência de calor obtido a partir da equação (4.32). Verificou-se que a ordem de grandeza das trocas de calor por evaporação são predominantes no problema tratado, conforme pode ser observado na figura 7.17 para evaporação sobre o transdutor liso e na figura 7.18 para o transdutor poroso.

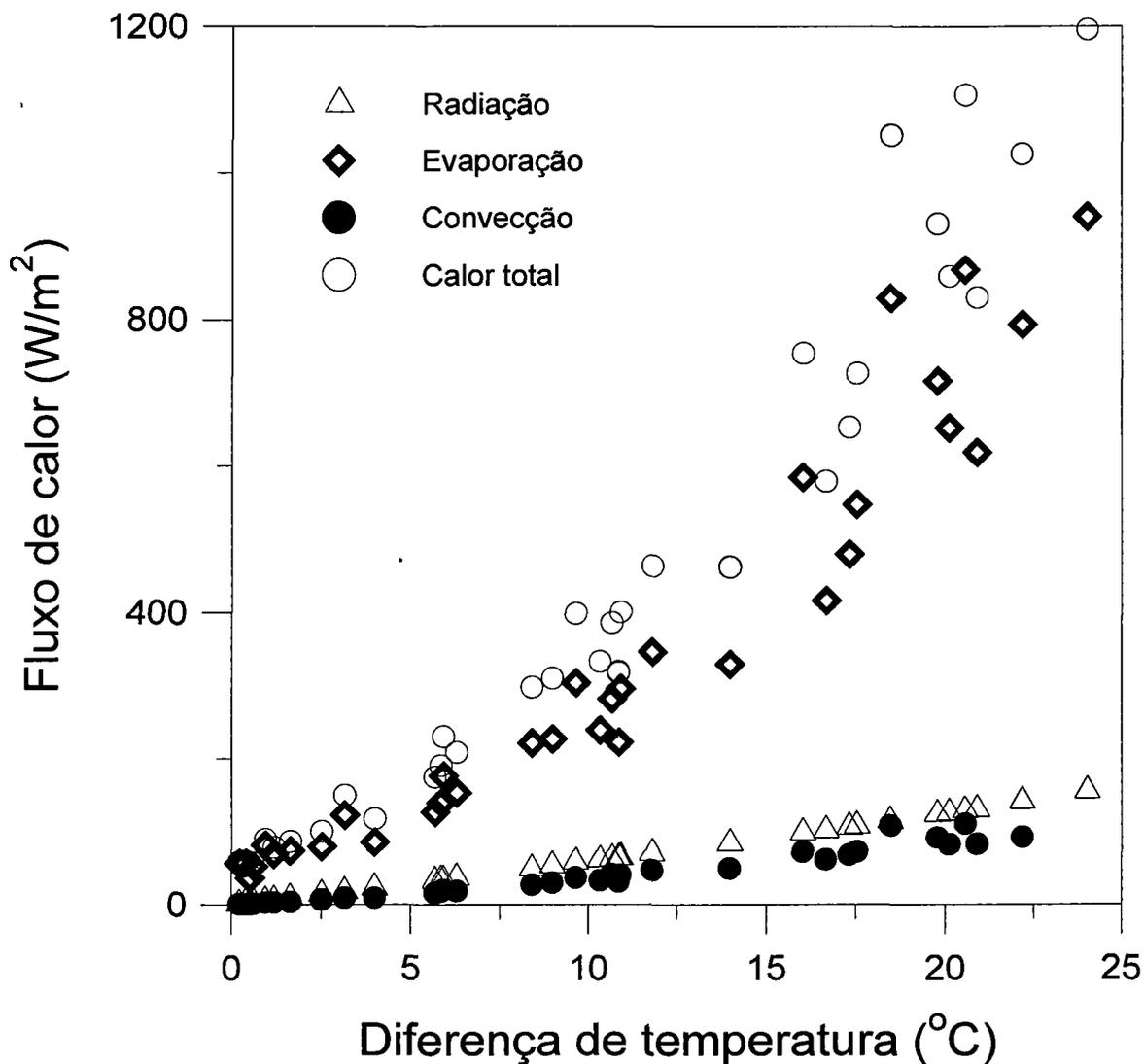


Figura 7.17– Ordem de grandeza das trocas térmicas para evaporação em película de água sobre o transdutor liso.

Nota-se pelas figuras 7.17 e 7.18 que a pequena parcela associada à troca de calor por convecção, comparada com a troca de calor por evaporação faz com que as informações do número de Nusselt conforme apresentadas na figura 7.12 não possam ser utilizadas para obtenção do coeficiente de transferência de calor por convecção. Este fato justifica o uso da analogia entre o calor e a massa no cálculo de  $h_c$ .

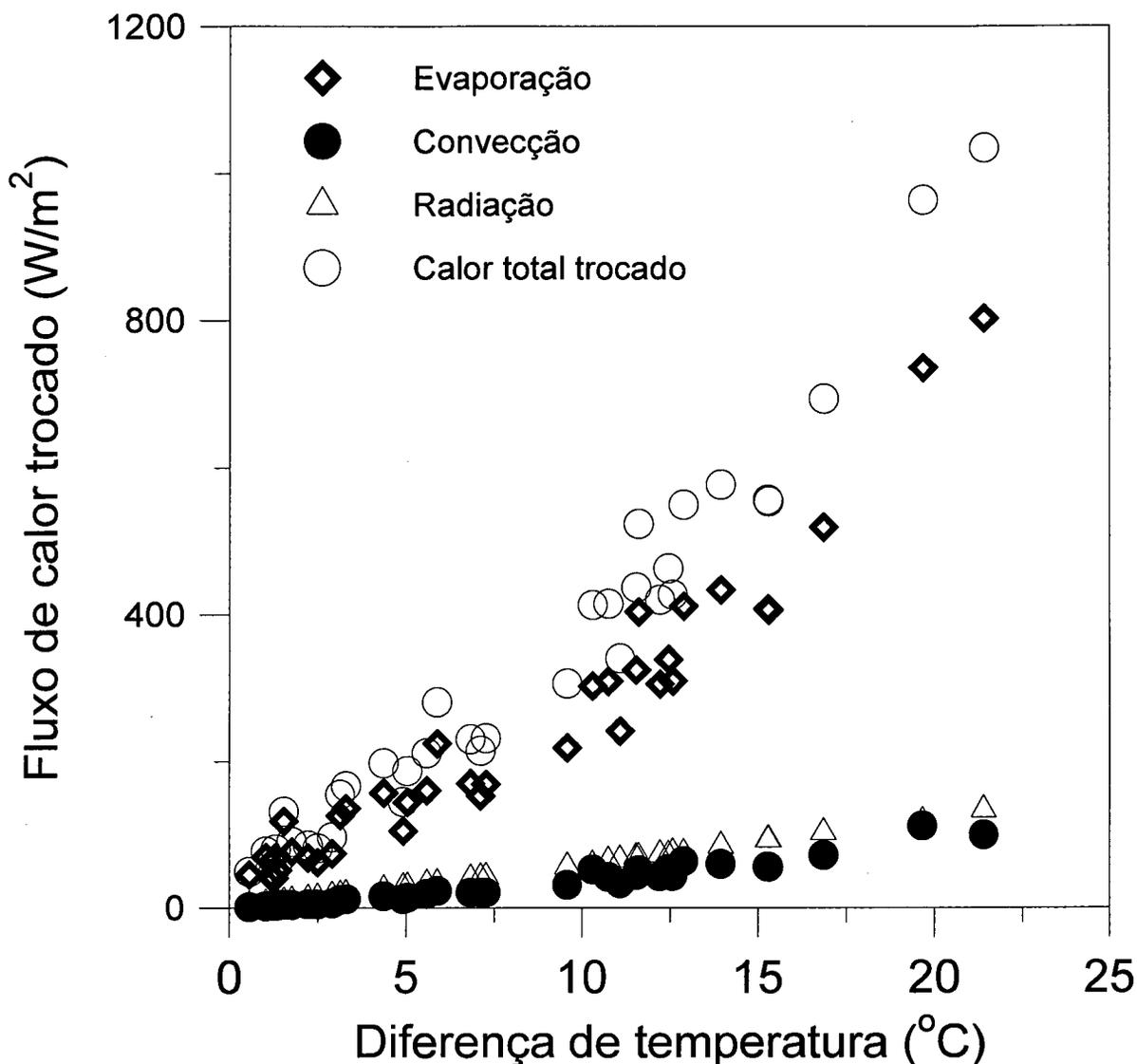


Figura 7.18- Ordem de grandeza das trocas térmicas para evaporação em película de água sobre o transdutor poroso.

### 7.3- EVAPORAÇÃO DE SUOR EM VOLUNTÁRIOS

Após a validação do transdutor poroso e do procedimento experimental serão descritos os resultados obtidos para a evaporação do suor em voluntários submetidos a condições desfavoráveis de temperatura e umidade relativa. A massa de suor evaporada, estimada a partir das medições de fluxo de calor com o transdutor de calor poroso será comparada com massa de suor evaporada medida pela diferença de peso dos voluntários.

Dos testes realizados com voluntários em um ambiente quente com temperatura e umidade controladas, pôde-se verificar que a estimativa da ordem de grandeza da massa total

evaporada, inferida a partir do transdutor de fluxo de calor poroso, aproxima-se razoavelmente bem da diferença de massa medida, conforme pode ser visualizado na figura 7.19. Verificou-se ainda que na maioria dos testes realizados, a massa estimada é maior que a massa real evaporada.

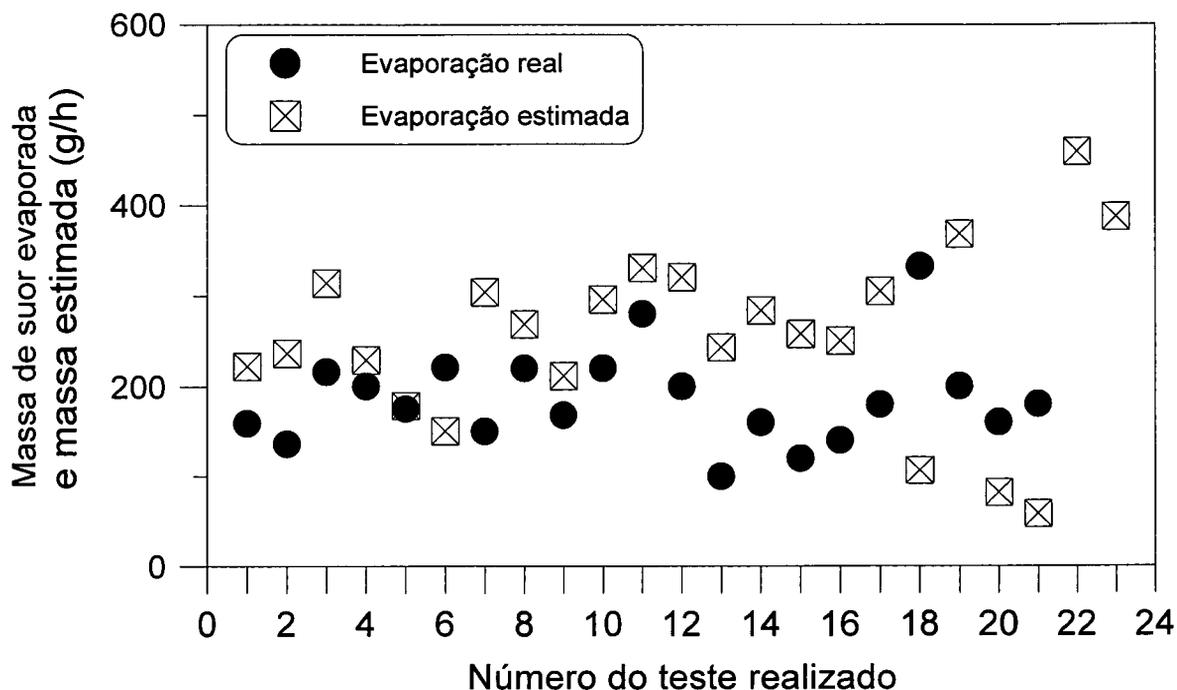


Figura 7.19- Dados obtidos dos testes de evaporação de suor em voluntários.

O espalhamento observado na figura 7.19 é típico de resultados obtidos em experimentos envolvendo voluntários. O que se observa da figuras 7.19 é que embora a metodologia proposta no presente trabalho apresente grandes incertezas na determinação da massa de suor evaporada por indivíduos quando submetidos a condições desfavoráveis de temperatura e umidade, na maior parte dos casos é possível se fazer uma previsão razoável da evaporação a partir da medição do fluxo de calor. As incertezas encontradas nas figuras 7.19 devem ser creditadas, principalmente, à grande dificuldade de realizar experimentos com voluntários. A figura 7.20 reproduz, de outra forma, os resultados mostrados na figura 7.19.

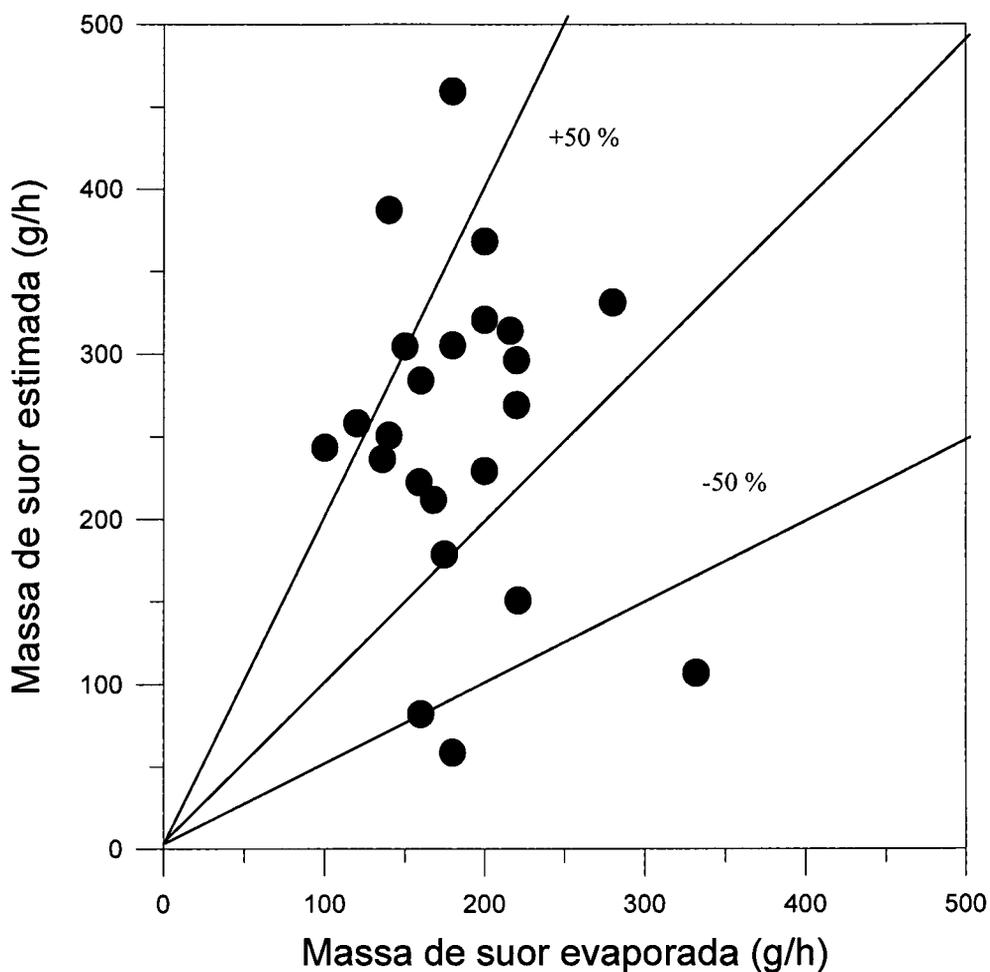


Figura 7.20 – Massa evaporada versus massa estimada

Testes adicionais envolvendo outros níveis de temperatura e de umidade se fazem necessários para explorar o procedimento adotado aqui de forma mais abrangente. Adicionalmente em testes futuros é aconselhável que os voluntários sejam divididos por categorias associadas a suas características físicas e emocionais. Apesar do reduzido número de testes, os resultados parecem indicar que o temperamento, sexo e cor de pele são características que influenciam de forma diferenciada na determinação da taxa de sudorese através do transdutor poroso.

Nesta dissertação, abordou-se diversos aspectos da evaporação do suor sobre a pele humana. Na primeira parte do trabalho, procurou-se conhecer o comportamento da evaporação de uma película de água aquecida, os principais mecanismos de trocas térmicas envolvidos neste processo e a convecção natural sobre superfícies horizontais e verticais secas e aquecidas. Na segunda parte testes com voluntários em ambientes quentes foram realizados, obtendo-se a quantidade de suor perdida para o meio e o fluxo de calor associado. Os resultados foram apresentados em forma adimensional, utilizando os números de Sherwood, Schmidt, Rayleigh, Boussinesq, Prandtl e Nusselt. A faixa de Rayleigh investigada foi de  $10^2$  a  $10^4$ .

Observou-se que os testes de convecção natural sobre uma placa plana são de difícil realização, exigindo rigor nos detalhes da instrumentação, sob pena de grande dispersão nos resultados. As correlações obtidas concordam com aquelas relatadas pela literatura para placa plana aquecida. As diferenças são atribuídas principalmente às limitações inerentes aos experimentos realizados e também às diferentes configurações utilizadas.

Na presente dissertação, pôde-se obter uma correlação para convecção natural sobre uma placa plana aquecida, diretamente através do transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial. Sua utilização em campo revelou-se satisfatória, apenas exigindo-se grande perícia, uma vez que em superfície livre, o transdutor mostra-se sensível às pequenas perturbações do ar. Para tanto, a calibração incessante foi necessária, percebendo-se que há ainda pequenos problemas de instabilidade desta grandeza com o tempo de uso. Para garantir a precisão dos resultados, os testes sempre foram precedidos e sucedidos de calibração rigorosa dos transdutores utilizados. O processo atual de franco desenvolvimento da tecnologia de construção destes transdutores de fluxo de calor a eletrodos depositados faz com que se possa afirmar que estes problemas serão superados em um futuro próximo. Hoje, a construção de microtransdutores de fluxo de calor já é uma realidade, possibilitando-se uma gama de aplicação sem precedentes. Para se verificar a capacidade do transdutor na obtenção de resultados mais precisos, também realizou-se testes de

convecção natural sobre uma placa plana vertical aquecida. Esta configuração é extremamente explorada na literatura justamente por não apresentar os problemas de instabilidade inerentes ao escoamento sobre uma placa plana aquecida na posição horizontal. A correlação obtida coincide com a da literatura, confirmando-se assim a eficiência do transdutor.

Exclusivamente para os experimentos de evaporação, desenvolveu-se neste trabalho o transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial com porosidades. Por não se conhecer a influência dos poros no seu comportamento, teve-se grandes problemas com os resultados obtidos na parte inicial do trabalho. Desta forma, foi necessário a realização de modificações nas pistas eletrolíticas, bem como o desenvolvimento de um processo de calibração para a condição úmida. Estas modificações permitiram que o transdutor poroso pudesse ser utilizado em processos de transferência de calor e massa, como é o caso da aplicação sobre a pele. Inicialmente, utilizou-se este transdutor sob uma película d'água num microclima controlado com o intuito de se obter a massa evaporada, o fluxo de calor medido e a temperatura da interface. Este procedimento também foi realizado com o transdutor sem porosidades, obtendo-se resultados similares aos obtidos com o transdutor liso. Com o uso da analogia entre a transferência de calor e massa, pôde-se calcular as trocas por convecção natural sobre a película, e, somando-se estas trocas com as trocas por radiação e por evaporação, obteve-se o calor total trocado pela superfície. No presente trabalho adotou-se esta troca como referência e desta, deduziu-se a correta constante de calibração para o transdutor poroso para uso em campo. Os resultados para evaporação foram apresentados através dos números de Sherwood, Rayleigh e Boussinesq, sendo que para este, propôs-se uma maneira alternativa de avaliação, baseando-se em uma análise da ordem de grandeza sobre as plumas ascendentes sobre a superfície líquida. Obteve-se correlações para estas grandezas, sendo que o expoente característico que melhor ajustou-se aos pontos experimentais nas correlações foi  $1/3$  e não  $1/4$  como poderia ser esperado para convecção natural em escoamento laminar. Em concordância com estudos prévios disponíveis na literatura o expoente  $1/3$  está associado à existência de superfícies verticais nas laterais da placa plana aquecida. Este fato repetiu-se tanto para  $Sh$  versus  $Ra$  como para  $Nu$  versus  $Ra$ .

Uma vez realizados os testes no microclima para evaporação e para convecção, partiu-se para o estudo da evaporação em campo. Para tanto, selecionou-se 8 diferentes voluntários para realização de 23 testes com tempo de duração de uma hora cada, em um ambiente quente a  $37^{\circ}\text{C}$  e umidade relativa de 60%. Utilizando uma balança e um transdutor de fluxo de calor poroso, com constante de calibração definida através do microclima, pôde-se deduzir a massa evaporada

pelo voluntário partindo-se apenas de duas informações: a temperatura da pele e o fluxo de calor indicado pelo transdutor. Pôde-se observar uma razoável diferença entre a evaporação estipulada e a evaporação medida, o que torna necessário um maior refinamento dos testes para resultados mais conclusivos. Isto não foi possível neste momento porque para tanto deveria-se fazer uma grande quantidade de testes com um número maior de voluntários. Porém, avaliando-se o objetivo inicialmente proposto, pode-se dizer que o trabalho mostrou-se bem sucedido, uma vez que pôde-se efetivamente estabelecer uma nova metodologia visando avaliar experimentalmente a massa de água perdida pelo suor a partir da medição do fluxo de calor e da temperatura sobre a pele. Ressalta-se ainda o caráter inédito do trabalho e a possibilidade de que a continuidade deste estudo culmine com o desenvolvimento de um equipamento de aferição da taxa instantânea de evaporação de suor para uso em campo. Se isto for alcançado, poder-se-á indicar a reposição de água apropriada para cada trabalhador, respeitando-se as diferenças individuais de produção e liberação de suor.

Como sugestão para trabalhos futuros, verifica-se a necessidade de estudos que objetivem conhecer o verdadeiro efeito da hidratação na melhoria da condição térmica do indivíduo, comparando-se esta influência com a obtida a partir de outras modificações realizadas sobre o ambiente de trabalho tais como ventilação e utilização de proteção contra a radiação. A continuidade dos testes com voluntários analisando-se outros aspectos tais como cor de pele, aclimatação e hidratação também se faz necessário para obtenção de dados aplicados às características fisiológicas do brasileiro.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALLAN J. R. & WILSON C.G. Influence of acclimatization on sweat sodium concentration, **Journal of Applied Physiology**. pp.708-712, 1971.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Fundamentals Handbook (SI)**. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Inc.,1997, Chapter 08.
- ARIAGNO R.L., GLOTZBACH S.F., BALDWIN R.B., RECTOR D.M., BOWLEY S.M. e MOFFAT R.J. Dew point hygrometry system for measurement of evaporative water loss in infants, **American Physiological Society**, pp. 1008-1017,1997.
- BEJAN, A. **Convection heat transfer**, John Wiley & Sons Inc. 1984.
- BELDING, H.S. e HATCH, T.F. Index for evaluating heat stress in terms of resulting physiological strain, **Heating Piping and Air Conditioning**, pp.129-136,1955.
- BERGLUND, L.G., OOHORI, T., CUNNINGHAM, D.J.e GAGGE, A.P. Vapor Resistance of cloting, local skin wettedness, and discomfort, **ASHRAE Transactions**, vol 1, pp. 3-12, 1987.
- BURMEISTER, L.C. **Convective Heat Transfer**, John Wiley & Sons Inc., 1993.
- CLEZAR, C. A. e NOGUEIRA, C.R. **Ventilação Industrial**. Florianópolis, UFSC, 1999.
- COLIN, J. e HOUDAS, Y. Experimental determination of coefficient of heat exchanges by convection of human body, **Journal of Applied Physiology**, v.22, pp.31-38, 1967.
- COLLINS, K.J. e E. HOINVILLE, Temperature requirements in old age, **Building Services Engineering Research and Technology**, pp.165-172, 1980.
- FANGER, P. O. **Thermal comfort**, Copenhagen, Danish Technical Press, 1970.
- FANGER, P.O. e C.J.K. PEDERSEN, Discomfort duo to air velocities in spaces. **Proceedings of the meeting of Commissions**, pp. 289-296, Belgrade, 1977.

- FERREIRA, M. S. **Um modelo do sistema termorregulador do corpo humano: Exposição a ambiente quente** – Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento Eng. Mecânica, 1997.
- GAGGE, A P., FOBELETS, A.P.e BERGLUND, L.G. Thermal radiation exchange of the human by partitioned calorimetry, **Journal of Applied Physiology**, vol. 23, pp. 248-258, 1967.
- GENERAL ELECTRIC HANDBOOK, **Fluid Flow Division Properties of gases**, June, 1982.
- GIVONI, B., A new method for evaluating industrial heat exposure and maximum permissible work load. **Paper submitted to the International Biometeorological Congress in Pau, France**, 1963.
- GOLDSTEIN, R. J. e LAU, K. E. Laminar natural convection from a horizontal plate and the influence of plate-edge extensions. **Journal Fluid Mechanics**, vol. 129, pp.55-75, 1983.
- GÜTHS, S. **Anemômètre a effet Peltier et fluximètre thermique conception et réalisation application à l'étude de la convection naturelle**. These de Doctorat à l'Université d'Artois, 1994.
- GÜTHS, S., PHILIPPI P.C., GAVIOT, e & THERY, P., Um transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial, **X COBEM**, M.G., 1995.
- GUYTON, A.C. **Physiological of The Human Body**, Ed. Guanabara Köögan S.A., 7ª. Ed., Rio de Janeiro, R.J., 1996.
- HELSING, M. e WERNER, J. Influences of overall thermal balance on local inputs for drive of evaporation in men. **Journal of Applied Physiology**, vol. 62, pp. 926-931, 1987.
- HOUGHTON, F.C. e YAGLOGLOU, C.P., Determining equal comfort lines, **Journal of ASHVE**, pp.165-176, 1923.
- INCROPERA, F. P. e DEWITT, D. P. **Fundamentos da Transferência de Calor e Massa**, Livros Técnicos e Científicos, Editora SA, 4ª Ed., 1998.
- ISO 7243, Hot Environments - Estimation of the heat stress on working man, based on the WBGT - index (wet bulb globe temperature). Geneva: **International Standards Organization**, 1989.
- ISO 7933, Hot Environments - Analytical determination and interpretation of thermal stress using calculation of required sweat rate. Geneva: **International Standards Organization**, 1989.
- ISO 7730, Moderate Thermal Environments - Determination of PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort). Geneva: **International Standards Organization**, 1984.
- LIBERT, J. P.; CANDAS, V. e VOGT, J.J. Effect of rate of change in skin temperature on local sweating rate, **Journal of Applied Physiology**, vol. 47, pp. 306-311, 1979.

- MALLICK F. H. Thermal comfort and building design in the tropical climates, **Energy and Building**, vol. 23, pp. 161-167, 1996.
- MESQUITA, A. L. S., GUIMARÃES, F.A. e NEFUSSI, N. **Engenharia de Ventilação Industrial**, São Paulo, Editora Edgard Bücher Ltda., 1977.
- NADEL, E. R., BULLARD, R.W. e STOLWIJK, J. A. P. Importance of skin temperature in the regulation of sweating, **Journal of Applied Physiology**, vol. 31, pp. 80-87, 1971.
- NIELSEN, B. Heat stress and acclimation, **Ergonomics**, vol. 37, pp. 49-58, 1994.
- NORMA REGULAMENTADORA NR15 - Anexo 03 - Temperaturas Elevadas, **Segurança e Medicina do Trabalho**, 37ª Edição, Ed. Atlas, 1997.
- PARSONS, K. C. **Human Thermal Environments**, Taylor & Francis, 1993.
- PRATA, A. T. Analogy between and mass transfer for diffusion driven nonisothermal evaporation, **Revista Brasileira de Ciências Mecânicas**, Rio de Janeiro, pp. 87-97, 1988.
- ROHLES, F. H. Jr., WOODS, J.E. e NEVINS, R.G. The effects of air movement and temperature on the thermal sensations of sedentary man, **ASHRAE Transactions**, vol. 80, pp. 101-118, 1974.
- SHVARTZ E. e BENOR, D. Total body cooling in warm environments. **Journal of Applied Physiology**, vol. 31, pp. 24-27, 1971.
- SILVA, L. W. **Avaliação experimental da transferência de calor em evaporadores do tipo Roll-Bond**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 1998.
- SILVA JR, A. **Medição em Campo do Coeficiente de Eficiência Energética (EER) de Condicionadores de Ar Domésticos**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 1988
- SPARROW, E. M., KRATZ, G.K. e SCHUERGER, M. J, Evaporation of water from a horizontal surface by natural convection, **ASME Journal of Heat Transfer**, vol. 105, pp. 469-475, 1983.
- TAYLOR, J.R. **A Introduction to Error Analysis**, University Science Books, 1982.
- VOGT, J.J. , CANDAS, V., LIBERT, J.P. e DAULL, F., Required Sweat Rate as na index of thermal strain in industry, **Bioengineering, Thermal Physiology and Comfort**, pp. 99-110, 1981.
- WERNER J. e BUSE, M. Temperature profiles with respect to inhomogeneity and geometry of the human body, **Journal of Applied Physiology**, vol. 65 – pp. 1110-1118, 1988.
- WYNDHAM, C. H. Effect of acclimatization on the sweat rate/rectal temperature relationship. **Journal of Applied Physiology**, vol. 22, pp. 27-30, 1967.

## APÊNDICE A - PROPRIEDADES DA ÁGUA E DO AR ÚMIDO

### A1- PROPRIEDADES DO VAPOR D'ÁGUA SATURADO

Segundo ASHRAE (1997), a pressão de saturação do vapor d'água [Pa] pode ser calculada por

$$p_{\text{sat}} = (\ln c_1 / T + c_2 + c_3 T + c_4 T^2 + c_5 T^3 + c_{13} \ln T) \quad (\text{A1})$$

onde:

$$c_1 = -5800,206$$

$$c_2 = 1,3914993$$

$$c_3 = -0,048640239$$

$$c_4 = 0,000041764768$$

$$c_5 = -0,000000014452093$$

$$c_6 = 6.5459673$$

Para o ar ambiente, calcula-se a pressão parcial de vapor na temperatura  $T_a$ , enquanto que para a interface, calcula-se esta pressão à temperatura  $T_i$  [K].

A densidade do ar saturado [ $\text{kg/m}^3$ ] pode ser calculado para a faixa de 0 à 50°C através da expressão obtida da tabela de propriedades do vapor d'água saturado (Incropera e Dewitt, 1998),

$$\rho_{\text{sat}} = 5,6386864 \times 10^{-7} T^3 - 0,0004741617 T^2 + 0,133664707 T - 12,623726069 \quad (\text{A.2})$$

O calor latente de vaporização da água [J/kg], utilizado para calcular-se o calor trocado pela evaporação da água é dado por (Incropera e Dewitt, 1998),

$$h_{\text{fg}} = 3317800e^{-0,001T} \quad (\text{A.3})$$

### A2- PROPRIEDADES DO AR SECO

Para o ar seco, tem-se a viscosidade absoluta [Pa.s] para uma faixa de 200 K à 1500 K dada pela expressão (General Electric, 1982),

$$\mu = 2,2879728 \times 10^{-6} + 6,2597929 \times 10^{-8} T - 3,1319564 \times 10^{-11} T^2 + 8,1503801 e^{-15} T^3 \quad (\text{A.4})$$

A condutividade térmica do ar [W/m.K] para a faixa de 200 K à 1500 K é calculada pela expressão (General Eletric, 1982):

$$k(T) = 1,3003035 \times 10^{-3} + 9,3676581 \times 10^{-5} T - 4,424691 \times 10^{-8} T^2 + \\ + 2,3171580 \times 10^{-11} T^3 - 6,5997572 \times 10^{-15} T^4 \quad (\text{A.5})$$

O calor específico do ar [cal/g K] definido à pressão constante para a faixa de 260 K à 510 K é dado por (General Eletric, 1982),

$$cp(T) = 0,249679 - 7,55179 \cdot 10^{-5} T + 1,69194 \cdot 10^{-7} T^2 - 6,40730 \cdot 10^{-11} T^3 \quad (\text{A.6})$$

### A3- CONSTANTES UTILIZADAS

As seguintes constantes foram utilizadas para os cálculos psicrométricos:

Para a água,  $R_w=461,52$  kJ/kmol K e  $M_w=18,015$  kg/kmol

Para o ar,  $R_a=287,055$  kJ/kmol K e  $M_a=28,9645$  kg/kmol

Constante universal dos gases ideais:  $R=8314,4$  kJ/kmol K

A constante gravitacional  $g = 9,8601$  m/s<sup>2</sup>

## APÊNDICE B - REDUÇÃO DE DADOS PARA UM DOS TESTES

Para análise dos dados obtidos no experimento, escreveu-se um programa computacional seguindo-se os passos descritos no Capítulo 6. Para fins de ilustração, exemplifica-se o procedimento de redução de dados para um dos testes realizados:

Os dados de entrada foram: tempo [s], massa evaporada [g], fluxo de calor [mV], diferencial de temperatura [mV], temperatura de bulbo seco [°C], temperatura de bulbo úmido [°C], pressão atmosférica [Pa] como visualiza-se na tabela B1. Os dados de saída podem ser visualizados na Tabela B2.

Tabela B1- Dados de entrada para testes de evaporação

Grandeza	Medição obtida
tempo	1854 s
Massa evaporada	0,634 g
Fluxo de calor	1,17 mV
Temperatura de bulbo seco	27,8 °C
Temperatura de bulbo úmido	22,8 °C
Temperatura da interface	41,82 °C
Pressão total	101287,9 Pa

Observa-se que na tabela B.1, o valor da massa evaporada indicada já está corrigido em relação à influência dos fios. Além disto, optou-se por representar o fluxo de calor medido pelo transdutor em mV e a temperatura da interface em °C, ao invés de utilizar o diferencial de temperatura ( $\Delta T_i$ ) conforme,

$$T_i = \Delta T_i - T_a \quad (B1)$$

Tabela B2 - Resultados da redução de dados para um dos testes realizados.

Grandeza	Símbolo	Valor calculado
Pressão de saturação na interface	$p_{sat} (T_i)$	8067,05 Pa
Pressão de saturação no ambiente	$p_{sat} (T_a)$	3747,26 Pa
Densidade do ar na interface	$\rho_i$	1,08721 kg/m <sup>3</sup>
Densidade do ar no ambiente	$\rho_a$	1,1617 kg/m <sup>3</sup>
Viscosidade absoluta	$\mu$	1,882 x 10 <sup>-5</sup> kg/m.s
Viscosidade cinemática	$\nu$	1,6775 x 10 m <sup>2</sup> /s
Densidade da mistura	$\rho_{mist}$	1,124 kg/m <sup>3</sup>
Calor latente de vaporização	$h_{fg}$	2404672,93 J/kg
difusividade térmica	$\alpha$	2,346 x 10 <sup>-5</sup> m <sup>2</sup> /s
Condutividade térmica	$k$	0,02654 W/m K
Coefficiente de difusão	$D$	2,7494 x 10 <sup>-5</sup> m <sup>2</sup> /s
Fração de massa na interface	$w_i$	0,0495
Fração de massa no ar	$w_a$	0,0156
Coefficiente de transferência de massa	$h_m$	0,0034117
Coefficiente de convecção da analogia	$h_c$	3,51 W/m <sup>2</sup> K
Coefficiente de radiação	$h_r$	5,983 W/m <sup>2</sup> K
Nusselt da analogia	$Nu$	1,6531
Número de Sherwood	$Sh$	1,551
Número de Grashof	$Gr$	4526,35
Número de Rayleigh de massa	$Ra$	2756,532
Número de Boussinesq de massa	$Bo_m$	1680,03
Número de Schmidt	$Sc$	0,61
Número de Prandtl	$Pr$	0,71
Calor trocado por convecção	$q_{conv}$	49,07 W/m <sup>2</sup>
Calor trocado por radiação	$q_{rad}$	83,64 W/m <sup>2</sup>
Calor trocado por evaporação	$q_{evap}$	328,92 W/m <sup>2</sup>

## APÊNDICE C- ESTIMATIVA DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Na análise da incerteza de medição realizada sobre os dados obtidos, utiliza-se do método proposto por Taylor (1982). Este método, avalia a incerteza do resultado através das incertezas das variáveis independentes. Ou seja, se deseja-se realizar o cálculo do número de Sherwood e de Rayleigh para o experimento no microclima, deve-se avaliar as incertezas das variáveis utilizadas neste cálculo, bem como qual a variação dos números de Sherwood e de Rayleigh em relação à cada variável independente. Para o caso do número de Rayleigh tem-se:

$$I_{Ra} = \sqrt{\left[ \left( \frac{\partial Ra_m}{\partial X_1} IX_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial Ra_m}{\partial X_2} IX_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial Ra_m}{\partial X_n} IX_n \right)^2 \right]} \quad (C.1)$$

onde  $I_{Ra}$  é a incerteza do resultado de Rayleigh,  $IX_i$  é a incerteza do resultado de cada grandeza independente e  $X_n$  representa as variáveis independentes;

Conforme já apresentado anteriormente, o cálculo do número de Rayleigh para a massa pode ser obtido por,

$$Ra_m = \frac{g\bar{\rho}(\rho_i - \rho_\infty)L_c^3}{\mu^2} Sc \quad (C.2)$$

Sabe-se que as propriedades como densidade média do ar e viscosidade foram estimadas através de equações que dependem das temperaturas, e no caso do número de Schmidt da temperatura e da pressão atmosférica. Desta forma, sendo de difícil aferição os erros inerentes às equações dadas pela literatura (ASHRAE, 1997), optou-se por estimar as incertezas partindo-se dos dados obtidos experimentalmente. Tais resultados estão sujeitos a erros mais relevantes, devido às limitações da configuração utilizada e dos aparelhos de medição empregados.

Assim sendo, estimou-se a incerteza do número de Rayleigh através de um programa. Neste, calcula-se a influência individual de cada dado medido no número de Rayleigh e aplica-se as incertezas individuais de cada parâmetro envolvido na equação (C1). As incertezas individuais de cada parâmetro estão associados às incertezas de cada instrumento, tais como: fluxo de calor:  $I_m = \pm 0,002$  mV, massa evaporada:  $I_m = \pm 0,002$  g, temperatura de bulbo seco:  $I_m = \pm 0,2$  °C,

diferença de temperatura entre o ar e a interface:  $I_m = \pm 0,2$  °C, pressão atmosférica:  $I_m = \pm 2$  Pa, tempo decorrido:  $I_m = \pm 1$  s, umidade relativa  $I_m = \pm 0,5$  %.

Procedimento análogo é utilizado para a avaliação das incertezas de Boussinesq de massa.

Tabela C1- Dados da incerteza de medição para  $R_{am}$  e Sh

$R_{am}$	Sh	I $R_{am}$	I Sh	% Erro $R_{am}$	% Erro Sh
2756,532	1,551	192,634	0,080	7,0	5,2
663,557	1,152	189,425	0,057	28,5	4,9
1268,699	1,205	198,647	0,067	15,7	5,6
1282,242	1,34	187,558	0,065	14,6	4,9
3363,4	1,713	196,546	0,092	5,8	5,4
2159,216	1,71	189,087	0,085	8,8	5,0
434,254	1,174	228,965	0,069	52,7	5,9
1357,516	1,496	227,332	0,089	16,7	6,0
2265,32	1,633	229,657	0,106	10,1	6,5
2429,217	1,759	230,132	0,107	9,5	6,1
2183,089	1,354	189,211	0,067	8,7	4,9
3200,538	1,619	178,851	0,075	5,6	4,6
4001,696	1,729	202,447	0,093	5,1	5,4
343,162	0,825	227,037	0,051	66,2	6,2
308,557	0,844	228,381	0,056	74,0	6,7
564,257	0,958	227,146	0,059	40,3	6,1
2222,952	1,273	215,290	0,074	9,7	5,8
923,86	0,993	175,151	0,046	19,0	4,6
1364,203	1,29	183,173	0,061	13,4	4,7
1851,232	1,473	184,371	0,077	10,0	5,2
1999,626	1,67	192,802	0,091	9,6	5,4
2101,701	1,406	196,904	0,073	9,4	5,2
1808,578	1,415	229,041	0,089	12,7	6,3
855,118	1,279	228,003	0,076	26,7	5,9
3425,454	1,795	226,522	0,111	6,6	6,2
3894,842	1,789	232,026	0,108	6,0	6,0
4289,257	1,801	237,468	0,105	5,5	5,8
4667,51	1,818	258,965	0,113	5,5	6,2
3795,428	2,014	202,328	0,103	5,3	5,1
3219,083	1,968	277,572	0,152	8,6	7,7
323,331	0,596	208,235	0,032	64,4	5,4
340,133	0,853	204,688	0,048	60,2	5,7
445,75	1,041	201,818	0,056	45,3	5,4
3947,547	2,342	215,462	0,130	5,5	5,5
3562,561	2,553	206,900	0,137	5,8	5,4

Tabela C2- Dados da incerteza de medição para  $Bo_m$  e Sh.

$Bo_m$	Sh	I $Bo_m$	I Sh	%Erro $Bo_m$	%Erro Sh
1680,03	1,551	116,46	0,080	6,9	5,2
402,88	1,152	114,51	0,057	28,4	4,9
770,57	1,205	119,87	0,067	15,6	5,6
779,02	1,34	113,22	0,065	14,5	4,9
2054,81	1,713	119,30	0,092	5,8	5,4
1314,0	1,71	114,16	0,085	8,7	5,0
263,43	1,174	138,46	0,069	52,6	5,9
824,15	1,496	137,02	0,089	16,6	6,0
1377,61	1,633	138,43	0,106	10,0	6,5
1477,99	1,759	138,73	0,107	9,4	6,1
1328,52	1,354	114,19	0,067	8,6	4,9
1955,03	1,619	108,54	0,075	5,6	4,6
2451,79	1,729	123,56	0,093	5,0	5,4
208,16	0,825	137,42	0,051	66,0	6,2
187,17	0,844	138,23	0,056	73,9	6,7
342,32	0,958	137,32	0,059	40,1	6,1
1352,11	1,273	129,79	0,074	9,6	5,8
561,31	0,993	105,87	0,046	18,9	4,6
829,22	1,29	110,66	0,061	13,3	4,7
1126,37	1,473	111,38	0,077	9,9	5,2
1217,4	1,67	116,62	0,091	9,6	5,4
1278,84	1,406	118,88	0,073	9,3	5,2
1098,98	1,415	138,10	0,089	12,6	6,3
518,88	1,279	137,63	0,076	26,5	5,9
2092,5	1,795	137,49	0,111	6,6	6,2
2384,39	1,789	141,41	0,108	5,9	6
2633,26	1,801	145,65	0,105	5,5	5,8
2872,18	1,818	159,67	0,113	5,6	6,2
2325,17	2,014	123,58	0,103	5,3	5,1
1963,17	1,968	167,91	0,152	8,6	7,7
196,23	0,596	126,07	0,032	64,2	5,4
206,42	0,853	123,98	0,048	60,1	5,7
270,54	1,041	122,13	0,056	45,1	5,4
2418,63	2,342	131,56	0,130	5,4	5,5
2179,41	2,553	126,00	0,137	5,8	5,4

Pode-se observar que o erro médio associado ao número de Rayleigh é de 20 %, do número de Sherwood de 5,6 %, e do número de Boussinesq 20%.

## APÊNDICE D- DADOS EXPERIMENTAIS

Tabela D1- Dados de entrada para evaporação sobre o transdutor liso.

tempo (s)	m (g)	q <sub>m</sub> (mV)	Dif T (°C)	Ti (°C)	p <sub>total</sub> (Pa)	UR (%)	f <sub>c</sub> (g)
1854	0,694	1,17	13,98	41,82	101288	0,65	0,06
1890	0,213	0,27	2,51	30,04	101288	0,65	0,06
1756	0,288	0,49	5,68	33,41	101288	0,62	0,06
1800	0,317	0,51	5,85	33,79	101288	0,65	0,06
1800	0,960	1,74	17,32	45,68	101288	0,65	0,06
1806	0,587	0,96	10,67	38,8	101288	0,65	0,06
1802	0,210	0,25	0,94	28,5	101331	0,55	0,06
1800	0,386	0,6	5,92	33,68	101331	0,55	0,06
1807	0,614	1,13	10,91	38,86	101331	0,55	0,06
1824	0,715	1,16	11,81	39,98	101331	0,55	0,06
1803	0,475	0,84	10,86	38,59	101035	0,65	0,06
1877	0,874	1,4	16,67	44,82	101035	0,7	0,06
1792	1,220	2,27	20,9	49,19	101035	0,65	0,06
1800	0,165	0,16	0,39	28,94	101035	0,55	0,06
1892	0,169	0,17	0,22	28,55	101035	0,55	0,06
1770	0,193	0,24	1,63	29,47	101035	0,55	0,06
1803	0,475	0,84	10,86	38,59	100960	0,58	0,06
1738	0,212	0,34	3,99	33,06	100960	0,68	0,06
1812	0,346	0,51	6,29	35,74	100960	0,65	0,06
1846	0,493	0,74	8,99	38,47	100960	0,65	0,06
1741	0,609	0,97	9,65	40,54	100960	0,62	0,06
1883	0,526	0,83	10,33	38,94	100803	0,62	0,06
1809	0,474	0,64	8,41	37,06	100803	0,54	0,06
1778	0,283	0,32	3,15	31,61	100803	0,54	0,06
1854	1,119	1,56	17,53	46,29	100796	0,57	0,06
1820	1,302	1,86	20,11	48,99	100796	0,57	0,06
1801	1,561	2,29	22,18	52,13	100796	0,57	0,06
1800	1,842	2,96	24,03	54,63	100796	0,54	0,06
1800	1,410	2,12	19,78	49,22	100787	0,64	0,06
1806	1,151	1,57	16,02	45,15	100787	0,47	0,051
1876	0,120	0,09	0,52	28,77	100825	0,61	0,051
1820	0,148	0,11	0,61	28,87	100825	0,61	0,051
1934	0,187	0,14	1,18	29,45	100825	0,61	0,051
1806	1,694	1,96	20,56	49,54	100705	0,61	0,051
1820	1,629	1,7	18,47	47,68	100705	0,62	0,051

Tabela D2– Propriedades do ar úmido sobre o transdutor liso.

$c_p$ (J/kg K)	$k$ (W/m K)	$p_{sat}(T_i)$ (Pa)	$p_{sat}(T_a)$ (Pa)	$\rho_{sat}(T_i)$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_{sat}(T_a)$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)
1006,83	0,02654	8067,05	3747,26	0,0557	0,027	1,68E-05
1006,59	0,02611	4219,49	3680,01	0,0302	0,0266	1,61E-05
1006,65	0,02624	5108,52	3723,28	0,0362	0,0269	1,63E-05
1006,67	0,02626	5218,29	3769,18	0,0369	0,0272	0,000016
1006,92	0,0267	9858,21	3862,46	0,0673	0,0278	1,70E-05
1006,77	0,02645	6868,56	3811,13	0,0478	0,0274	1,66E-05
1006,56	0,02605	3860,22	3686,48	0,0278	0,0266	1,60E-05
1006,66	0,02625	5186,3	3729,8	0,0367	0,0269	0,00002
1006,77	0,02644	6890,78	3771,38	0,048	0,0272	1,66E-05
1006,8	0,02649	7317,13	3820,02	0,0508	0,0275	1,66E-05
1006,76	0,02642	6791,27	3723,28	0,0473	0,0269	1,66E-05
1006,9	0,02666	9432,02	3815,57	0,0645	0,0275	1,70E-05
1007	0,02683	11773,9	3846,78	0,0795	0,0277	1,73E-05
1006,58	0,0261	3960,04	3905,32	0,0285	0,0281	0,000016
1006,57	0,02608	3871,45	3855,73	0,0279	0,0278	1,61E-05
1006,58	0,0261	4083,26	3747,26	0,0293	0,027	1,61E-05
1006,76	0,02642	6791,27	3723,28	0,0473	0,0269	1,66E-05
1006,67	0,02627	5009,19	4024,73	0,0355	0,0289	1,64E-05
1006,73	0,02638	5814,35	4113,99	0,0408	0,0295	1,65E-05
1006,79	0,02648	6747,45	4121,11	0,047	0,0295	1,67E-05
1006,87	0,02661	7538,71	4468,05	0,0522	0,0319	1,69E-05
1006,78	0,02647	6920,5	3918,94	0,0482	0,0282	1,67E-05
1006,75	0,0264	6250,53	3928,04	0,0437	0,0282	1,66E-05
1006,63	0,0262	4615,34	3884,97	0,0329	0,0279	1,63E-05
1006,95	0,02674	10170,45	3953,16	0,0693	0,0284	1,72E-05
1007,01	0,02684	11656,75	3980,73	0,0787	0,0286	1,73E-05
1007,11	0,02699	13616,23	4234,05	0,0911	0,0303	1,76E-05
1007,19	0,0271	15371,87	4394,69	0,1019	0,0314	1,78E-05
1007,03	0,02687	11791,56	4111,62	0,0796	0,0295	1,74E-05
1006,93	0,02671	9593,64	4038,71	0,0656	0,029	1,71E-05
1006,57	0,02609	3921,21	3837,84	0,0282	0,0276	1,61E-05
1006,58	0,02609	3944,01	3840,07	0,0283	0,0276	1,61E-05
1006,59	0,02611	4078,55	3842,3	0,0293	0,0277	1,61E-05
1007,03	0,02686	11981,35	4003,84	0,0808	0,0287	1,74E-05
1006,99	0,0268	10913,87	4057,42	0,074	0,0291	1,73E-05

Tabela D2- Continuação.

$\alpha$ (m <sup>2</sup> /s)	$h_{fg}$ (J/kg)	Le	$\rho_{mist}$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_a$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\bar{w}$	$\rho_i$ (kg/m <sup>3</sup> )
2,35E-05	2404673	0,853102	1,124	1,1617	0,0325749	0,017561
2,25E-05	2433811	0,849018	1,15479	1,1631	0,0205522	0,017265
2,27E-05	2425439	0,849674	1,14629	1,1627	0,0230328	0,01665
2,28E-05	2424497	0,849978	1,14464	1,1612	0,023826	0,017657
2,38E-05	2395201	0,855321	1,11222	1,1593	0,0383622	0,018067
2,32E-05	2412110	0,851746	1,13141	1,1604	0,0290156	0,017842
2,23E-05	2437646	0,848121	1,15976	1,165	0,0182854	0,014633
2,27E-05	2424770	0,849323	1,14662	1,1642	0,0224433	0,014794
2,32E-05	2411962	0,851129	1,13296	1,1633	0,0277638	0,014949
2,33E-05	2409201	0,851621	1,12954	1,1624	0,0291679	0,01513
2,32E-05	2412628	0,851666	1,12995	1,1592	0,0286569	0,017455
2,38E-05	2397308	0,855143	1,11182	1,1565	0,0376667	0,019235
2,42E-05	2386621	0,857792	1,09943	1,1567	0,0443359	0,017998
2,25E-05	2436550	0,848259	1,15311	1,1573	0,0190361	0,015447
2,24E-05	2437522	0,848179	1,15453	1,1582	0,0186739	0,015263
2,25E-05	2435230	0,848341	1,15338	1,1604	0,0191369	0,014859
2,32E-05	2412628	0,851246	1,12967	1,1595	0,0278321	0,015575
2,29E-05	2426308	0,850094	1,13993	1,1519	0,0241848	0,019646
2,31E-05	2419668	0,850755	1,13266	1,1507	0,026495	0,01917
2,34E-05	2412924	0,851779	1,1256	1,1505	0,0294149	0,019201
2,37E-05	2407822	0,852622	1,1174	1,1448	0,0322067	0,01976
2,34E-05	2411764	0,851724	1,12475	1,1531	0,0291741	0,01747
2,32E-05	2416405	0,850464	1,13021	1,1543	0,0260957	0,015249
2,27E-05	2429907	0,848796	1,14425	1,1552	0,020953	0,015092
2,4E-05	2393708	0,855316	1,10482	1,1532	0,0386785	0,016193
2,43E-05	2387109	0,857217	1,09679	1,1527	0,0433293	0,016299
2,47E-05	2379457	0,859877	1,08521	1,148	0,0499148	0,017271
0,000025	2373383	0,86206	1,07642	1,1457	0,05522	0,016945
2,44E-05	2386548	0,857933	1,09423	1,1489	0,0449935	0,018865
2,39E-05	2396500	0,853946	1,10803	1,1533	0,0357336	0,013623
2,25E-05	2436973	0,848609	1,15124	1,1552	0,0195642	0,016854
2,25E-05	2436724	0,848628	1,15098	1,1551	0,0196395	0,016863
2,26E-05	2435280	0,848743	1,14957	1,1551	0,0200623	0,016872
2,44E-05	2385767	0,85794	1,0936	1,1505	0,0449611	0,017537
2,42E-05	2390308	0,856657	1,09845	1,1493	0,0419115	0,018049

Tabela D3- Números adimensionais para evaporação sobre o transdutor liso.

$Ra_m$	Sh	Sc	$Bo_T$	$Bo_m$	Gr	$Nu_{analogia}$
2756,53	1,551	0,609	2308,42	1680,03	4526,35	1,65
663,56	1,152	0,607	558,9	402,88	1092,49	1,23
1268,70	1,205	0,607	1067,35	770,57	2088,31	1,29
1282,24	1,34	0,608	1078,29	779,02	2110,02	1,43
3363,40	1,713	0,610	2808,75	2054,81	5513,41	1,82
2159,22	1,71	0,608	1811,24	1314	3549,02	1,82
434,25	1,174	0,607	366,22	263,43	715,57	1,25
1357,52	1,496	0,607	1142,51	824,15	2235,53	1,60
2265,32	1,633	0,608	1901,67	1377,61	3726,11	1,74
2429,22	1,759	0,608	2037,88	1477,99	3994,34	1,88
2183,09	1,354	0,608	1831,6	1328,52	3588,36	1,44
3200,54	1,619	0,610	2673,47	1955,03	5246,46	1,72
4001,70	1,729	0,612	3332,11	2451,79	6546,25	1,84
343,16	0,825	0,607	289,3	208,16	565,48	0,88
308,56	0,844	0,607	260,17	187,17	508,46	0,90
564,26	0,958	0,607	475,66	342,32	929,7	1,02
2222,95	1,273	0,608	1865,96	1352,11	3655,67	1,36
923,86	0,993	0,608	776,72	561,31	1520,07	1,06
1364,20	1,29	0,608	1145,68	829,22	2243,89	1,38
1851,23	1,473	0,608	1552,48	1126,37	3042,79	1,57
1999,63	1,67	0,609	1674,63	1217,4	3285,07	1,78
2101,70	1,406	0,608	1762,87	1278,84	3454,79	1,50
1808,58	1,415	0,608	1519,43	1098,98	2976,3	1,51
855,12	1,279	0,607	720,21	518,88	1408,72	1,37
3425,45	1,795	0,610	2860,31	2092,5	5616	1,91
3894,84	1,789	0,612	3244,86	2384,39	6375,45	1,90
4289,26	1,801	0,613	3561,41	2633,26	7004,52	1,91
4667,51	1,818	0,614	3864,89	2872,18	7607,12	1,93
3795,43	2,014	0,612	3158,99	2325,17	6207,92	2,14
3219,08	1,968	0,609	2692,13	1963,17	5284,8	2,10
323,33	0,596	0,607	272,48	196,23	532,55	0,64
340,13	0,853	0,607	286,63	206,42	560,22	0,91
445,75	1,041	0,607	375,56	270,54	734,13	1,11
3947,55	2,342	0,612	3285,91	2418,63	6457,13	2,49
3562,56	2,553	0,611	2969,79	2179,41	5833,6	2,72

Tabela D4- Dados de entrada referentes ao transdutor poroso.

Tempo (s)	m (g)	q <sub>m</sub> (mV)	ΔT (°C)	T <sub>i</sub> (°C)	p <sub>total</sub> (Pa)	UR (%)	f <sub>c</sub> (g)
1800	0,179	0,153	0,57	29,58	100733	0,65	0,096
1800	0,393	0,965	5,59	34,6	100733	0,65	0,096
1800	0,329	0,558	3,13	32,13	100626	0,65	0,096
1800	0,673	2,201	10,75	39,95	100626	0,63	0,096
1800	0,387	1,339	5,04	33,44	100750	0,5	0,12
1800	0,225	0,619	2,9	32,11	100943	0,62	0,088
1800	0,236	0,426	1,54	29,14	101067	0,46	0,018
1800	0,433	0,808	5,88	33,49	100901	0,46	0,018
1800	0,772	1,536	11,61	39,81	100901	0,46	0,018
1930	0,155	0,18	1,03	29,03	100901	0,5	0,018
1904	1,619	3,62	21,4	49,61	100883	0,48	0,018
1930	0,391	0,3013	7,27	35,28	101013	0,55	0,055
1930	0,666	1,6487	12,22	40,22	101013	0,57	0,055
1930	1,1	2,6683	16,86	44,87	101013	0,57	0,055
1800	0,179	0,318	1,76	29,97	100901	0,53	0,038
1800	0,164	0,332	2,22	30,22	100901	0,6	0,038
1800	0,329	0,558	4,37	32,77	100901	0,6	0,0385
1800	0,354	0,6921	6,83	35,43	100883	0,6	0,039
1800	0,645	1,0467	11,54	40,15	100883	0,59	0,039
1800	0,851	1,7293	13,95	42,55	100883	0,59	0,039
1800	0,337	0,4113	3,3	31,91	101013	0,61	0,086
2160	0,198	0,4181	2,49	30,5	101013	0,61	0,06
1800	0,254	0,5157	4,92	32,93	101013	0,62	0,06
1830	0,348	0,7043	7,12	35,12	101400	0,64	0,06
1800	0,467	1,0099	9,58	37,59	101400	0,63	0,06
1800	0,622	1,3423	10,3	35,1	101400	0,63	0,06
1860	0,712	1,4794	12,46	37,26	101400	0,47	0,06
1800	0,827	1,594	12,89	37,89	101417	0,47	0,06
1800	0,827	1,594	12,89	37,89	101417	0,47	0,06
1800	1,439	2,7959	19,66	44,46	101417	0,47	0,06
1800	0,139	0,2372	1,35	29,45	101237	0,7	0,045
1800	0,119	0,2264	1,26	26,07	101237	0,7	0,045
1800	0,125	0,2308	1,16	25,96	101176	0,7	0,045
1380	0,142	0,2305	1,31	29,51	101176	0,7	0,045
1860	0,545	1,2115	11,08	39,48	100572	0,6	0,08
1800	0,658	1,393	12,58	40,98	100572	0,6	0,08
1860	0,87	1,7569	15,28	43,88	100572	0,6	0,08
1860	0,866	1,8541	15,3	43,9	100572	0,6	0,08

Tabela D5- Números adimensionais para a evaporação sobre o transdutor poroso.

$Ra_m$	Sh	Sc	$Bo_m$	Gr	Pr
314,394	0,783	0,60723	190,87	517,65	0,715
1229,49	1,487	0,60775	747,13	2022,75	0,715
782,122	1,547	0,60745	475,01	1287,3	0,715
2167,037	1,712	0,60871	1319,28	3560,59	0,714
1223,773	1,195	0,60693	742,64	2016,03	0,715
765,124	0,876	0,60728	464,56	1259,68	0,715
602,12	1,353	0,60641	365,06	992,72	0,715
1396,235	1,728	0,60681	847,14	2300,67	0,715
2432,675	1,935	0,60789	1479,09	4002,61	0,714
487,01	0,872	0,60655	295,34	802,75	0,715
4184,034	2,027	0,61142	2561,25	6851,28	0,713
1597,577	1,249	0,60741	970,32	2629,98	0,715
2476,493	1,536	0,60848	1507,26	4070,94	0,714
3311,872	1,863	0,60987	2021,17	5434,12	0,714
604,586	0,926	0,60673	366,75	996,26	0,715
641,975	0,905	0,60707	389,65	1057,29	0,715
1039,74	1,597	0,60729	631,32	1711,82	0,715
1487,256	1,336	0,60764	903,65	2447,38	0,715
2340,535	1,688	0,60855	1424,61	3846,84	0,714
2772,567	1,876	0,60921	1689,74	4552,92	0,714
841,076	1,56	0,60723	510,63	1384,85	0,715
686,573	0,816	0,60713	416,75	1130,64	0,715
1126,237	1,062	0,6074	683,98	1853,91	0,715
1523,585	1,277	0,60775	925,89	2506,76	0,715
1977,592	1,442	0,60813	1202,7	3252,12	0,715
2101,402	2,253	0,60784	1277,43	3457,43	0,715
2579,414	1,878	0,60761	1567,63	4246,15	0,715
2658,787	2,187	0,60771	1616,19	4376,25	0,715
2658,787	2,187	0,60771	1616,19	4376,25	0,715
3883,177	2,502	0,60944	2368,8	6377,76	0,714
419,763	0,955	0,60742	254,92	690,91	0,715
379,046	0,935	0,60742	230,19	623,91	0,716
359,65	1,028	0,60742	218,42	591,98	0,716
412,739	1,285	0,60743	250,66	679,34	0,715
2239,028	1,324	0,60847	1362,61	3680,33	0,714
2506,59	1,507	0,60885	1526,56	4118,06	0,714
2989,685	1,605	0,60971	1823,8	4906	0,714
2993,262	1,594	0,60972	1826,01	4911,82	0,714

Tabela D6- Dados obtidos dos experimentos com evaporação sobre o transdutor poroso.

$h_r$ (W/m <sup>2</sup> °C)	$h_c$ (W/m <sup>2</sup> °C)	Nu	$q_{conv}$ (W/m <sup>2</sup> )	$q_{rad}$ (W/m <sup>2</sup> )	$q_{evap}$ (W/m <sup>2</sup> )	$q_t$ (W/m <sup>2</sup> )
5,663	1,749	0,8364	1	3,24	44,91	49,15
5,805	3,341	1,5866	18,67	32,43	159,88	210,99
5,735	3,465	1,651	10,85	17,95	125,75	154,54
5,966	3,873	1,8249	41,63	64,13	308,92	414,68
5,755	2,68	1,2758	13,52	29,02	143,9	186,44
5,74	1,964	0,9353	5,69	16,62	73,94	96,25
5,611	3,016	1,4458	4,65	8,65	118,01	131,32
5,734	3,874	1,8456	22,8	33,75	223,66	280,2
5,934	4,373	2,0641	50,79	68,91	403,74	523,44
5,619	1,944	0,9316	2,01	5,81	69,18	77
6,228	4,629	2,1561	99,07	133,28	802,38	1034,73
5,797	2,807	1,3335	20,41	42,14	168,58	231,13
5,94	3,471	1,6377	42,41	72,57	305,01	419,99
6,078	4,232	1,9844	71,37	102,49	519,18	693,04
5,651	2,068	0,9893	3,64	9,95	76,26	89,85
5,652	2,021	0,9667	4,49	12,55	68,13	85,17
5,736	3,578	1,7045	15,63	25,07	156,68	197,38
5,818	3,004	1,4257	20,52	39,73	169,43	229,68
5,955	3,817	1,7999	44,05	68,72	324,38	437,16
6,026	4,254	1,9993	59,35	84,06	433,59	576,99
5,717	3,493	1,6657	11,53	18,87	135,49	165,89
5,661	1,821	0,8708	4,53	14,09	62,17	80,8
5,729	2,379	1,1336	11,7	28,19	104,61	144,51
5,792	2,869	1,3631	20,43	41,24	152,42	214,08
5,863	3,249	1,5385	31,13	56,17	218,43	305,73
5,701	5,038	2,4047	51,9	58,72	302,39	413,01
5,763	4,213	2,0047	52,49	71,81	338,75	463,05
5,787	4,911	2,3344	63,31	74,59	411,51	549,42
5,787	4,911	2,3344	63,31	74,59	411,51	549,42
5,974	5,659	2,6666	111,26	117,45	734,91	963,62
5,634	2,129	1,0195	2,87	7,61	50,87	61,35
5,449	2,066	0,9985	2,6	6,87	40,19	49,65
5,446	2,271	1,0978	2,63	6,32	43,45	52,4
5,638	2,866	1,3718	3,75	7,39	68,47	79,61
5,93	2,99	1,4116	33,13	65,7	241,04	339,88
5,974	3,41	1,6066	42,9	75,15	309,13	427,19
6,066	3,644	1,7096	55,68	92,68	407,68	556,04
6,066	3,621	1,6985	55,4	92,81	405,6	553,81

Tabela D7- Dados do escoamento sobre a superfície vertical aquecida.

Ra	Nu <sub>lit</sub>	h <sub>lit</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	h <sub>c</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	Nu <sub>exp</sub>
189123,2	14,65	7,68	7,23	13,78
212226,9	15,06	7,92	7,57	14,40
231608,8	15,38	8,1	7,46	14,16
265061	15,88	8,4	7,60	14,36
297232,4	16,32	8,67	7,95	14,96
323271,8	16,66	8,88	7,89	14,79
356542,9	17,05	9,13	8,30	15,51
386703,3	17,39	9,34	8,56	15,93
417274,8	17,71	9,55	8,52	15,79
452062,3	18,05	9,78	8,87	16,37
491740,3	18,42	10,03	8,84	16,24
528544,7	18,75	10,25	9,04	16,53
564854,1	19,05	10,46	9,34	17,00
617306,9	19,46	10,76	9,66	17,49
649824,3	19,7	10,93	9,79	17,65
695737,7	20,03	11,17	10,00	17,94
731568,6	20,27	11,34	10,45	18,68
782993,4	20,61	11,59	10,66	18,95
792111,2	20,67	11,63	10,79	19,17
65857,21	11,41	5,9	7,10	13,74
85664,55	12,14	6,29	6,72	12,97
115091,9	13,02	6,77	6,42	12,35
127854,7	13,35	6,95	7,21	13,85
157966,5	14,04	7,33	7,26	13,91

Tabela D8- Dados da convecção natural sobre uma superfície de alumínio.

Ra	Nu <sub>lit</sub>	h <sub>lit</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	h <sub>c</sub> (W/m <sup>2</sup> °C)	Nu <sub>exp</sub>
3863,52	4,26	9,02	6,46	3,05
4452,63	4,41	9,38	8,08	3,80
5056,65	4,55	9,73	7,41	3,47
5721,48	4,7	10,08	8,01	3,73
6521,83	4,85	10,48	7,96	3,69
7241,16	4,98	10,81	8,30	3,83
7872,4	5,09	11,08	8,64	3,96
8515,34	5,19	11,35	8,36	3,82
9669,17	5,35	11,8	8,89	4,03
10866,18	5,51	12,24	9,60	4,32
11782,94	5,63	12,55	9,91	4,44

Tabela D9- Dados da convecção natural sobre a superfície negra.

$Ra_m$	$Nu_{lit}$	$h_{lit}$ ( $W/m^2\text{ }^\circ C$ )	$h_c$ ( $W/m^2\text{ }^\circ C$ )	$Nu_{exp}$	$\Delta T$ ( $^\circ C$ )	$h_r$ ( $W/m^2\text{ }^\circ C$ )
2377,46	3,77	7,91	6,34	3,02	11,85	6,05
2663,21	3,88	8,16	7,30	3,47	13,35	6,1
3098,02	4,03	8,5	5,94	2,82	15,66	6,17
3569,74	4,17	8,84	7,60	3,59	18,2	6,25
3860,33	4,26	9,03	6,89	3,25	19,78	6,3
4561,55	4,44	9,47	7,80	3,66	23,63	6,42
5148,76	4,57	9,8	6,31	2,94	26,88	6,52
5767,43	4,71	10,13	7,75	3,60	30,31	6,63
6150,92	4,78	10,32	7,22	3,35	32,43	6,7
6985,53	4,94	10,72	7,63	3,51	37	6,86
7537,39	5,03	10,97	7,11	3,26	39,97	6,96
8286,38	5,15	11,29	8,00	3,65	43,91	7,09
8650,25	5,21	11,44	8,61	3,92	45,78	7,16

Tabela D10- Dados da evaporação em voluntários.

teste	$m_{\text{evap}}$ (kg)	fluxo de calor medido (mV)	fluxo calor medido (W/m <sup>2</sup> )	fluxo estimado pela $m_{\text{evap}}$ (W/m <sup>2</sup> )	$m_{\text{estimada}}$ (kg)	$A_D$ (m <sup>2</sup> )	Voluntário
1	0,159	0,4553	141,33	85,8	0,236	2,01	A
2	0,136	0,4813	149,40	73,4	0,250	2,01	A
3	0,216	0,6233	193,47	116,5	0,332	2,01	A
4	0,2	0,4678	145,21	107,9	0,243	2,01	A
5	0,175	0,3695	114,69	92,7	0,190	2,05	B
6	0,221	0,319	99,02	117,1	0,160	2,05	B
7	0,15	0,5915	183,60	78,8	0,322	2,06	C
8	0,22	0,541	167,93	118,7	0,285	2,01	A
9	0,168	0,429	133,16	89,0	0,224	2,05	B
10	0,22	0,6568	203,87	133,2	0,313	1,79	D
11	0,28	0,6438	199,84	148,4	0,350	2,05	B
12	0,2	0,625	194,00	106,0	0,339	2,05	B
13	0,1	0,5485	170,25	60,5	0,258	1,79	D
14	0,16	0,6848	212,56	105,7	0,300	1,64	E
15	0,12	0,6268	194,56	79,2	0,273	1,64	E
16	0,14	0,61	189,34	92,4	0,265	1,64	E
17	0,18	0,6753	209,61	109,0	0,323	1,79	D
18	0,332	0,224	69,53	160,9	0,114	2,24	F
19	0,2	0,88	273,15	133,1	0,389	1,63	G
20	0,16	0,233	72,32	106,5	0,087	1,63	G
21	0,18	0,18	55,87	119,8	0,063	1,63	G
22	0,18	0,853	264,77	92,8	0,486	2,10	H
23	0,14	0,726	225,35	72,2	0,409	2,10	H

Tabela D11- Características individuais dos voluntários.

Voluntário	Idade	Altura (m)	Massa (kg)	Cor da pele	Sexo	Temperamento
A	22	1,76	87	branca	masculino	neutro
B	20	1,78	87	branca	masculino	agitado
C	17	1,80	87	branca	masculino	agitado
D	20	1,80	62	branca	masculino	agitado
E	19	1,65	59	branca	masculino	calmo
F	17	1,92	96	branca	masculino	neutro
G	23	1,70	55	branca	feminino	neutro
H	21	1,90	83	negra	masculino	neutro