

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM CONSTRUÇÃO CIVIL**

**REFRIGERAÇÃO EVAPORATIVA POR ASPERSÃO EM TELHAS DE
FIBROCIMENTO: ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL.**

Victor Figueiredo Roriz

**SÃO CARLOS
2007**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM CONSTRUÇÃO CIVIL**

**REFRIGERAÇÃO EVAPORATIVA POR ASPERSÃO EM TELHAS DE
FIBROCIMENTO: ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL.**

Victor Figueiredo Roriz

**Dissertação apresentada ao Programa
de Pós-Graduação em Construção
Civil da Universidade Federal de São
Carlos, como parte dos requisitos para
obtenção do Título de Mestre em
Construção Civil.**

Área de Concentração: Sistemas
Construtivos de Edificações

Orientador: Prof. Dr. Maurício Roriz

**SÃO CARLOS
2007**

**Ficha catalográfica elaborada pelo DePT da
Biblioteca Comunitária da UFSCar**

R787re

Roriz, Victor Figueiredo.

Refrigeração evaporativa por aspersão em telhas de fibrocimento : estudo teórico e experimental / Victor Figueiredo Roriz. -- São Carlos : UFSCar, 2008.
171 f.

Dissertação (Mestrado) -- Universidade Federal de São Carlos, 2007.

1. Conforto térmico. 2. Refrigeração evaporativa. 3. Arquitetura bioclimática. I. Título.

CDD: 690 (20^a)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS

Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia

Departamento de Engenharia Civil

Programa de Pós-Graduação em Construção Civil

Via Washington Luís, Km 235 - CEP: 13.565-905 - São Carlos/SP/Brasil

Fone(16) 3351-8262- Ramal: 232 - Fax (16) 3351-8259

Site: www.ppgciv.ufscar.br

Email: ppgciv@power.ufscar.br

"REFRIGERAÇÃO EVAPORATIVA POR ASPERSÃO EM TELHAS DE FIBROCIMENTO – ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL"

VICTOR FIGUEIREDO RORIZ

Dissertação de Mestrado defendida e aprovada em 22 de agosto de 2007

Banca Examinadora constituída pelos membros:



Prof. Dr. Almir Sales

**Departamento de Engenharia Civil/PPGCIV/UFSCar
Examinador Interno**



Prof. Dr. Joaquim Cesar Pizzutti dos Santos

**Departamento de Estruturas e Construção Civil/PPGEC/UFSCar
Examinador Externo**



Profª Drª Lucila Chebel Labaki

**Departamento de Arquitetura e Construção Civil/PPGEC/UNICAMP
Examinadora Externa**

SUMÁRIO

1. RESUMO	1
2. ABSTRACT	2
3. INTRODUÇÃO.....	3
3.1. Justificativa.....	3
3.2. Objetivos.....	5
4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
4.1. Propriedades Termodinâmicas da Mistura de Gases.....	6
4.2. Mistura de Gases Ideais.....	8
4.3. Definições.....	10
4.4. Saturação Adiabática.....	14
4.5. Refrigeração Evaporativa.....	17
4.6. Exemplos de Aplicação da Refrigeração Evaporativa na Arquitetura.....	18
4.7. Classificação dos Sistemas de Refrigeração Evaporativa.....	20
4.7.1. Refrigeração Evaporativa Direta.....	21
4.7.2. Refrigeração Evaporativa Indireta.....	24
5. POTENCIAL DO SISTEMA EVAPORATIVO EM SÃO CARLOS.....	29
5.1. Taxas Típicas de Evaporação em São Carlos.....	32
6. MATERIAIS E MÉTODO.....	34
6.1. Modelo Teórico.....	34
6.1.1. Modelo Físico Proposto.....	34
6.1.2. Ganho de Calor Solar.....	36
6.1.2.1. Ajuste da Absortância para o Espectro Solar Padrão.....	37
6.1.2.2. Ajuste da Absortância para Superfícies Onduladas.....	39

6.1.2.3. Irradiância Sobre Superfície Ondulada.....	47
6.1.2.4. Cálculo do Ganho Solar.....	56
6.1.3. Fluxo de Calor por Convecção do Ar na Superfície Superior da Telha	58
6.1.4. Fluxo de Calor em Ondas Longas na Superfície Superior da Telha	66
6.1.5. Fluxo de Calor por Evaporação ou Condensação.....	67
6.1.6. Fluxo de Calor por Convecção da Água na Superfície Superior da Telha.....	71
6.1.7. Fluxo de Calor por Condução Através da Telha	72
6.2. Fluxo de Calor Entre a Telha e o Ático	73
6.3. O Experimento.....	74
6.4. Tratamento dos Dados Medidos	77
6.4.1. Ajuste do Horário Local com o Horário Solar	77
6.4.2. Ajuste Referente aos Intervalos de Medição	77
7. RESULTADOS E DISCUSSÃO	78
7.1. O Experimento Piloto	78
7.2. O Experimento Efetivo.....	84
7.3. Avaliação do Modelo Teórico	88
7.3.1. Os Fluxos Noturnos.....	89
7.3.2. Comportamento da Telha Seca.....	95
7.3.3. A Telha Sob Aspersão	98
8. CONCLUSÕES.....	111
9. SUGESTÕES PARA PESQUISAS FUTURAS	114
10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	115
11. GLOSSÁRIO.....	119
APÊNDICE A: Dedução da Equação 6.38.....	125
APÊNDICE B: Cálculo da Irradiância Solar Extraterrestre Instantânea.....	127

APÊNDICE C: Acréscimo de Irradiância Devido à Forma da Cobertura	131
APÊNDICE D: Cálculo dos Fluxos de Calor.....	133
APÊNDICE E: Dedução da equação 6.33.....	141
APÊNDICE F: Calibração de Sensores de Temperaturas.....	142
APÊNDICE G: Volume de Água que Atinge a Telha por Unidade de Tempo.....	144
APÊNDICE H: Análise Estatística dos Comportamentos das Telhas.....	145
APÊNDICE I: Histórico do Desenvolvimento do Experimento	148
APÊNDICE J: Dados Registrados nos Experimentos e Estações Climatológicas...	159

Relação de Figuras:

Figura 1: Modelo de Dalton.	9
Figura 2: Saturador Adiabático.	15
Figura 3: Jardins de Tívoli.....	19
Figura 4: Fontana di Trevi.....	19
Figura 5: Jardins de La Alambra	19
Figura 6: Jardins de Los Naranjos	20
Figura 7: Refrigerador Evaporativo Direto Simples.....	21
Figura 8: Torre de Cunningham e Thompson.	22
Figura 9: Ducha Evaporativa.....	23
Figura 10: Aspersão de Água na Cobertura.....	25
Figura 11: Ventos Predominantes	30
Figura 12: Carta Bioclimática.....	31
Figura 13: Tanque Classe A	32
Figura 14: Evaporímetro de Piche.....	33
Figura 15: Modelo Físico Proposto	35
Figura 16: Superfície de Controle da telha.....	36
Figura 17: Espectro Solar Padrão	38
Figura 18: Inter-reflexão.....	40
Figura 19: Ângulo de Visão do Céu (AVC) e Ângulo de Inter-reflexão (AIR).....	40
Figura 20: Variação do AVC de um Ponto com o Ângulo de Corte.....	40
Figura 21: Corte da Telha Simplificada Estudada.....	41
Figura 22: AVC (°) , Ângulo de corte (°), Ordenada (X, cm).....	41

Figura 23: Curvas de AVC para Diversos Planos de Corte.....	42
Figura 24: Superfície de Ângulos de Visão de Céu para Telha Hipotética.....	42
Figura 25: Relações entre Parcelas Absorvidas e o Número de Inter-reflexões.	45
Figura 26: Relações Entre Absortâncias Corrigidas e Superficiais.....	46
Figura 27: Absortâncias Corrigidas e Superficiais para Diversos Fatores de Forma.....	46
Figura 28: Radiação Direta Incidente Sobre Superfície Plana.	47
Figura 29: Ângulo de Incidência	47
Figura 30: Radiação Incidente Sobre Superfície Qualquer.	48
Figura 31: Radiação Incidente Sobre Superfície Composta.....	49
Figura 32: Radiação Incidente Sobre Superfície Composta (Corte).	49
Figura 33: Relações Geométricas da Radiação Incidente em Superfície Composta.....	49
Figura 34: Diversas Superfícies com Mesma Radiação Incidente.	50
Figura 35: Acréscimo de Radiação Incidente Sobre Superfície.....	50
Figura 36: Radiação Incidente Sobre Superfície Composta por Diversos Planos.....	50
Figura 37: Ângulos Característicos em Superfície Composta por Diversos Planos.	51
Figura 38: Acréscimo na Irradiância - Exemplo 1	51
Figura 39: Acréscimo na Irradiância - Exemplo 2	52
Figura 40: R^+/R em Função do Ângulo de Incidência.....	53
Figura 41: Ângulo de Máximo Incidência para que a Irradiância Seja Igual à do Plano.....	53
Figura 42: Variação do Ângulo de Incidência Crítico para Diferentes Planos.	54
Figura 43: Energia Difusa Incidente Sobre um Ponto Qualquer da Telha	55
Figura 44: Fator de Correção da Área Para Telha Teórica.....	55
Figura 45: Viscosidade do Ar úmido em Função da Temperatura e da Fração Molar de Água	60

Figura 46: Condutividade do Ar Úmido em Função da Temperatura e da Fração Molar de Água	65
Figura 47: Número de Rayleigh	66
Figura 48: Transição Laminar-Turbulento	66
Figura 49: O número de Biot.....	72
Figura 50: Superfície de Controle.	74
Figura 51: Célula Teste.	75
Figura 52: HOBO e Proteção Contra Radiação.....	76
Figura 53: Anemômetro e Suporte Rotativo.....	76
Figura 54: Temperaturas Observadas em 14/02/07	79
Figura 55: Temperaturas e Umidades em 14/02/07.....	79
Figura 56: Temperaturas e Velocidades do Vento em 14/02/07	79
Figura 57: Temperaturas e Irradiâncias em 14/02/07	80
Figura 58: Volumes de Água Aspergidos e Temperaturas em 14/02/07.....	80
Figura 59: Volumes de Água Aspergidos e Irradiâncias em 14/02/07	80
Figura 60: Volume de Água Coletada em 14/02/07 e Diferença entre Temperaturas da Água Aspergida e da Coletada.....	81
Figura 61: Temperaturas Estimada, Medida e Erro com $FatIn = 1$ em 14/02/07	81
Figura 62: Temperaturas Estimada, Medida e Erro com $FatIn = 0,5$ em 14/02/07	82
Figura 63: Temperaturas Estimada, Medida e Erro com $FatIn = 0,3$ em 14/02/07	82
Figura 64: Temperaturas Estimada, Medida e Erro com $FatIn = 0,2$ em 14/02/07	82
Figura 65: Temperaturas Estimada Corrigida, Medida e Erro com $FatIn = 0,3$	83
Figura 66: Fluxos Calculados de Calor com $FatIn = 0,3$ em 14/02/07.....	83
Figura 67: Temperaturas Medidas e Estimadas Corrigidas do Experimento Piloto.....	84
Figura 68: Conjunto Típico de Dados Obtidos.....	85

Figura 69: Conjunto Típico de Dados Obtidos (Detalhe).....	85
Figura 70: Conjunto Típico de Dados Obtidos (2º Detalhe)	86
Figura 71: Conjunto Típico de Dados Considerados (Temperaturas Superficiais).....	86
Figura 72: Conjunto Típico de Dados Considerados (Aspersão x Temperaturas).....	87
Figura 73: Conjunto Típico de Dados Considerados (Radiação x Temperatura).....	87
Figura 74: Conjunto Típico de Dados Considerados (Umidade x Temperaturas)	88
Figura 75: Conjunto Típico de Dados Considerados (Velocidade do Vento x Temperatura da Superfície)	88
Figura 76: Fluxos Noturnos x Temperatura da Superfície (TseUmi).....	89
Figura 77: Temperatura do Ar e das Superfícies Interna e Externa	90
Figura 78: Diferença entre TBS e TseUmi x Temperatura da Superfície (TseUmi).....	91
Figura 79: Fluxo de Calor por Condensação (Qcondensa) x Umidade Relativa (UR)	91
Figura 80: Fluxos Noturnos x Temperatura da Superfície (Condutância = 116 W/m ² .K).....	92
Figura 81: Fluxos Noturnos x Temperatura da Superfície (Condutância = 58 W/m ² .K).....	93
Figura 82: Diferença entre as Temperaturas Superficiais x Temperatura Superficial Externa.	93
Figura 83: Fluxo por Infravermelho x Temperatura da Superfície (TseUmi).....	94
Figura 84: Fluxos Noturnos x Soma dos fluxos	94
Figura 85: Soma dos Fluxos Noturnos x Temperatura da Superfície (TseUmi).....	95
Figura 86: Fluxos para a Telha Seca x Temperatura da Superfície (TseSec).....	95
Figura 87: Soma dos Fluxos para Telha Seca x Temperatura da Superfície (TseSec).....	96
Figura 88: Fluxos para a Telha Seca x Soma dos Fluxos.....	96
Figura 89: Soma dos Fluxos para a Telha Seca x Erro Estimado	97
Figura 90: Relação entre as Temperaturas Medida (TseUmi) e Estimada (Tsup) com Condutância de 58 (W/m ² .K)	98

Figura 91: Relação entre os Fluxos de Calor e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (TseUmi) e Estimadas (Tsup) com Condutância de 58 (W/m ² .K).....	98
Figura 92: Relação entre o Fluxo Solar (Qsol) e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (TseUmi) e Estimadas (Tsup) com Condutância de 58 (W/m ² .K).....	99
Figura 93: Relação entre o Fluxo por Convecção (Qconv) e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (TseUmi) e Estimadas (Tsup) com Condutância de 58 (W/m ² .K).....	100
Figura 94: Relação entre o Fluxo por Infravermelho (Qiv) e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (TseUmi) e Estimadas (Tsup) com Condutância de 58 (W/m ² .K).....	100
Figura 95: Relação entre o Fluxo por Condensação (Qcondensa) e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (TseUmi) e Estimadas (Tsup) com Condutância de 58 (W/m ² .K).....	101
Figura 96: Relação entre o Fluxo por Convecção de Água (QH2O) e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (TseUmi) e Estimadas (Tsup) com Condutância de 58 (W/m ² .K).....	102
Figura 97: Relação entre o Fluxo por Evaporação (Qevap) e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (TseUmi) e Estimadas (Tsup) com Condutância de 58 (W/m ² .K).....	102
Figura 98: Relação entre o Fluxo por Condução (Qcond) e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (TseUmi) e Estimadas (Tsup) com Condutância de 58 (W/m ² .K).....	103
Figura 99: Distribuição Normal das Condutâncias Estimadas.....	104
Figura 100: Relação entre as Temperaturas Medida (TseUmi) e Estimada (Tsup) com Condutância de 94,91 (W/m ² .K).....	104
Figura 101: Fluxos Noturnos x Temperatura da Superfície.....	105

Figura 102: Diferença entre a Temperatura Superficial Interna Medida (TsiUmi) e as Temperaturas Externas, Medida (TseUmi) e Estimada (Tsup) x Temperatura da Superfície.....	105
Figura 103: Fluxos de Calor x Soma dos Fluxos (Condutância = 94,91 W/m ² .K)	106
Figura 104: Relação entre as Temperaturas Medida (TseUmi) e Estimada (Tsup)	107
Figura 105: Relação entre os Fluxos de Calor e a Diferença entre as Temperaturas Estimadas (Tsup) e Medidas (TseUmi)	107
Figura 106: Relação entre o Ajuste Calculado pela Regressão Múltipla e as Temperaturas Medidas (TseUmi) Utilizados na Iteração.....	108
Figura 107: Relação entre os Fluxos de Calor e as Temperaturas Medidas (TseUmi)	108
Figura 108: Diferença entre a Temperatura Superficial Interna Medida (TsiUmi) e as Temperaturas Externas, Medida (TseUmi) e Estimada (Tsup) x Temperatura da Superfície para Período Noturno Utilizando Ajuste Estatístico.	109
Figura 109: Fluxos Obtidos para Período Diurno pela Iteração Corrigida.....	110
Figura 110: Geometria do Acréscimo de Irradiância	131
Figura 111: Calibração de Sensores	142
Figura 112: Temperaturas Médias das Telhas.....	145
Figura 113: Temperaturas Médias das Telhas Abaixo de 25 °C	146
Figura 114: Porcentagem Acumulada de Tempo Sob Aspensão (Asper) Versus a Diferença Instantânea entre as Temperaturas Médias das Telhas ($\Delta T_{Sec-Umi}$).....	146
Figura 115: Volume de Água Evaporado (Vevap) Versus a Diferença entre as Temperaturas Médias das Telhas ($\Delta T_{Sec-Umi}$)	147
Figura 116: Primeiro Experimento Piloto	148
Figura 117: Primeiro Sistema de Registro de Volume de Água Aspergida	149
Figura 118: Trimpot	150

Figura 119: Montagem do Trimpot	150
Figura 120: Montagem do Suporte 1	150
Figura 121: Montagem do Suporte 2	150
Figura 122: Potenciômetro Multi-voltas	151
Figura 123: Nova Montagem.....	151
Figura 124: Montagem 6	152
Figura 125: Montagem 7	152
Figura 126: Bombas	152
Figura 127: Aspersor	152
Figura 128: Escotilha.....	153
Figura 129: Células de Teste	153
Figuras 130: Isolamento Térmico das Células-Teste	154
Figuras 131: Instalação dos Sensores de Temperaturas Superficiais	154
Figura 132: Hobo.....	154
Figura 133: Calibração dos Sensores	155
Figura 134: Telha Usada	155
Figura 135: Telha Lixada	156
Figura 136: Telha Pintada	156
Figura 137: Suporte para Células de Teste.....	157
Figura 138: Termo - Anemômetro TAVR-650 - INSTRUTHERM.....	157

Relação de Tabelas:

Tabela 1: Componentes do Ar Seco Padrão	6
Tabela 2: Comparação de Estratégias Passivas de Refrigeração em Coberturas.	28
Tabela 3: Comparação de Temperaturas Superficiais de Telha de Barro Com e Sem Gotejamento de Água	28
Tabela 5: Ventos Predominantes	30
Tabela 6: Distribuição da Energia Incidente	44
Tabela 7: Dados Estatísticos dos Fluxos Obtidos pela Iteração Corrigida (W/m^2).....	109
Tabela 8: Dados Esta. dos Fluxos Obtidos pela Iteração Cor. para Período Diurno	109
Tabela 9: Calibração de Sensores.....	142
Tabela 10: Calibração de Sensores (TBS).....	143
Tabela 11: Medidas de Aspersão.....	144

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos aqueles que direta ou indiretamente auxiliaram a produção deste trabalho. Família, amigos e professores por sua dedicação e paciência.

Agradeço à CAPES, Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, do Ministério da Educação, pela bolsa de mestrado concedida.

Aos professores, funcionários e colegas do Programa de Pós-Graduação em Construção Civil (PPGCiv) da UFSCar, especialmente a Solange A. Z. Damha e Kelen Almeida Dornelles.

À Teresa Lopes, da biblioteca comunitária da UFSCar, pelo apoio na adequação das Referências Bibliográficas deste texto em relação às Normas técnicas brasileiras.

Aos Professores Dr^a Lucila Chebel Labaki, Dra Rosana Caram, Dr. Almir Sales, Dr. Joaquim C. Pizzutti dos Santos e Dr. Simar Vieira de Amorim, por gentilmente aceitarem participar da banca de avaliação desta dissertação trazendo importantes contribuições para a mesma.

Agradeço ao Centro de Recursos Hídricos e Ecologia Aplicada (CRHEA) da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC-USP), através do professor Dr. Francisco A. S. Vecchia, pelo conjunto de equipamentos gentilmente disponibilizados e pelo empenho em apoiar esta pesquisa.

Agradeço à Professora Dra Rosana Caram, pelo fornecimento dos dados climáticos, registrados na estação climatológica do Departamento de Arquitetura da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC-USP).

Agradeço aos professores Renê Ayres de Carvalho e Gabriel Roriz pela ajuda no desenvolvimento de equações e conceitos físicos.

Em especial agradeço à minha esposa, por abraçar este trabalho, com todas as dificuldades impostas por ele, à minha mãe, por todo o apoio e carinho e a meu pai pela dupla orientação.

1. RESUMO

Esta pesquisa enfoca a refrigeração evaporativa por aspersão de água sobre telhas onduladas de fibrocimento, na cidade de São Carlos, SP, visando sua utilização para redução dos ganhos de calor em edificações.

Um modelo teórico foi desenvolvido, baseado em equações clássicas da mecânica dos fluidos, aplicadas em cálculos iterativos dos fluxos de calor sobre a superfície superior da telha, considerada como superfície de controle.

No desenvolvimento do trabalho, este modelo foi progressivamente ajustado a dados experimentais obtidos em uma célula de teste, exposta às condições climáticas locais, sendo monitoradas temperaturas superficiais de ambas as faces em duas telhas, uma mantida seca e outra sob aspersão intermitente de água.

Os resultados da pesquisa indicaram que, apesar de ainda ser passível de aprimoramento, o modelo teórico já apresenta aproximação bastante satisfatória com os dados medidos. Aplicando-se um ajuste estatístico ao modelo proposto de cálculo iterativo dos fluxos de calor, obteve-se um coeficiente de correlação entre temperaturas medidas e estimadas de 0,999 e um desvio padrão de 0,35 °C.

Durante os experimentos, o fluxo médio de calor por evaporação foi de 409 W/m². O volume médio de água evaporado foi de 0,7 l/(m².h), correspondendo a uma diferença média de temperaturas entre as telhas comparadas, para o período diurno, de 5,12 K.

Frente à crescente necessidade de redução de consumo de energia, esta parece uma boa opção para redução da carga térmica dos edifícios, se comparada aos sistemas convencionais de condicionamento de ar.

Palavras-chave: Refrigeração Evaporativa, Sistemas passivos de refrigeração, Arquitetura Bioclimática, Fluxo de calor por evaporação, Refrigeração por Aspersão de Água.

2. ABSTRACT

This research focuses the evaporative cooling by water aspersion on wavy cement fiber tiles in the city of São Carlos, SP, seeking to use it to reduce the buildings heat gains.

A theoretical model was developed, based on classic equations of fluids mechanic, applied to iterative calculations of heat flows on the tile superior surface, considered as control surface.

In the work development, this model was progressively adjusted to experimental data obtained in a test cell, exposed to the local climatic conditions, with the monitoring of superficial temperatures of both faces in two tiles, one maintained dry and other under intermittent aspersion of water.

The research results indicated that, despite of still being susceptible to improvement, the theoretical model already presents quite satisfactory approach with the measured data. Applying a statistical adjustment to the proposed model of iterative heat flows calculation, it was obtained a correlation coefficient between measured and estimated temperatures of 0,999 and a standard deviation of 0,35 °C.

During the experiments, the average evaporative heat flow was 409 W/m². The average water volume evaporated was 0,7 l/(m².h), corresponding to an average difference of temperatures among the compared tiles of 5,12 K, for the daylight period.

Due to the growing need of energy consumption reduction, this procedure seems to be a good option to reduce buildings thermal load, if compared to conventional air conditioning systems.

Keywords: Evaporative Cooling, Passive Cooling Systems, Bioclimatic Architecture, Evaporative Heat Flow, Water Spray Cooling.

3. INTRODUÇÃO

Para evaporar, a água absorve quantidades de calor muito significativas, cerca de 2400 kJ por litro, ou o equivalente a todo o calor produzido por 7 lâmpadas incandescentes de 100 W em uma hora. Este fenômeno tem sido explorado na arquitetura em diversos países e em sistemas mecânicos a longa data. No Brasil, entretanto, seu uso a fim de retirar calor de edifícios é pouco difundido.

Este sistema de refrigeração tem como princípio a transformação de calor sensível em calor latente pela evaporação de água, podendo reduzir a temperatura em até 13°C (NAHAR; SHARMA e PUROHIT, 2003), para ambientes quentes e secos, com um consumo elétrico desprezível comparado aos sistemas convencionais de condicionadores de ar.

Historicamente, tais sistemas foram utilizados no Egito antigo e na Pérsia (TANG e ETZION, 2004), aplicados diretamente no ar do ambiente, reduzindo a temperatura e elevando a umidade, ou sobre algum elemento construtivo, como parede ou cobertura, que ao se resfriar, passa a absorver o calor dos ambientes internos. Estes últimos, chamados sistemas indiretos, são mais indicados para situações em que não se deseja aumentar a umidade do ar, sua estratégia é transformar uma das principais fontes de calor de uma edificação em uma “fonte de frio”.

Atualmente, este tipo de sistema vem sendo usado para reduzir o uso de condicionadores de ar em grandes edifícios industriais e comerciais. Apesar disso ainda é considerada uma tecnologia emergente (DA SILVA, BELLINI, e LAMBERTS, 2003). O presente estudo aborda seu funcionamento e aplicabilidade.

3.1. Justificativa

Nos últimos anos, grande esforço tem sido feito para se introduzir os programas de qualidade na construção civil (SOUZA, 2003). Um dos aspectos dessa qualidade seria a consciência Bioclimática, ou seja, projetar edifícios e sistemas respeitando o ambiente em que este está inserido. No estudo da história da arquitetura, nota-se as diferenças culturais e as formas que cada povo teve para se abrigar, adequando-se às diferentes regiões e

aos diferentes climas do globo ao longo do tempo. Atualmente, pouca importância tem sido dada a este fato, às custas de um alto consumo energético.

Segundo a ELETROBRÁS (2007), as edificações são responsáveis por cerca de 48% do consumo de energia elétrica no Brasil, considerando-se os setores residencial e comercial, sendo grande parte dessa energia consumida na geração de conforto ambiental aos usuários.

“Com a implantação de medidas para redução do consumo de energia em prédios já existentes, o consumo pode ser reduzido em aproximadamente 30%. Em prédios já projetados dentro do conceito de eficiência energética, a economia pode chegar a 50%” (MACIEL e LAMBERTS, 2003).

Um dos pontos de possível melhoramento é a aclimação dos ambientes, sendo a Refrigeração Evaporativa, uma das estratégias de refrigeração mais efetivas, devido ao enorme calor latente necessário para evaporação de água (TANG e ETZION, 2004).

Para esta pesquisa utilizou-se sua forma indireta pela propriedade de não alterar a umidade interna do ambiente. Escolheu-se utilizar a cobertura como trocador de calor, por seu importante papel nos ganhos térmicos de um edifício, pois nas construções baixas (com 1 a 2 pavimentos), em geral a cobertura é responsável por grande parte dos fluxos de calor. Além disso, a cobertura oferece uma facilidade em sofrer alterações em determinados casos, maior que o ambiente interno, (como por exemplo, em pavilhões industriais).

Pelo fato da água empregada no sistema ser evaporada sobre a cobertura, não existe necessidade de um prévio tratamento, possibilitando a reutilização da água doméstica e o aproveitamento de água de chuva.

A evaporação de água não traz nenhuma agressão ao meio ambiente, o que não pode ser dito dos sistemas de “geração” de energia elétrica. As usinas hidroelétricas, principal opção em uso na matriz energética brasileira, necessitam de grandes volumes de água represados, o que tem sido alcançado com grandes áreas inundadas, alterando significativamente os ecossistemas onde são inseridas.

Entre os diversos tipos de cobertura, as telhas de fibrocimento foram escolhidas por sua larga aplicação, tanto em habitações populares quanto em edificações com grandes áreas cobertas, particularmente as industriais.

3.2. Objetivos

Objetivo Geral:

Desenvolver um modelo teórico para o cálculo dos fluxos de calor e das temperaturas superficiais de telhas onduladas de fibrocimento, provocados por um sistema de refrigeração evaporativa por aspersão de água.

Objetivos específicos:

Identificar a capacidade de refrigeração do sistema proposto, submetido ao clima da cidade de São Carlos, SP.

Quantificar o consumo de água relacionado às reduções de temperatura para o clima da cidade de São Carlos, SP.

Identificar o efeito das ondulações sobre os fluxos de calor por radiação em ondas longas e curtas

4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

4.1. Propriedades Termodinâmicas da Mistura de Gases

As propriedades termodinâmicas das misturas gasosas podem ser determinadas através de tabelas termodinâmicas da mistura, quando disponíveis. Entretanto pelo número de possibilidades de combinações formadas por inúmeras substâncias e por diversas proporções de cada componente uma opção mais funcional é determinar as propriedades da mistura através das propriedades de seus componentes.

Uma mistura gasosa da qual se dispõe de tabelas termodinâmica é o ar. Porém, é necessário ter em mente que estas tabelas são válidas para o ar com a seguinte composição:

Tabela 1: Componentes do Ar Seco Padrão (Adaptado de VAN WYLEN e SONNTAG, 1995)			
	Fração molar no ar seco (%)	Peso molecular	Peso molecular no ar seco
Nitrogênio	78,09	28,016	21,878
Oxigênio	20,95	32,000	6,704
Argônio	0,93	39,944	0,371
CO ₂ e traços de outros elementos	0,03	44,01	0,013
Total	100		28,966

A fração molar do componente i , ou seja, a razão entre o número de moles do componente i e o total presente na mistura é definida como:

$$f_{ni} = \frac{n_i}{n_m} \quad (\text{Eq. 4.1})$$

sendo

f_{ni} = fração molar do componente i

n_i = número de moles do componente i .

n_m = número de moles total na mistura.

O ar seco é a mistura dos vários gases que compõem o ar atmosférico, com a exceção do vapor d'água. Esta mistura é homogênea para uma ampla faixa de temperaturas. O ar é dito úmido quando inclui também vapor d'água, que pode saturar à temperatura ambiente, e então condensar.

As propriedades extensivas (que dependem da quantidade de massa em estudo) das misturas, podem ser obtidas a partir da soma das contribuições das propriedades de cada um dos componentes. Por exemplo, a energia interna específica da mistura na base mássica (u_m) é dada por:

$$u_m = \frac{1}{m_m} \sum_{i=1}^k m_i \cdot u_i \quad (\text{Eq. 4.2})$$

Ou:

$$u_m = \sum_{i=1}^k f_{mi} \cdot u_i \quad (\text{Eq. 4.3})$$

Sendo a fração mássica (f_{mi}) definida por:

$$f_{mi} = \frac{m_i}{m_m} \quad (\text{Eq. 4.4})$$

Sendo

f_{mi} = fração mássica do componente i

m_i = massa do componente i.

m_m = massa total na mistura.

u_i = energia interna específica do componente i.

Da mesma forma a entalpia específica da mistura na base mássica (h_m) é dada por:

$$h_m = \sum_{i=1}^k f_{mi} \cdot h_i \quad (\text{Eq. 4.5})$$

Sendo

f_{mi} = fração mássica do componente i

h_i = entalpia específica do componente i.

Derivando a equação (3.3) em relação à temperatura pode-se obter uma equação para o calor específico a volume constante (c_v).

$$c_{v,m} = \left(\frac{\partial u_m}{\partial T} \right)_v$$

$$c_{v,m} = \sum_{i=1}^k f_{mi} \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial T} \right)_v$$

$$c_{v,m} = \sum_{i=1}^k f_{mi} \cdot c_{v,i} \quad (\text{Eq. 4.6})$$

Da mesma forma, para o calor específico à pressão constante (c_p):

$$c_{p,m} = \sum_{i=1}^k f_{mi} \cdot c_{p,i} \quad (\text{Eq. 4.7})$$

4.2. Mistura de Gases Ideais

Para a determinação das propriedades das misturas de gases ideais, admite-se o uso do modelo de Dalton, que pode ser enunciado como:

A pressão total de uma mistura de gases (P) é a soma das pressões parciais de cada um dos componentes ($P_1 + P_2 \dots$).

Sendo a pressão parcial, a pressão que cada componente exerceria se, à temperatura da mistura, ocupasse sozinha todo o volume da mistura.

Considerando uma mistura de 2 gases, como mostrado na figura 1, o modelo de Dalton pode ser verificado da seguinte forma:

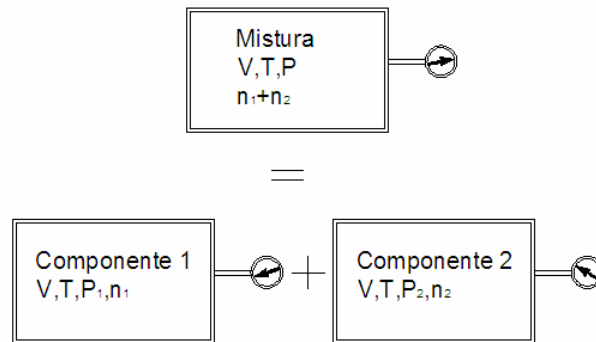


Figura 1: Modelo de Dalton.

Como a mistura e os componentes são gases ideais, valem as equações:

Para a mistura:

$$P.V = n.\bar{R}.T \quad (\text{Eq. 4.8})$$

$$n = n_A + n_B \quad (\text{Eq. 4.9})$$

Onde

P = Pressão

V = Volume de gás

n = Número de moles

\bar{R} = Constante universal dos gases

T = Temperatura absoluta

Para os componentes:

$$P_A.V = n_A.\bar{R}.T \quad (\text{Eq. 4.10})$$

$$P_B.V = n_B.\bar{R}.T \quad (\text{Eq. 4.11})$$

Substituindo (3.8), (3.10) e (3.11) em (3.9):

$$\frac{P.V}{R.T} = \frac{P_A.V}{R.T} + \frac{P_B.V}{R.T} \quad (\text{Eq. 4.12})$$

$$P = P_A + P_B \quad (\text{Eq. 4.13})$$

Tendo em vista que a energia interna, a entalpia, o calor específico a volume constante e o calor específico à pressão constante em gases ideais, são funções apenas da temperatura, para cada componente da mistura, estas propriedades são admitidas à temperatura da mistura.

4.3. Definições

Este capítulo apresenta os principais conceitos e respectivos modelos de cálculo para as diversas variáveis.

Psicrometria:

Psicrometria (do grego “psychros”, que significa frio), ou Higrometria, é a parte da física que estuda as propriedades termodinâmicas das misturas de ar e vapor d’água, ou seja, o estudo do ar úmido. O tema interessa a todas as áreas relacionadas às condições atmosféricas, como o condicionamento do ar, a climatologia, o conforto térmico, a ecologia, a agronomia, entre outras.

No estudo da Psicrometria, algumas simplificações são admitidas, a mistura é assumida como composta por apenas 2 elementos, ar seco e vapor d’água e tanto a mistura em si, quanto seus componentes são assumidos gases ideais, ou seja obedecem a equação de Clapeyron:

$$P.V = n.\bar{R}.T \quad \text{ou} \quad P.v = R.T \quad (\text{Eq. 4.14})$$

Onde

v = Volume específico

O comportamento de todos os gases aproxima-se do comportamento do gás ideal quando a pressão no gás é baixa e a temperatura do gás é alta. A energia interna, a entalpia e o calor específico de um gás ideal são função apenas da temperatura.

Apesar de usarem os mesmos conceitos e métodos de cálculo, a terminologia ainda não se consolidou entre todos os pesquisadores. No presente trabalho, serão adotadas as seguintes definições, baseadas na norma ASHRAE (2001) :

Temperatura de Bulbo Seco (T, TBS, em °C ou K), temperatura do ar ambiente.

Temperatura de Bulbo Úmido (TBU, em °C ou K), temperatura medida por um termômetro cujo bulbo é envolvido em gaze umedecida, submetido à um fluxo de ar. Ao evaporar, a água absorve calor do termômetro e do ar, reduzindo a temperatura lida. Esta evaporação é inversamente proporcional à umidade existente no ar.

Pressão Parcial de Vapor (P_v, em Pa ou kPa) é a parcela da pressão total, exercida pelas moléculas de vapor. Da lei de Dalton (item 4.2):

$$P = P_{as} + P_v \quad (\text{Eq. 4.15})$$

$$P_{v1} = \phi_1 \cdot P_{sat, T1} \quad (\text{Eq. 4.16})$$

Teor de umidade (ω , em kg_v/kg_{as}), ou Taxa de Umidade, de uma amostra de ar úmido é a razão entre a massa do vapor d'água (m_v) e a massa do ar seco (m_{as}) contidos na amostra.

$$\omega = \frac{m_v}{m_{as}} \quad (\text{Eq. 4.17})$$

Ou em função das pressões parciais em kPa

$$\omega_T = 0,622 \frac{P_v}{P_{as}|_T} \quad (\text{Eq. 4.18})$$

Grau de saturação (μ , s/d), é a razão do Teor de umidade de ar (ω) pelo Teor de umidade do ar úmido saturado (ω_s) à mesma temperatura e pressão.

$$\mu = \frac{\omega}{\omega_s} \quad (\text{Eq. 4.19})$$

Umidade Relativa (ϕ , em %), Porcentagem que a fração molar do vapor d'água de uma amostra de ar úmido em à fração molar do vapor d'água de uma amostra de ar saturado, sob as mesmas condições de temperatura e pressão total. Uma vez que o vapor é considerado gás perfeito, a definição se reduz a 100 vezes a razão entre a pressão parcial do vapor na mistura P_v e a pressão de saturação do vapor à mesma temperatura $P_{sat,T}$. Pode também ser definida em função do volume específico ou da massa específica.

$$\frac{\phi}{100} = \frac{P_{v1}}{P_{sat,T1}} = \frac{\rho_{v1}}{\rho_{sat,T1}} = \frac{v_{sat,T1}}{v_1} \quad (\text{Eq. 4.20})$$

Temperatura do Ponto de Orvalho (T_{orv} , em °C ou K), para um dado Teor de umidade (ω), é a temperatura em que o ar fica saturado, sob a mesma pressão total.

Pressão de Saturação (P_{sat} , em Pa ou kPa) é a pressão parcial de vapor em que o ar satura para uma determinada temperatura. Unidades Pa ou kPa.

Densidade de vapor (d_v , em kg/m³), ou Umidade Absoluta, razão entre a massa do vapor d'água (m_v) e o volume total (V) da amostra.

$$d_v = \frac{m_v}{V} \quad (\text{Eq. 4.21})$$

Entalpia, ou conteúdo total de calor (H , em kJ), é a soma entre a energia interna do sistema e o produto entre a pressão e o volume.

Entalpia Específica (h , em kJ/kg), é a entalpia por unidade de massa da substância, sendo a entalpia específica do ar úmido dada pela equação 4.22 (ASHRAE, 2001).

$$h = 1,006.T + \omega.(2501 + 1,805.T) \quad (\text{Eq. 4.22})$$

Onde

h = entalpia específica do ar úmido, (kJ/kg_{as})

1,006 T = entalpia específica do ar seco

ω (2501 + 1,805 TBS) = entalpia específica do vapor

T = temperatura do ar, (°C)

ω = teor de umidade do ar úmido, (kg_v/kg_{as})

Resistência Térmica (r, em m².K/W), para uma placa de material homogêneo é a razão entre a espessura da placa (L) e condutividade do material (k).

$$r = \frac{L}{k} \quad (\text{Eq. 4.23})$$

Condutância Térmica (C, em W/m².K), é o inverso da Resistência Térmica (r).

$$C = \frac{k}{L} \quad (\text{Eq. 4.24})$$

onde

L = espessura da placa (m)

k = condutividade do material. (W/m.K)

Transmitância Térmica (U, em W/m².K), é o inverso da Resistência Térmica Total (r_t) (combinação das resistências térmicas das diversas camadas, incluindo as resistências superficiais). Pode ser calculada por:

$$U = \frac{1}{r_t} = \frac{1}{r_{s1} + \sum r_i + r_{s2}} \quad (\text{Eq. 4.25})$$

onde

r_{s1} e r_{s2} = Resistências Superficiais da placa, relacionadas aos coeficientes de convecção e radiação.

r_i = Resistências internas da placa estudada.

Atraso térmico (φ, em h), diferença de tempo entre os picos de temperatura interna e externa decorrente da Inércia Térmica.

Fator solar (F_s , s/d), razão entre a taxa de radiação solar transmitida através de um componente e a taxa da radiação solar total incidente sobre a superfície externa do mesmo.

Absortividade (s/d) é uma propriedade do material, referente à razão entre a energia radiante absorvida e o total incidente.

Absortância (α , s/d) é uma propriedade de cada superfície, referente à razão entre a energia radiante absorvida e o total incidente. Duas superfícies de mesmo material, e portanto com mesma absortividade, podem ter absortâncias diferentes.

4.4. Saturação Adiabática

A Saturação Adiabática é um modelo de refrigeração evaporativa, em um processo em que uma mistura ar-vapor entra em contato com água em um ambiente isolado. Se este ar não estiver saturado, uma parte da água se evaporará e a temperatura da mistura gasosa diminuirá.

Através da medida de pressão e temperatura à entrada e saída de um saturador adiabático determina-se a umidade relativa e o teor de umidade de uma mistura ar-vapor. O saturador adiabático (Figura 2) consiste de um duto isolado que possui uma câmara de umidificação, com a função de aspergir água para saturar a mistura de ar-vapor que nela passa. A água aspergida ao evaporar retira calor do ar, assim, na saída desta câmara, a mistura tem umidade relativa 100% e temperatura inferior à temperatura de entrada.

Na Figura 2, a seção 1 representa a entrada de ar úmido, a seção 2 a saída de ar saturado e o ponto 3 a reposição de água evaporada. O processo de saturação adiabática pode ser equacionado da seguinte forma:

Conservação da massa no processo de saturação adiabática:

Onde:

•
 m = Fluxo de massa

Os índices **1,2** e **3** representam as posições onde são tomados estes fluxos

Os índices **as** e **l** representam ar seco e líquido respectivamente

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (\text{Eq. 4.26})$$

$$\left(\dot{m}_{as1} + \dot{m}_{v1} \right) + \dot{m}_l = \left(\dot{m}_{as2} + \dot{m}_{v2} \right)$$

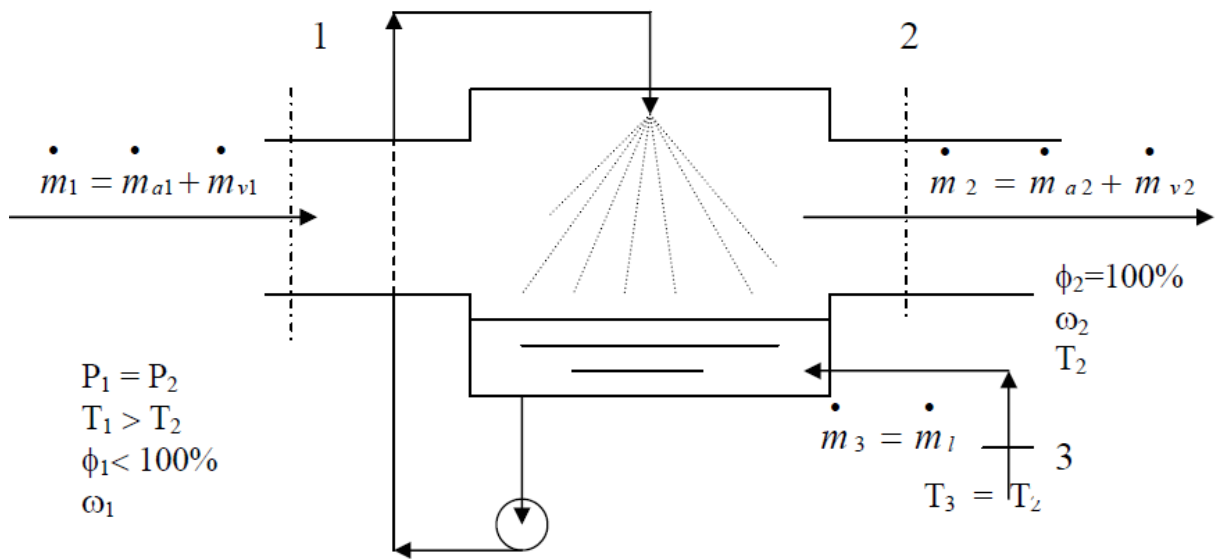


Figura 2: Saturador Adiabático.

Porém, $\dot{m}_{as1} = \dot{m}_{as2} = \dot{m}_{as}$ = Vazão mássica de ar seco

Dividindo por \dot{m}_{as} :

$$\left(1 + \frac{\dot{m}_{v1}}{\dot{m}_{as}} \right) + \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_{as}} = \left(1 + \frac{\dot{m}_{v2}}{\dot{m}_{as}} \right)$$

$$\dot{m}_l = \left(\frac{\dot{m}_{v2}}{\dot{m}_{as}} - \frac{\dot{m}_{v1}}{\dot{m}_{as}} \right) \dot{m}_{as}$$

$$\dot{m}_l = (\omega_2 - \omega_1) \dot{m}_{as} \quad (\text{Eq. 4.27})$$

Ou seja, o fluxo de massa de água a ser reposto, ou que evapora, é igual ao fluxo de massa de ar seco que passa pelo processo, multiplicado pela diferença de teor de umidade do ar úmido antes e depois do processo.

Para relacionar a temperatura à saída do processo e o teor de umidade na entrada utiliza-se a equação da conservação de energia:

$$\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} = \sum \dot{m}_s . h_s - \sum \dot{m}_e . h_e \quad (\text{Eq. 4.28})$$

$$0 = \dot{m}_{as2} . h_{as2} + \dot{m}_{v2} . h_{v2} - \dot{m}_{as1} . h_{as1} - \dot{m}_{v1} . h_{v1} - \dot{m}_3 . h_{v3}$$

$$\dot{m}_{as2} . h_{as2} + \dot{m}_{v2} . h_{v2} = \dot{m}_{as1} . h_{as1} + \dot{m}_{v1} . h_{v1} + \dot{m}_3 . h_{v3}$$

Como $\dot{m}_{as1} = \dot{m}_{as2}$, invertendo a equação e dividindo por \dot{m}_{as1} :

$$h_{as1} + \omega_1 . h_{v1} + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{as}} . h_{v3} = h_{as2} + \omega_2 . h_{v2}$$

Mas:

$$\int dh = \int Cp . dT \quad (\text{Eq. 4.29})$$

Considerando o ar e o vapor d'água como gases ideais, considera-se Cp constante e portanto a entalpia função da temperatura:

$$h = Cp . T \quad (\text{Eq. 4.30})$$

$$Cp_{as1} . T_1 + \omega_1 . Cp_{v1} . T_{v1} + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{as}} . Cp_{v3} . T_{v3} = Cp_{as2} . T_2 + \omega_2 . Cp_{v2} . T_{v2}$$

Como:

$$T_v = T_{as}, Cp_{as1} = Cp_{as2}, Cp_{v1} = Cp_{v2} = Cp_{v3}$$

$$T_2(Cp_a + \omega_2.Cp_v) = T_1(Cp_a + \omega_1.Cp_v) + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{as}}.Cp_v.T_3$$

$$T_2 = \frac{T_1(Cp_a + \omega_1.Cp_v) + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{as}}.Cp_v.T_3}{(Cp_a + \omega_2.Cp_v)}$$

$$T_2 = \frac{T_1(Cp_a + \omega_1.Cp_v) + \frac{(\omega_2 - \omega_1)\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{as}}.Cp_v.T_3}{(Cp_a + \omega_2.Cp_v)}$$

$$T_2 = \frac{T_1(Cp_a + \omega_1.Cp_v) + (\omega_2 - \omega_1).Cp_v.T_3}{(Cp_a + \omega_2.Cp_v)} \quad (\text{Eq. 4.31})$$

Considerando que o calor específico à pressão constante pode ser considerado constante para as temperaturas atmosféricas, a diferença de temperaturas alcançada com a refrigeração evaporativa direta depende basicamente da diferença entre os teores de umidade do ar na entrada e saída do saturador, ou de maneira inversa como dito por Givoni, a eficiência de um sistema de refrigeração evaporativa depende da diferença entre as temperaturas de bulbo seco e temperaturas de bulbo úmido. (GIVONI, 1994).

4.5. Refrigeração Evaporativa

O processo de saturação equacionado no item 4.4 se refere a um sistema adiabático, ou seja, processo onde não ocorrem trocas de calor do sistema com o meio externo. Entretanto em um processo de refrigeração real baseado neste princípio, existem trocas térmicas com outros elementos, fluxos de massa e calor desprezados por estas equações. Como recurso matemático a isto, definiu-se uma eficiência do sistema, ou seja,

determinou-se experimentalmente o quanto do fenômeno desejado de refrigeração é alcançado a partir de um determinado potencial calculado.

Segundo Givoni (1994), a eficiência de tais sistemas varia normalmente entre 60 e 80 %.

Segundo a ASHRAE (2001), refrigeração evaporativa é a refrigeração sensível obtida pela troca de calor latente de spray de água ou jatos de água e Refrigerador Evaporativo é o sistema que esfria ar de um ambiente por evaporação de água, abaixando sua Temperatura de bulbo seco e aproximando-se da sua temperatura de bulbo úmido, a um nível de energia constante.

A refrigeração evaporativa é um fenômeno baseado nas propriedades físico-químicas, calor latente e calor sensível, que pode ser utilizado para diminuir a temperatura de dado ambiente. Calor Latente é a quantidade de calor absorvido quando uma substância muda de estado (não altera sua temperatura). Calor Sensível é “aquele que, fornecido a um sistema, provoca a elevação de temperatura” (MACINTYRE, 1990).

Assim, em um sistema isolado, quando um determinado líquido evapora, na realidade esta retirando uma dada quantidade de energia do ambiente, energia esta que não altera sua temperatura e sim seu estado. Em contrapartida o meio que lhe sede energia (calor) é resfriado, reduz-se o calor sensível deste, portanto sua temperatura.

Para evaporar, cada litro de água consome aproximadamente 2400 KJ de energia, ou segundo Givoni: “A propriedade da água armazenar calor sob a forma latente, permite que cada grama de vapor absorva 0,666 wh, sendo possível aproveitar esse ganho de energia para refrigerar edifícios em regiões secas“ (GIVONI, 1994). “Quando água evapora dentro de um fluxo de ar ambiente sem uma provisão de calor externo, a temperatura de ar é abaixada e seu conteúdo de umidade é elevado, enquanto sua Temperatura de Bulbo Úmido permanece constante” (GIVONI, 1994).

4.6. Exemplos de Aplicação da Refrigeração Evaporativa na Arquitetura

O homem, de forma empírica, usa esta forma de refrigeração há séculos. Em regiões de clima seco nota-se a larga utilização de jardins, espelhos d’água e fontes. Szokolay relata um pouco da história deste sistema: “uso extenso de água no pátio interno, desenvolvido no Oriente Médio, trazido à península Ibérica pelos Árabes e exportado a grande parte da América Latina com técnica e grande sucesso” (SZOKOLAY, 1999). Assim,

no Oriente Médio, Europa e América, constantemente observa-se obras como as apresentadas a seguir nas figuras 3, 4, 5 e 6.



Figura 3: Jardins de Tívoli – Itália



Figura 4: Fontana di Trevi – Itália



Figura 5: Jardins de La Alambra – Espanha
Fonte: Gonzáles, SD



Figura 6: Jardins de Los Naranjos – Espanha
Fonte: Gonzáles, SD

4.7. Classificação dos Sistemas de Refrigeração Evaporativa

Sistemas passivos de refrigeração:

Segundo Nahar, Sharma e Purohit (2003), “Refrigeração passiva pode ser definida como a remoção de calor do ambiente do edifício pelo uso dos processos naturais de rejeição de calor para a atmosfera por convecção, evaporação e radiação ou para o solo adjacente por condução e convecção”.

Sistemas Passivos de Refrigeração Evaporativa:

São sistemas que, sem o consumo de energia, resultam na evaporação de água e sua decorrente refrigeração do ambiente. “Sistemas Passivos de Refrigeração Evaporativa são aqueles capazes de promover a evaporação da água e distribuir ao ambiente habitável – direta ou indiretamente – o efeito refrescante de tal evaporação sem o consumo de energia convencional”. (González, 1997).

Givoni (1994), define duas formas possíveis de uso da refrigeração evaporativa, uma primeira aspergindo água diretamente no ar do ambiente a ser refrigerado, com a consequência de aumentar a umidade deste ambiente e uma segunda onde uma superfície deste ambiente é molhada, seja uma parede ou a cobertura, retirando calor desta superfície e consequentemente do ambiente. Daí o nome de refrigeração evaporativa indireta.

4.7.1. Refrigeração Evaporativa Direta

Os sistemas de refrigeração evaporativa são chamados diretos quando reduzem diretamente a temperatura do ar. São aplicáveis em situações de diferença significativa (10 a 20 K) entre TBS e TBU. Ambientes refrigerados com este sistema apresentam temperaturas entre 2 e 3 ° acima da TBU exterior. (GIVONI,1994).

Sistemas Mecânicos:

Os sistemas mecânicos, embora não sejam independentes da rede elétrica, consomem relativamente pequena quantidade de energia se comparados com sistemas tradicionais de refrigeração.

Refrigerador Evaporativo Direto Simples:

São compactos, baratos e consomem menos energia elétrica que os equipamentos de ar condicionado com compressores. Consistem de um ventilador que força o ar exterior através de esteiras molhadas. Por causa de sua alta umidade, se o ar recircular pelo equipamento não será resfriado uma segunda vez. Reduz a temperatura ambiente de 60 a 80% da diferença entre a TBS e a TBU (GIVONI, 1994). Tal sistema pode ser visto esquematicamente na Figura 7.

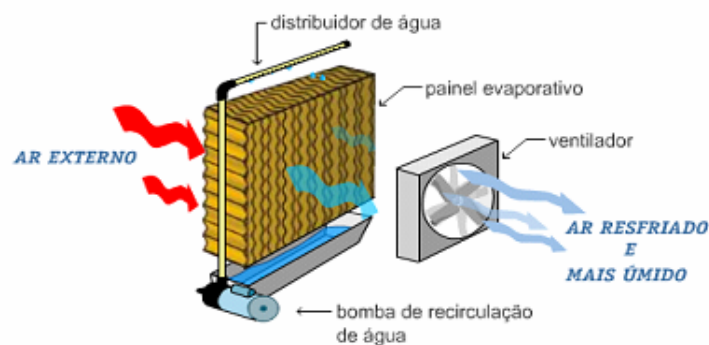


Figura 7: Refrigerador Evaporativo Direto Simples
Adaptado de: Ecobrisa, 2007

Refrigeração Evaporativa Mecânica de Dois Estágios:

Utilizam um trocador de calor ar-ar, assim o primeiro estágio consiste de um refrigerador evaporativo simples e o segundo de ar ambiente resfriado no trocador de calor.

Assim, o ar que atravessa o ambiente não tem alta umidade. Têm as desvantagens de serem maiores e de consumirem mais eletricidade que os de apenas um estágio

Sistemas Empíricos:

Em regiões áridas, os sistemas caseiros são comuns. Aproveitando o vento, é possível refrigerar pequenas construções com sistemas muito simples, como a instalação de filtros ou tecidos umedecidos sobre a janela de um cômodo. O ar externo passa pelo filtro, promove a evaporação da água e se resfria, adentra o ambiente e retira calor. Em algumas aplicações este sistema tem a vantagem de filtrar a poeira no ambiente.

Torre de Cunningham and Thompson (Tucson, Arizona-1986):

Esse sistema consiste em uma torre de refrigeração evaporativa de fluxo descendente anexado a um edifício de aproximadamente 100 m² com insolação significativa (Figura 8). O topo da torre possui quatro placas de celulose tratada. A água é bombeada para o topo sobre as placas e coletada embaixo numa fossa. Este modelo apresentado contém outra torre acoplada ao edifício que funciona como chaminé que, puxando o ar interno, promove fluxo de ar no edifício. O ar externo desce pela torre refrigeradora, passa pelo edifício, passa pelo ático e então é descartado pela chaminé. Os resultados apresentados são muito significativos. Às 16:00 do segundo dia de experimento, para uma temperatura exterior de 40,6°C e TBU de 21,6°C, a torre insufla ar internamente a uma temperatura de 23,4°C, com uma velocidade de 0,75 m/s.

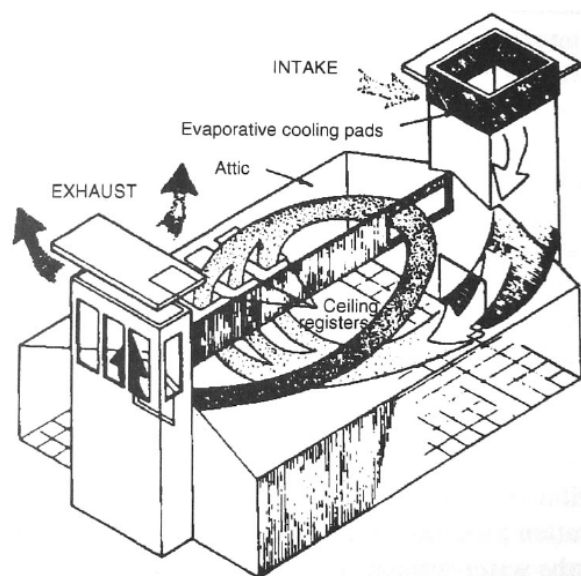


Figura 8: Torre de Cunningham e Thompson. (GONZÁLES, 2003)

Torre de Refrigeração Convectiva-Inercial (GIVONI, 1994):

Este sistema, primeiramente desenvolvido para áreas externas, consiste de uma ducha alta, que borrifa água em pequenas gotas para baixo. O movimento da água provoca um fluxo descendente no ar. A pequena dimensão das gotas aumenta a área total da superfície exposta ao ar, incrementando a taxa de evaporação. A parcela de água que não é evaporada, recircula através de bombeamento. Em edifícios, este dispositivo é instalado em pátios internos ou próximos a aberturas, permitindo a renovação do ar. Um grande diferencial deste sistema é o fato de dispensar um tratamento da água, podendo-se inclusive usar água do mar.

A Figura 9 apresenta a torre convectiva que Givoni apresentou na 92EXPO em Sevilha, na Espanha.

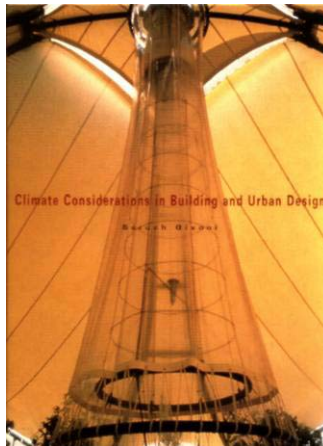


Figura 9: Ducha Evaporativa. (GIVONI,1998)

Potencial de Refrigeração Direta:

Em um sistema de refrigeração evaporativa a queda da temperatura do ar é função da diferença entre as temperaturas de bulbo seco e úmido. Esta queda depende também do tipo de equipamento e das condições em que é instalado. No caso da torre de Cunningham e Thompsom, com base nos dados experimentais, Givoni (1998), estabeleceu seguinte fórmula:

$$\Delta T_{ASS} = T_{BSE} - 0,87 \times (\Delta T_{PSI}) \quad (\text{Eq. 4.32})$$

Onde:

TBSs = Temperatura do ar na saída da torre

TBSE = Temperatura do ar na entrada da torre

TBS = Temperatura de bulbo seco ambiente
TBU = Temperatura de bulbo úmido ambiente
 Δ PSI = Diferença Psicrométrica (TBS – TBU)

Ainda segundo Givoni (1994): “Na prática, o processo de evaporação não é completo. A diferença entre a TBS inicial e a TBU inicial (Δ PSI) é cerca de 20 a 30% maior que a diferença entre a TBS final e a TBU inicial”.

A esta razão entre a diferença de temperaturas de entrada e saída do ar (Δ TBS) e a diferença entre as temperaturas de bulbo seco e úmido (Δ PSI), ambientes denomina-se eficiência refrigerativa (EfRef).

$$EfRef = \Delta TBS / \Delta PSI = (TBS_e - TBS_s) / (TBS - TBU) \quad (Eq. 4.33)$$

Assim temos:

$$TBS_s = TBS_e - (EfRef \times (TBS - TBU)) \quad (Eq. 4.34)$$

4.7.2. Refrigeração Evaporativa Indireta

Estes sistemas não refrigeram diretamente o ar que circula no ambiente, refrigeram um equipamento, estrutura ou parede que funcionará como trocador de calor, ou melhor, como um absorvedor de calor. Por utilizarem os mesmos princípios que os sistemas diretos, têm aplicações nas mesmas regiões. A principal diferença é que não alteram a umidade do ar interno à edificação.

Exemplo disso é o uso de reservatórios de água profundos como fonte de resfriamento. Estes reservatórios têm variações de temperatura muito pequenas e podem ser usados de forma indireta trocando calor com o ar através de uma tubulação submersa.

Refrigerador Evaporativo Múltiplo Efeito:

Combinam os dois sistemas, ou seja, após atravessar o trocador de calor do sistema indireto, o ar passa por um sistema de refrigeração evaporativa direto, assim primeiro tem uma queda na TBS e TBU, e depois apenas na nova TBS. Tal sistema pode produzir ar a uma Temperatura inferior às realizáveis por evaporação direta simples. Porém, as várias fases

de tais sistemas exigem máquinas maiores e ventiladores mais potentes para superar as resistências do fluxo de ar das três fases.

Espelho D'água na Cobertura:

Este sistema consiste em um reservatório de água sobre a cobertura. Pelos mesmos princípios já citados, a água evapora e refrigera a cobertura, que funciona como absorvedor de calor dos ambientes internos. Tem algumas desvantagens relacionadas à carga estrutural provocada pelo reservatório, disseminação de insetos e mosquitos, além de riscos de infiltração.

Aspersão de Água na Cobertura:

A aspersão de água na cobertura é um dos sistemas indiretos. Comparado a coberturas com isolamento térmico, este sistema tem a vantagem de não dificultar a saída de calor do ambiente, principalmente durante a noite. A figura 10 demonstra um sistema comercializado atualmente.



Figura 10: Aspersão de Água na Cobertura
Fonte: Adesso, 2007

Em telhas porosas, como as de barro, naturalmente ocorre a refrigeração evaporativa. Durante a noite, a telha perde calor por radiação em ondas longas para o céu, baixa sua temperatura e absorve umidade do ar (BUENO, LAMBERTS e PHILIPPI, 1994). De dia acontece o contrário, a telha se resfria evaporando a umidade absorvida durante a noite. Nas telhas de fibrocimento, estes fluxos de umidade, são bem menores (BUENO, 1994).

Potencial de Refrigeração Indireta:

A redução da temperatura de uma telha pela aspersão de água depende das condições atmosféricas, como por exemplo, da temperatura e umidade do ar, velocidade do vento, irradiância e etc.

Se toda a energia necessária para transformar 1 litro de água em vapor (cerca de 2400 kJ/kg) vier da telha, ou seja, ignorando a parcela da energia proveniente do ar, para 1 kg de telha com calor específico de 0,84 kJ/kg °C (ABNT, 2005), ter-se-ia:

Para a telha:

$$Q = m_T \cdot c \cdot \Delta T \quad (\text{Eq. 4.35})$$

Para a evaporação da água:

$$Q = m_A \cdot c_L \quad (\text{Eq. 4.36})$$

Onde:

Q = Energia transferida (kJ)

m_A = Massa de água (kg)

m_T = Massa de telha (kg)

c = Calor específico da telha (kJ/kg °C)

c_L = Calor latente de vaporização da água (kJ/kg)

ΔT = T₂ – T₁ = Temperatura final – Temperatura inicial da telha (K)

Igualando as equações e substituindo os valores obtém-se:

$$m_T \cdot c \cdot \Delta T = m_A \cdot c_L$$

$$T_2 - T_1 = \frac{m_A \cdot c_L}{m_T \cdot c}$$

$$T_2 = T_1 - \frac{m_A \cdot 2400}{m_T \cdot 0,84} = T_1 - 2857,14 \cdot \frac{m_A}{m_T} \quad (\text{Eq. 4.37})$$

Assim, numa situação hipotética, se 1 litro de água se evaporasse retirando calor apenas de uma telha de 1 kg, esta teria uma redução de mais de 2800 K. Obviamente existem limitadores à esta redução de temperatura, quanto maior a diferença de temperaturas entre a telha e o ar, maior o fluxo de calor entre eles, conforme a água é evaporada o ar se satura, etc.

Segundo Gonzáles (1997), a taxa de evaporação de uma superfície molhada pode ser estimada a partir da equação:

$$E_v = 0,003 \cdot (P_{sat} - P_v) \cdot (1 + 0,38 \cdot VV) \quad (\text{Eq. 4.38})$$

onde

E_v = Taxa de evaporação (l/(m² dia))

P_{sat} = Pressão de saturação (Pa)

P_v = Pressão parcial de vapor do ar (Pa)

VV = Velocidade do ar (m/s)

E segundo o mesmo autor (GONZÁLES, 1997), o potencial de refrigeração evaporativa pode ser estimada a partir da equação:

$$P_e = \left(\frac{E_v \cdot A \cdot 2400}{86400} \right) \quad (\text{Eq. 4.39})$$

sendo

P_e = Potencial de refrigeração (W)

A = Área de evaporação (m²)

Esta estimativa se refere à quantidade de calor possível de ser retirada da cobertura através do calor latente de evaporação da água e em função das condições do ar ambiente. Entretanto não se refere à quantidade de energia contida nesta cobertura. Tal análise, exige o conhecimento de diversas outras características da edificação.

Segundo dados de uma indústria que instala sistemas de aspersão em coberturas, o consumo típico durante o verão é de 0,4 (l/m².h) (Addesso, 2007) o que resultaria em um potencial de refrigeração de 267 W/ m².

Em estudo feito no deserto de Thar, Índia, onde foram testadas 7 estratégias passivas de refrigeração de coberturas, a refrigeração evaporativa foi a que apresentou melhor resultado, com uma queda na temperatura interna de 13,2 K, entretanto consumindo cerca de 50 litros de água por m² por dia (NAHAR, SHARMA e PUROHIT, 2003). A Tabela 2 apresenta os dados obtidos:

Tabela 2: Comparação de Estratégias Passivas de Refrigeração em Coberturas. (Adaptado de NAHAR, SHARMA e PUROHIT, 2003)		
Técnica	Diferença média de temperatura (°C)	
	Inverno	Verão
Aplicação de cimento branco	+ 0,1	-5,4
Isolamento com Vermiculita sobre a cobertura	+ 1,0	-3,5
Refrigeração noturna	+ 2,6	- 6,7
Refrigeração evaporativa	Não utilizado	- 13,2
Pedaços de azulejos brancos	+ 0,1	- 11,0
Câmaras de ar	+ 1,0	- 5,8

Em estudo recente, Nascimento (2005) obteve uma redução de temperatura de telhas de barro de até 36,5 °C em bancadas de teste (Tabela 3).

Tabela 3: Comparação de Temperaturas Superficiais de Telha de Barro Com e Sem Gotejamento de Água (NASCIMENTO, 2005)					
Datas	\overline{TBS}	\overline{Ts}	\overline{Tu}	$\overline{\Delta Ti}$	$\overline{\Delta PSI}$
27/07/04	18,12	81,02	51,95	29,07	6,05
17/08/04	22,68	74,25	51,40	22,85	6,73
20/08/04	29,42	101,35	74,38	26,96	11,19
31/08/04	27,50	90,62	71,23	19,38	11,06
31/08/04	29,20	95,62	61,31	34,31	12,16
31/08/04	29,47	95,38	58,92	36,46	12,52
Médias	26,07	89,70	61,53	28,17	9,95

Onde:

\overline{TBS} (°C): Média das Temperaturas de Bulbo Seco.

\overline{Ts} (°C): Média das Temperaturas Superficiais Inferiores da telha Seca .

\overline{Tu} (°C): Média das Temperaturas Superficiais Inf. da telha sob aspersão.

$\overline{\Delta Ti}$ (°C): Diferença entre as médias das Temperaturas das Superfícies Inferiores da Telha Seca e Úmida.

$\overline{\Delta PSI}$ (°C): Média das diferenças psicrométricas (Temperatura de Bulbo Seco – Temperatura de Bulbo Úmido).

5. POTENCIAL DO SISTEMA EVAPORATIVO EM SÃO CARLOS

Segundo a Embrapa (2007), “O clima local é considerado como tropical de altitude, clima quente com inverno seco, no qual a temperatura média do mês mais frio é inferior a 18°C e a do mês mais quente ultrapassa 22°C. O total das chuvas do mês mais seco não atinge 30 mm, e o do mês mais chuvoso atinge valores dez ou mais vezes maiores”.

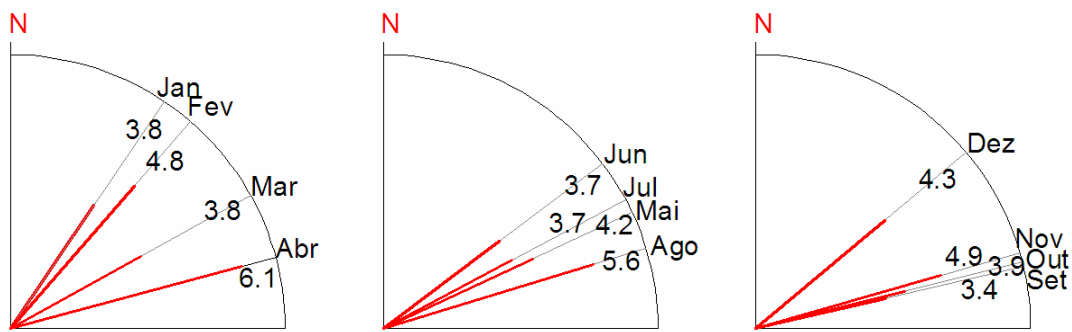
Segundo a mesma fonte, ocorreram temperaturas extremas com mínimas de -0,3 °C (em 27/6/94) e máximas de 35,8°C. As médias diárias variaram de 5,5 a 28,1 °C. As médias das amplitudes térmicas diárias variaram entre 0,8 e 30,8 °C e as maiores amplitudes térmicas ocorreram em agosto. Estatísticas realizadas mostraram um aumento anual de 0,02 °C, causados pela redução de áreas verdes permanentes, aumento de emissão de gases de efeito estufa, e aumento das áreas urbanizadas.

Normais climatológicas são bases de dados climáticos, para períodos pré-estabelecidos de 30 anos. No Brasil existem normais climatológicas para os períodos de 1931 a 1960 e de 1961 a 1990.

As Normais Climatológicas de São Carlos referente ao período entre 1961 e 1990, apresentam os seguintes valores (Tabela 4):

São Carlos (SP, Brasil)												
Lat: 22.02 (S)												
Lon: 47.89 (W)												
Altitude: 854m												
Mês	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
\overline{TBS}_{max}	26.8	27.2	27.0	25.7	23.6	22.7	22.1	24.3	25.0	24.7	25.7	25.2
$\overline{\varnothing}_{max}$	87.7	87.0	86.0	79.6	77.8	74.5	66.7	61.3	68.6	69.7	80.7	84.3
\overline{TBS}_{min}	17.5	17.7	17.2	15.5	13.2	12.0	11.4	12.5	14.2	14.7	16.0	17.2
$\overline{\varnothing}_{min}$	61.3	60.1	58.7	54.8	54.6	52.8	49.3	42.8	48.0	50.7	56.8	64.2
Irradiância (MJ/m ² d)	19.51	19.54	18.93	16.44	15.21	13.32	14.75	12.43	17.16	20.21	20.16	19.39
Chuva (mm/mês)	249	191	167	73	62	40	31	31	65	158	161	267

Os ventos predominantes sopram de nordeste conforme a Figura 11 e a Tabela 5:



Ventos Predominantes em São Carlos
Direções (rumo ao centro do gráfico) e Velocidades (m/s)

Figura 11: Ventos Predominantes (Adaptado de RORIZ, 2006)

Tabela 5: Ventos Predominantes (Adaptada de RORIZ, 2006)													
Vento	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	Média
Azimute de origem (°)	34	41	61	75	65	53	62	73	77	76	74	50	61.75
Velocidade (m/s)	3.8	4.8	3.8	6.1	4.2	3.7	3.7	5.6	3.4	3.9	4.9	4.3	4.35

Declinação Magnética

Para o dia 15/12/06, segundo software disponibilizado pelo “National Geophysical Data Center” (2007), a declinação magnética foi de 19° 38’ W.

O método de Mahoney para esta localidade indica as seguintes recomendações para projeto:

- Fachadas principais nas orientações Norte e Sul
- Afastamento entre edificações
- Boa ventilação com possibilidade de controle
- Aberturas entre 25 e 40 % da área de fachada, nas orientações Norte e Sul
- Sombreamento das aberturas
- Paredes pesadas, com transmitância $\leq 1,98 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, atraso térmico $\geq 8 \text{ h}$ e fator solar $\leq 4\%$
- Cobertura leve com isolamento, com transmitância $\leq 0,81 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$, atraso térmico $\geq 3 \text{ h}$ e fator solar $\leq 3\%$.

O “Test Reference Year” (TRY) é um formato de arquivo climático com dados horários de um ano real, considerado típico. O TRY é determinado a partir uma coleção de dados de uma série histórica (quando possível os 30 anos das normais climatológicas), sendo

excluídos sucessivamente os anos que apresentam as temperaturas mais altas e mais baixas, até que reste um único ano, adotado como típico.

A Carta Bioclimática apresentada pela NBR 15220-3 (ABNT, 2005), indica as estratégias bioclimáticas mais adequadas para cada localidade. Cada ponto plotado sobre a carta, corresponde às condições de temperatura e umidade do ar de um determinado momento. O gráfico é dividido em doze regiões (de A a L), sendo que a cada uma corresponde uma estratégia bioclimática.

Plotando nesta Carta as condições horárias de temperatura e umidade do TRY para a cidade de São Carlos (Figura 12), verifica-se a indicação da Refrigeração evaporativa (região H da carta bioclimática), como a estratégia mais indicada para 6,9% das horas do ano. Vale lembrar que mesmo fora da região H esta estratégia poderá ter resultados positivos e que o TRY indica apenas situações “médias” do lugar.

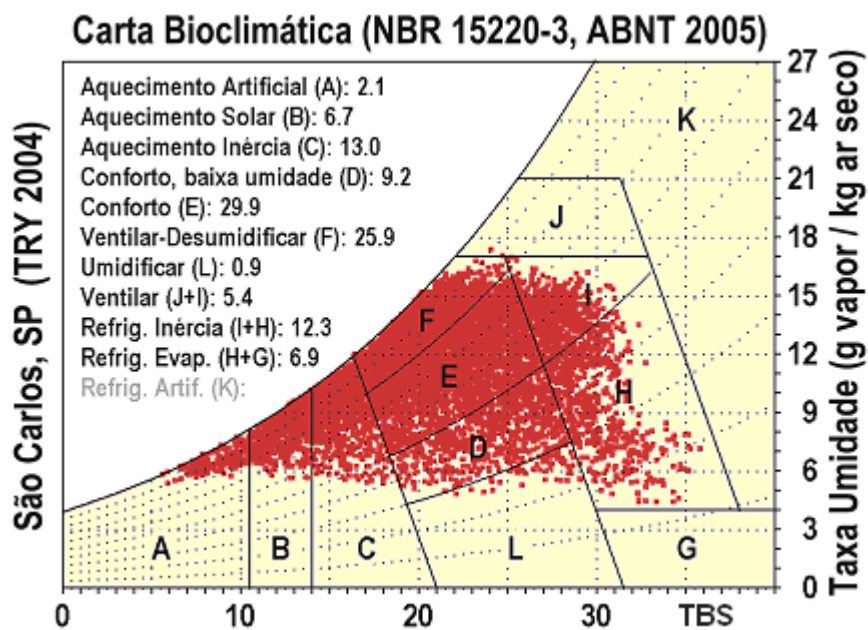


Figura 12: Carta Bioclimática (Roriz e Roriz, 2005)

5.1. Taxas Típicas de Evaporação em São Carlos

Uma possível referência da aplicabilidade dos sistemas de refrigeração evaporativa a um determinado clima, pode ser obtida através de dados históricos de evaporação.

Diversas estações climatológicas dispõem de equipamentos que medem a evaporação de água. Segundo Collischonn (SD), “O mais usado é o tanque classe A, que tem forma circular com um diâmetro de 121 cm e profundidade de 25,5 cm. Construído em aço ou ferro galvanizado, deve ser pintado na cor alumínio e instalado numa plataforma de madeira a 15 cm da superfície do solo. Deve permanecer com água variando entre 5,0 e 7,5 cm da borda superior” (Figura 13).



Figura 13: Tanque Classe A (Fonte: Dias de Freitas, E.,2005)

“O evaporímetro de Piche (Figura 14) é constituído por um tubo cilíndrico, de vidro, de aproximadamente 30 cm de comprimento e um centímetro de diâmetro, fechado na parte superior e aberto na inferior. A extremidade inferior é tapada, depois do tubo estar cheio com água destilada, com um disco de papel de feltro, de 3 cm de diâmetro, que deve ser previamente molhado com água. Este disco é fixo depois com uma mola. A seguir, o tubo é preso por intermédio de uma argola a um gancho situado no interior do abrigo”.

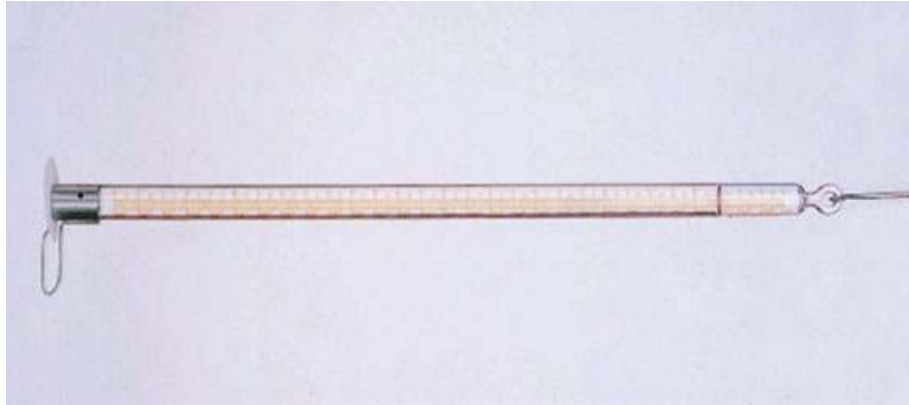


Figura 14: Evaporímetro de Piche (Fonte: Collischonn W., 2007)

Para o clima de São Carlos, como valor de referência, pode-se tomar a evaporação do tanque de classe A, considerando o mês de maior evaporação (agosto), que variou de 4,0 a 9,1 mm, com média de 6,3 mm/dia (EMBRAPA, 2007). Ou seja, aproximadamente 7,25 l/dia em uma área de 1,15 m², como média do mês mais seco. Correspondendo a 6,3 l/(m². dia).

6. MATERIAIS E MÉTODO

Este capítulo descreve os procedimentos adotados nesta pesquisa e seu embasamento teórico.

Como apresentado no item 3.2 (Objetivos), formulou-se um modelo teórico para o cálculo da redução da temperatura de telhas de fibrocimento, provocada por um sistema de refrigeração evaporativa indireto. Tal modelo foi desenvolvido baseado nas equações clássicas dos fenômenos de transporte, considerando um balanço entre os diversos fluxos de energia, a cada instante. Este modelo foi ajustado através de uma série de experimentos em células de teste desenvolvidas especificamente para este fim.

O modelo teórico desenvolvido foi implementado em um software e ajustado através de uma análise estatística, a partir de dados obtidos em uma série de experimentos nas células de teste. Este ajuste se fez necessário devido às incertezas inerentes ao próprio processo de coleta de dados.

Os cálculos dos fluxos foram testados em etapas, inicialmente em condição noturna, sem aspersão e sem radiação solar. Posteriormente, consideraram os dados obtidos com a telha sem aspersão e finalmente a aspergida. Estas etapas são detalhadas no item 7.3.

6.1. Modelo Teórico

6.1.1. Modelo Físico Proposto

Para a modelagem da evaporação de água sobre a telha, considerou-se um balanço de energia entre os fluxos instantâneos em um volume de controle que abrange a superfície superior da telha (superfície de controle), conforme a figura 15. Adotou-se a hipótese de que nos momentos em que a água é aspergida, exista sobre a telha uma película de água, cuja temperatura (T_p) seja igual a temperatura superficial externa da telha (T_{sup}).

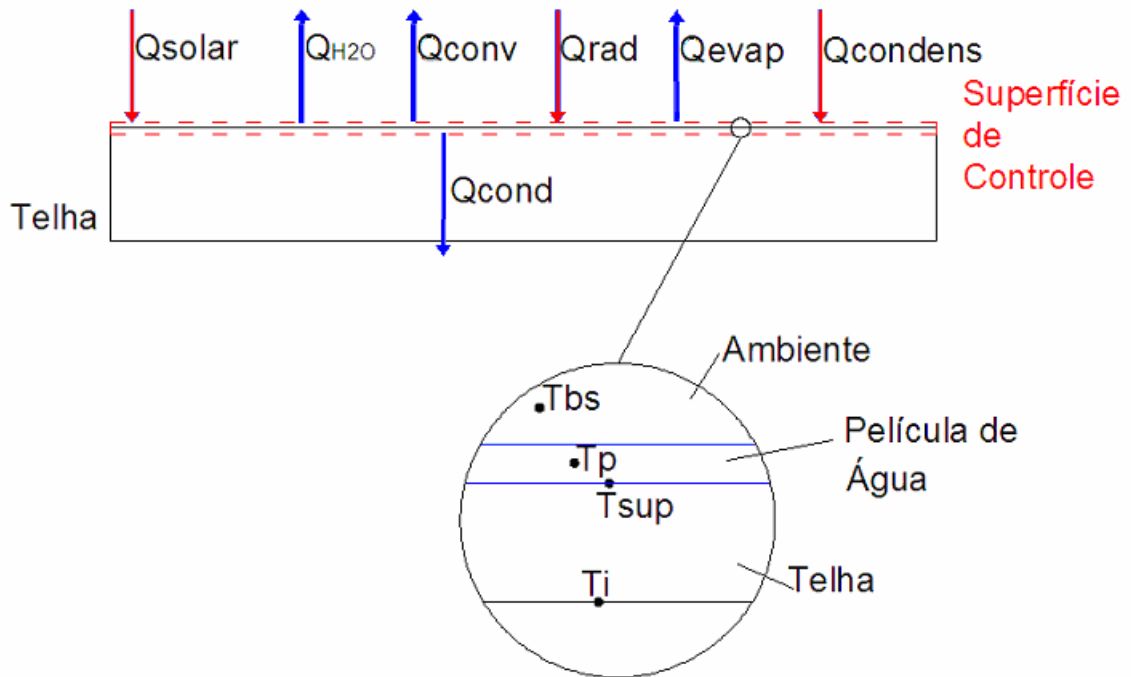


Figura 15: Modelo Físico Proposto

Onde:

Q_{solar} = Fluxo de calor solar

Q_{H_2O} = Fluxo de calor por convecção da água sobre a telha

Q_{conv} = Fluxo de calor por convecção do ar sobre a telha

Q_{rad} = Fluxo de calor por radiação de ondas longas

Q_{evap} = Fluxo de calor por evaporação

$Q_{condens}$ = Fluxo de calor por condensação

Q_{cond} = Fluxo de calor por condução

T_{bs} = Temperatura de bulbo seco do ar ambiente

T_p = Temperatura da película de água

T_{sup} = Temperatura da superfície superior da telha

T_i = Temperatura da superfície inferior da telha

Considerando um volume de controle em torno da superfície superior da telha, conforme a figura (16), o balanço de energia pode ser calculado da seguinte forma:

$$\dot{E}_{entrada} + \dot{E}_{saída} = 0 \quad (\text{Eq. 6.1})$$

E a soma vetorial:

$$Q_{cond} + Q_{conv} + Q_{rad} + Q_{solar} + Q_{evap} + Q_{H2O} + Q_{condens} = 0 \quad (\text{Eq. 6.2})$$

Para que esta igualdade seja válida, o sentido do fluxo deve ser levado em conta. Assim, adota-se o valor positivo para o fluxo que trouxer energia para a superfície, conforme a figura 16.

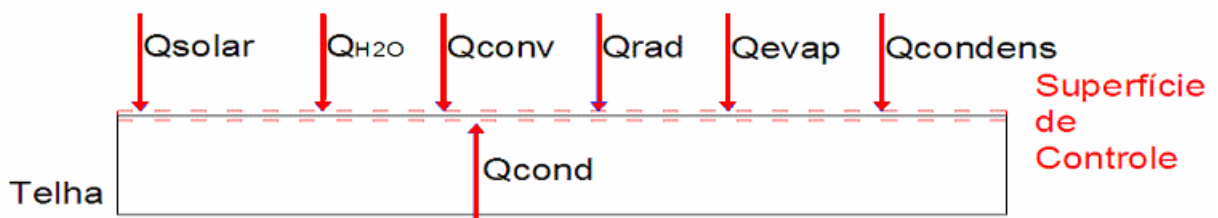


Figura 16: Superfície de Controle da telha.

Assim para um determinado tempo t , o balanço de energia fica:

$$Q_{int}(t) + Q_{conv}(t) + Q_{rad}(t) + Q_{solar}(t) + Q_{evap}(t) + Q_{H2O}(t) = 0 \quad (\text{Eq. 6.3})$$

Como, excluindo o fluxo solar, todos os outros são funções da temperatura da película (T_p), é possível, através de iteração, calcular a temperatura superficial que satisfaça a equação. Este procedimento tem a vantagem de não depender de uma temperatura anterior e portanto, não acumular erros.

6.1.2. Ganho de Calor Solar

O ganho de calor por radiação solar pela superfície superior da telha pode ser estimado pela equação 6.4 (CHIASSON et al, 2000).

$$Q_{solar} = I \cdot \alpha \cdot A \quad (\text{Eq. 6.4})$$

Onde :

Q_{solar} = Fluxo de calor proveniente diretamente do sol (W)

I = Irradiância solar global sobre superfície horizontal (W/m^2)

α = Absortância da telha

A = Área da telha (m²)

Entretanto, como será visto adiante, sendo a radiação solar a principal fonte de calor de uma cobertura, seu estudo detalhado torna-se indispensável para o entendimento físico e modelagem matemática dos fluxos térmicos que interferem neste sistema.

6.1.2.1. Ajuste da Absortância para o Espectro Solar Padrão

Como definido no item 4.3, a absortância de uma superfície corresponde à parcela da energia incidente que é absorvida, enquanto a absortividade é uma propriedade do material. A refletância é a parcela da energia incidente que é refletida por uma superfície. Estas propriedades têm grande importância para qualquer estudo térmico, pois indicam o impacto de uma das principais fontes de calor dos edifícios, o Sol.

Através do uso do espectrofotômetro é possível medir a refletância de uma superfície para um grande intervalo de frequências (neste caso entre 300 e 2500 nm) e, para superfícies opacas, calcular a absortância desta superfície através da equação:

$$\alpha + \rho = 1 \quad (\text{Eq. 6.5})$$

sendo

α = Absortância da superfície

ρ = Refletância da superfície

Entretanto este equipamento emite com mesma intensidade em todas as frequências analisadas, o que não acontece com o Sol. O Sol emite de forma mais acentuada no espectro visível que em outras faixas de frequências, além disso, as condições atmosféricas interferem neste processo. Desta forma é necessário que uma correção seja feita a fim de obter-se a porcentagem real de energia emitida pelo sol que é absorvida por uma superfície.

Para isso adota-se que a radiação emitida pelo Sol que atinge a superfície terrestre possa ser descrita conforme a curva padrão apresentada em Vermelho na figura 17, e que uma superfície pintada (no caso de cor concreto), reflita os raios solar conforme a curva em cinza da mesma figura.

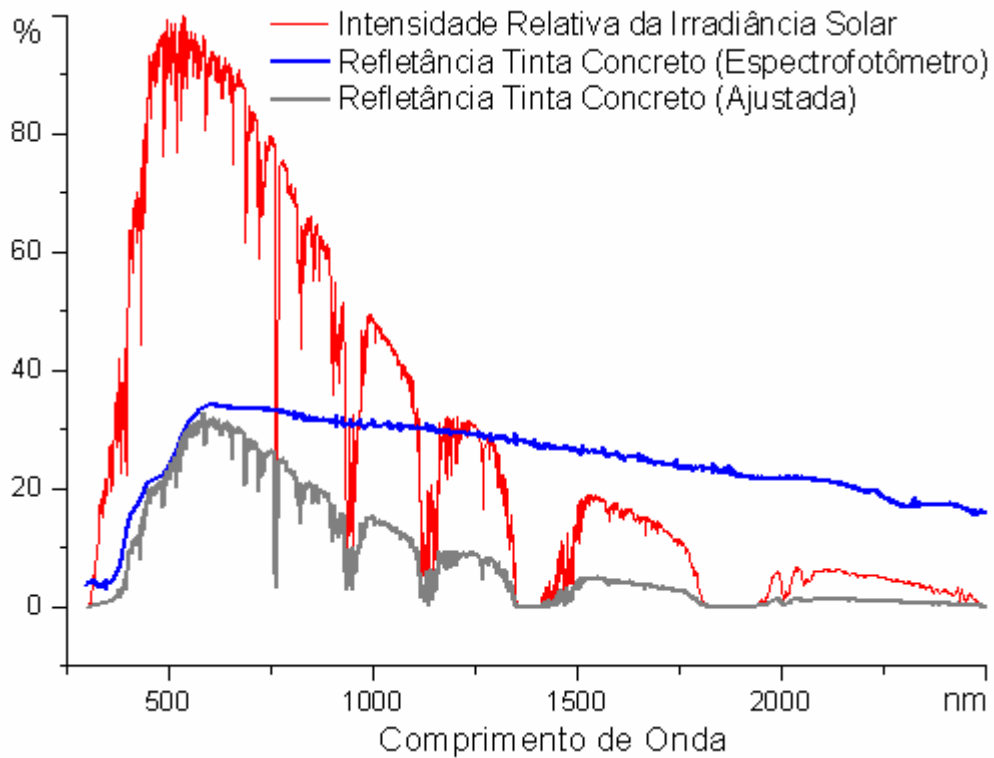


Figura 17: Espectro Solar Padrão

Para cada frequência, a quantidade de energia refletida é a refletância obtida no espectrofotômetro multiplicada pela energia emitida pelo sol nesta frequência. A refletância desta superfície para todo o espectro solar é a integral destes valores (RORIZ, DORNELLES e RORIZ, 2007).

$$P_s(\lambda) = ISP(\lambda) * RE(\lambda) / 100$$

$$\rho_s = \frac{\int_{300}^{2500} \rho_s(\lambda).d\lambda}{\int_{300}^{2500} ISP(\lambda).d\lambda} \quad (\text{Eq. 6.6})$$

Onde:

ISP = Intensidade Relativa da Irradiância Solar no Espectro Padrão (%)

RE = Refletância Medida em Espectrofotômetro (%)

Ou seja, a soma de toda a energia refletida dividida por toda a energia recebida.

Para o exemplo demonstrado na figura 17, a leitura do espectrofotômetro indica uma refletância de 24,7 % (para uma intensidade relativa de emissão de 100% ao longo de todo o intervalo de frequências), e através da correção observa-se uma refletância para o espectro solar de 28,4 %.

Conseqüentemente a absorptância desta superfície é:

$$\alpha_s = 1 - \rho_s \quad (\text{Eq. 6.7})$$

$$\alpha_s = 1 - 0,284 = 0,716$$

$$\alpha_s = 71,6 \%$$

Onde:

α_s = Absortância da superfície à radiação solar

ρ_s = Refletância da superfície à radiação solar

As concentrações de diferentes gases e impurezas, presentes na atmosfera, alteram a intensidade da irradiância solar em determinados comprimentos de onda. Cada elemento da atmosfera absorve diferentemente os comprimentos de onda da radiação solar, alterando as intensidades de radiação que atingem o solo. O espectro solar padrão adotado, foi desenvolvido para as condições típicas do céu dos Estados Unidos (ASTM, 2006), podendo haver diferenças significativas para a situação em que esta pesquisa foi desenvolvida.

6.1.2.2. Ajuste da Absortância para Superfícies Onduladas

Para uma superfície perfeitamente plana a absorptância equivale à absorptividade (α_0) do material da superfície. Para o caso de superfícies com irregularidades, isto não é exato, pois os raios refletidos em um ponto podem incidir sobre outro ponto desta superfície, o que causa uma nova absorção e nova reflexão (Figura 18). Este efeito pode ser observado em relação à rugosidade da superfície (RORIZ, DORNELLES e RORIZ, 2007), bem como em relação à ondulação da superfície.

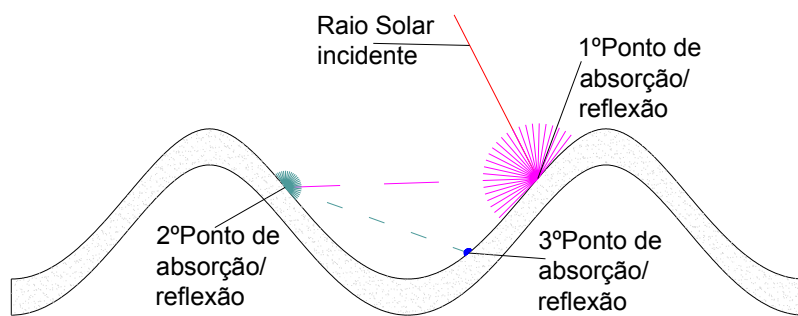


Figura 18: Inter-reflexão.

Para uma superfície fosca como são as das telhas assume-se que a reflexão é perfeitamente difusa, ou seja, que ocorre com a mesma intensidade em todas as direções. Assim, desconsiderando quaisquer superfícies no entorno, para qualquer ponto da telha, a parcela de energia que será refletida para fora da superfície é proporcional ao ângulo de visão do céu (AVC) enquanto a parcela que será refletida sobre a própria superfície é proporcional ao ângulo suplementar a este ($180^\circ - \text{AVC}$), chamado ângulo de inter-reflexão (AIR) (Figura 19).

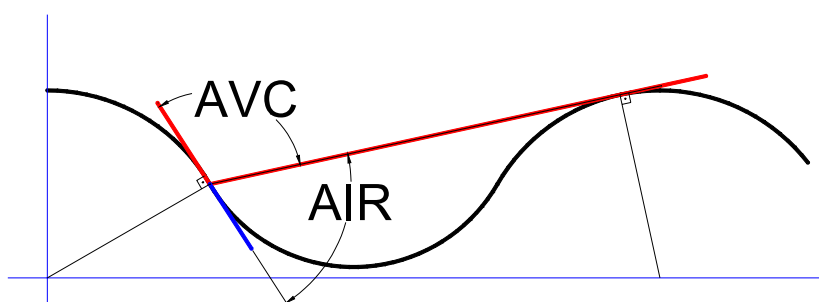


Figura 19: Ângulo de Visão do Céu (AVC) e Ângulo de Inter-reflexão (AIR).

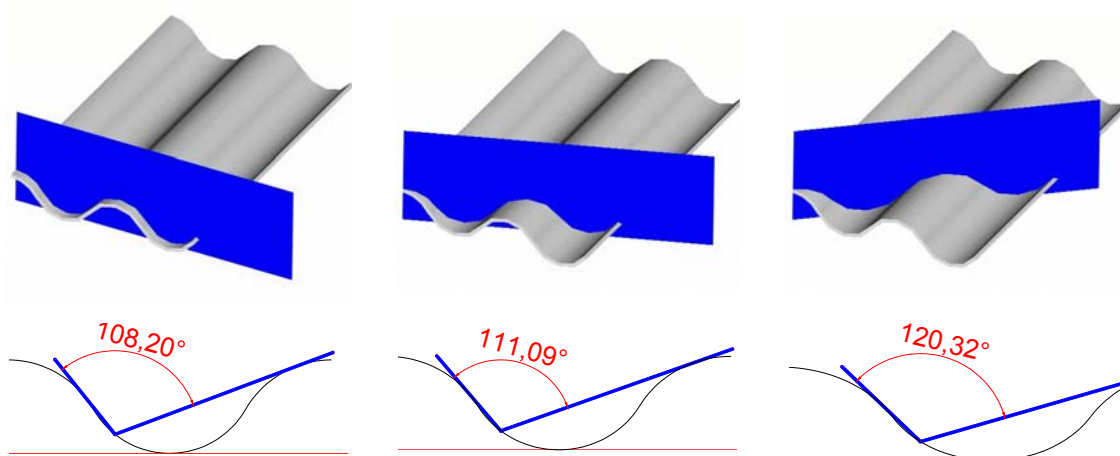


Figura 20: Variação do AVC de um Ponto com o Ângulo de Corte.

O AVC varia com a posição do ponto na telha e com o ângulo de corte analisado (Figura 20). Para estudar tal variação, um modelo trigonométrico foi desenvolvido, inicialmente para uma telha hipotética (simplificação de uma telha real) e posteriormente refeito para a telha utilizada nas células de teste.

Esta telha hipotética é composta por uma série de arcos de mesmo raio médio (4,9 cm), com pontos de inflexão a 30° e com espessura de 6 mm como mostra a figura 21.

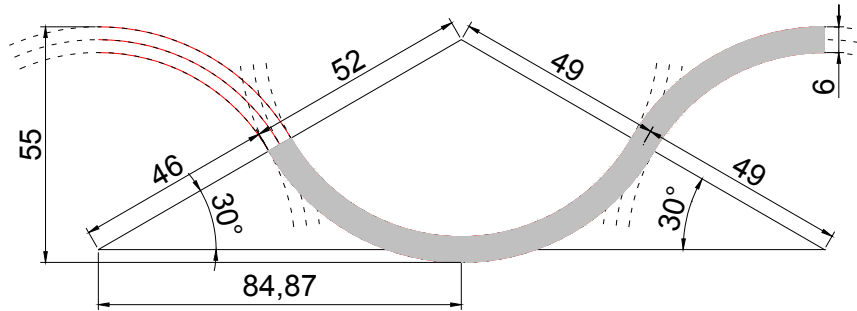


Figura 21: Corte da Telha Simplificada Estudada (cotas em mm).

Tal estudo foi desenvolvido em um intervalo de meia onda (superfície em vermelho), conforme a figura 22 e seu resultado é apresentado nas figuras 23 e 24.

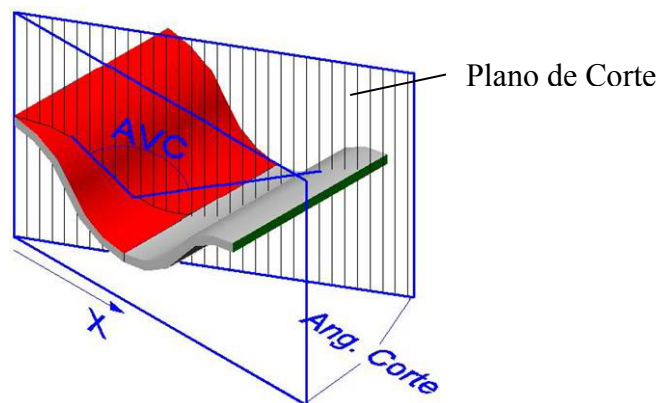


Figura 22: AVC (°), Ângulo de corte (°), Ordenada (X, cm).

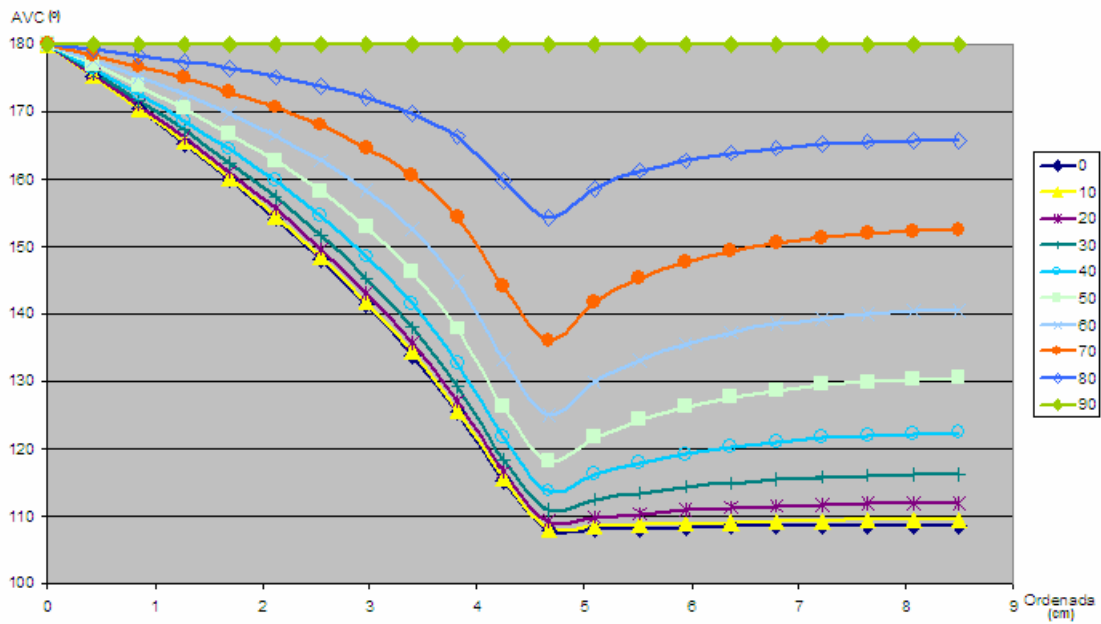


Figura 23: Curvas de AVC para Diversos Planos de Corte.

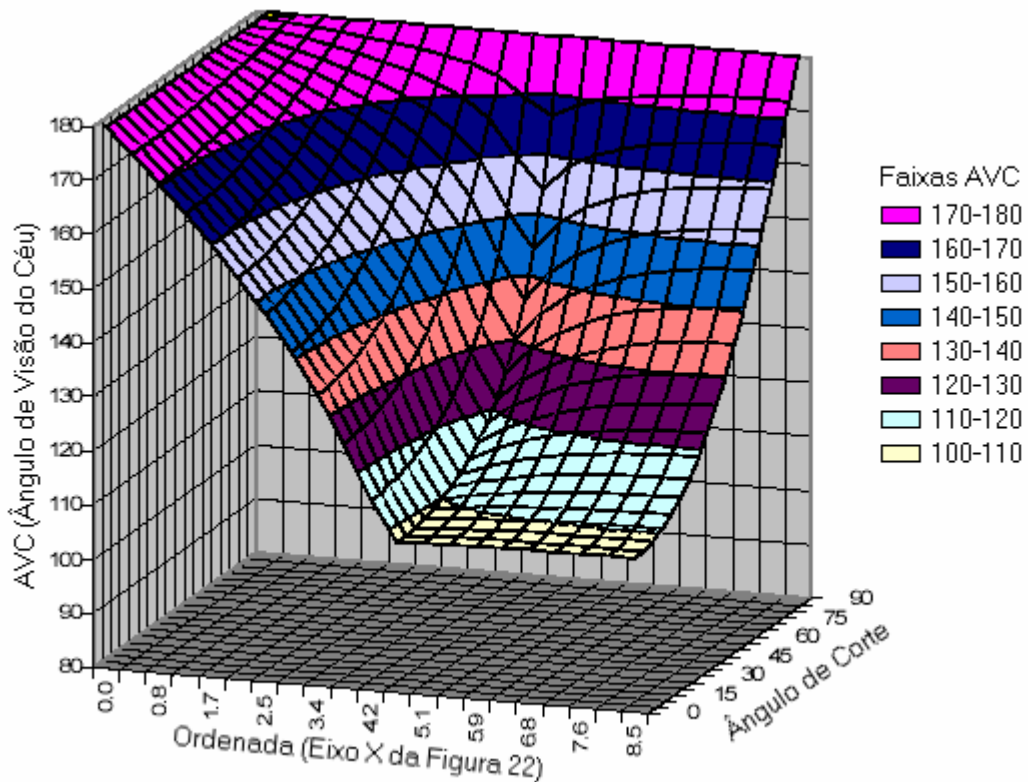


Figura 24: Superfície de Ângulos de Visão de Céu para Telha Hipotética.

A quantidade de energia absorvida varia entre os pontos da superfície, pois a incidência da radiação é diferente bem como a parcela de céu visível e conseqüentemente de telha. A fim de simplificar o cálculo, determinou-se um ponto “médio” (P) para a telha,

definido de forma que, caso toda a telha fosse composta de pontos médios, absorveria a mesma quantidade de energia que a telha real.

O AVC deste ponto médio (ângulo médio de visão do céu - AVC_m) corresponde à altura média da superfície indicada na figura 24 e pode ser determinado da seguinte maneira:

A – Cálculo do volume sob a superfície através de sua integração: AVC x Ângulo de Corte x Ordenada (eixo X na figura 22)

B - divisão deste volume pela área de sua base: Ângulo de Corte Máximo x Ordenada Máxima

Para a telha hipotética, o resultado da integração correspondente ao somatório dos AVC para todas as direções de todos os pontos da superfície, resulta em 111103,175. Dividindo este valor pela área da base (90° multiplicado por 8,487 cm), obtém-se o AVC_m.

$$AVC_m = 111103,175 / (90 \cdot 8,487) = 145,46^\circ$$

O ângulo de inter-reflexão médio é dado por:

$$AIR_m = 180^\circ - AVC_m \quad (\text{Eq. 6.8})$$

Conseqüentemente para esta telha o AIR_m é:

$$AIR_m = 180^\circ - 145,46 = 34,55^\circ$$

Define-se como Fator de Forma (FF_{AB}) a fração da energia radiante emitida por uma superfície A que é interceptada por uma superfície B. Neste caso o interesse permanece na parcela de energia refletida pela telha sobre ela mesma.

Resultando então como Fator de Forma (FF) para a telha:

$$FF = \frac{AIR_m}{180^\circ} \quad (\text{Eq. 6.9})$$

Para a telha hipotética:

$$FF = \frac{34.55^\circ}{180^\circ} = 0,192 = 19,2\%$$

Se, da energia refletida por um ponto médio da telha, 19,2% incidem sobre a própria telha, então, da energia refletida pela superfície como um todo, esta mesma porcentagem reincide sobre ela própria. Dessa forma, a absorvância corrigida da telha (α_2) pode ser estimada pelo procedimento apresentado a seguir.

A tabela 6 apresenta as equações básicas das parcelas absorvida e refletida desde a primeira incidência até a enésima inter-reflexão.

Tabela 6: Distribuição da Energia Incidente			
	Energia Incidente	Parcela Absorvida	Parcela Refletida
1ª Incidência	Is	$\alpha_1 \cdot Is$	$Is \cdot \rho_1$
1ª Inter-Ref.	$FF \cdot Is \cdot \rho_1$	$\alpha_1 \cdot FF \cdot Is \cdot \rho_1$	$FF \cdot Is \cdot \rho_1^2$
2ª Inter-Ref.	$FF^2 \cdot Is \cdot \rho_1^2$	$\alpha_1 \cdot FF^2 \cdot Is \cdot \rho_1^2$	$FF^2 \cdot Is \cdot \rho_1^3$
3ª Inter-Ref.	$FF^3 \cdot Is \cdot \rho_1^3$	$\alpha_1 \cdot FF^3 \cdot Is \cdot \rho_1^3$	$FF^3 \cdot Is \cdot \rho_1^4$
nª Inter-Ref	$FF^n \cdot Is \cdot \rho_1^n$	$\alpha_1 \cdot FF^n \cdot Is \cdot \rho_1^n$	$FF^n \cdot Is \cdot \rho_1^{(n+1)}$

O total da energia absorvida pela superfície (Ea), será o produto da absorvância corrigida pela irradiância, produto este que corresponde à soma das parcelas absorvidas em cada incidência.

$$Ea = \alpha_2 \cdot Is = (\alpha_1 \cdot Is) + (\alpha_1 \cdot FF \cdot Is \cdot \rho_1) + (\alpha_1 \cdot FF^2 \cdot Is \cdot \rho_1^2) + (\alpha_1 \cdot FF^3 \cdot Is \cdot \rho_1^3) + \dots + (\alpha_1 \cdot FF^n \cdot Is \cdot \rho_1^n) \quad (\text{Eq. 6.10})$$

$$Ea = \alpha_2 \cdot Is = \sum_{i=0}^n \alpha_1 \cdot FF^i \cdot \rho_1^i \cdot Is$$

Portanto:

$$\alpha_2 = \sum_{i=0}^n \alpha_1 \cdot FF^i \cdot \rho_1^i \quad (\text{Eq. 6.11})$$

Onde:

$$(FF \cdot Is \cdot \rho_1) - (\alpha_1 \cdot FF \cdot Is \cdot \rho_1) = FF \cdot Is \cdot \rho_1 \cdot (1 - \alpha_1) = FF \cdot Is \cdot \rho_1^2$$

- α_1 = Absortância c/ rugosidade (Superficial)
- α_2 = Absortância da superfície incluído a ondulação (Corrigida)
- ρ_1 = Refletância da superfície ($1 - \alpha_1$)
- FF = Fator de forma
- I_s = Irradiância da superfície
- E_a = Energia Absorvida
- n = Número de inter-reflexões analisado

A partir da equação 6.11, é possível verificar a importância do número de inter-reflexões. Como pode ser observado na figura 25, o incremento na absortância entre as inter-reflexões (eixo Y) decresce rapidamente, sendo que mesmo para um fator de forma extremamente alto (Figura 25-B), a parcela máxima adicionada pela terceira inter-reflexão não chega a 5%.

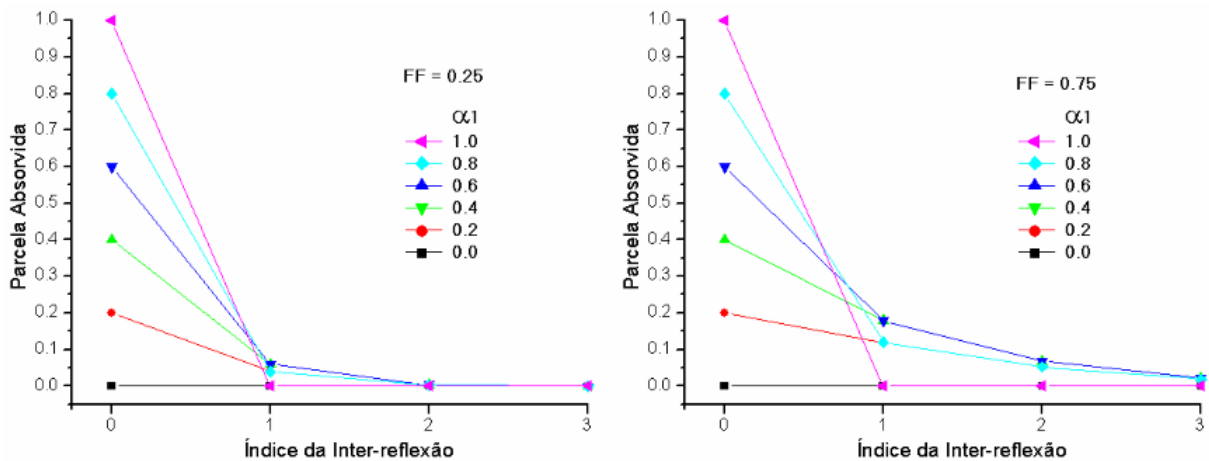


Figura 25: Relações entre Parcelas Absorvidas e o Número de Inter-reflexões.

A partir da mesma equação 6.11, é possível relacionar as absortâncias corrigidas com as originais. As figuras 26 e 27 mostram que as inter-reflexões alteram a absortância da superfície de maneira significativa para absortâncias superficiais intermediárias e que, para um FF de 0,192, apenas a primeira inter-reflexão é relevante.

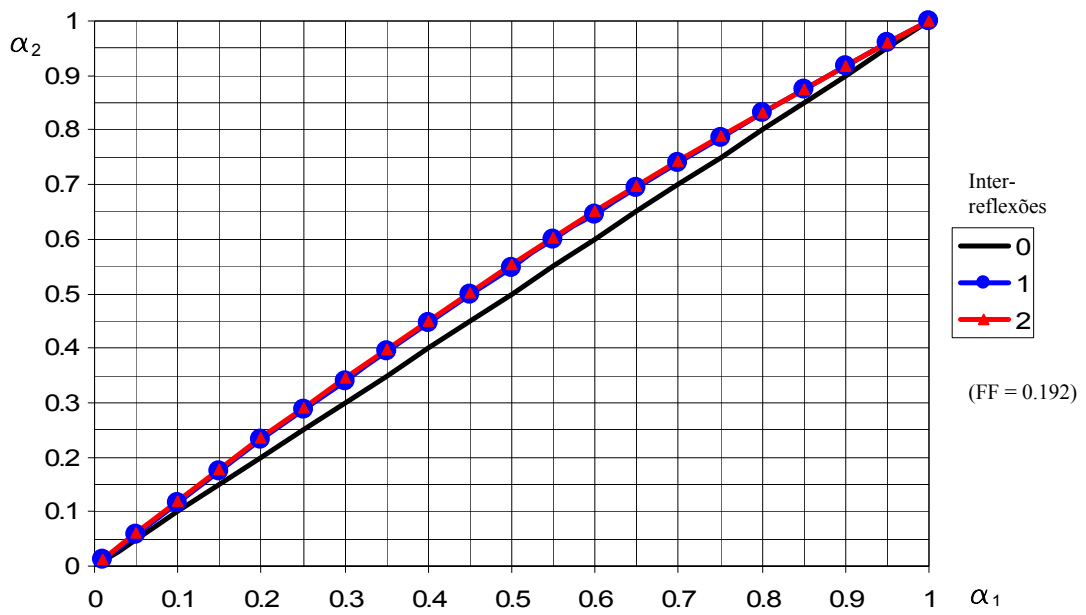


Figura 26: Relações Entre Absortâncias Corrigidas e Superficiais.

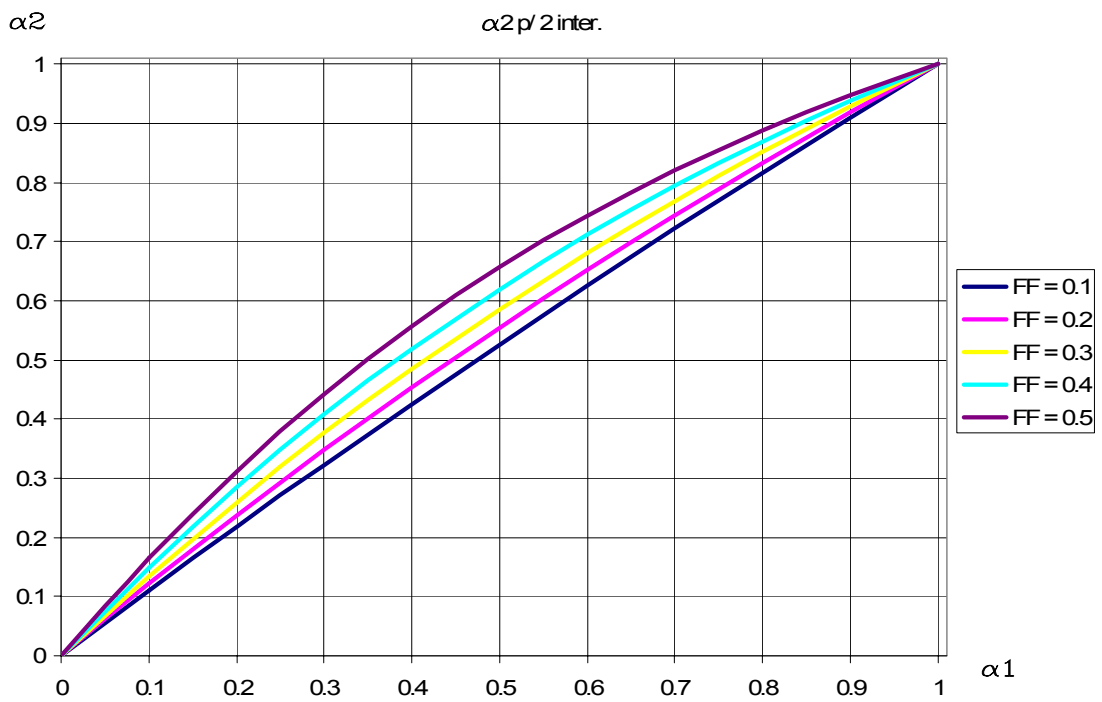


Figura 27: Absortâncias Corrigidas e Superficiais para Diversos Fatores de Forma

6.1.2.3. Irradiância Sobre Superfície Ondulada

O ganho de calor por radiação solar é calculado em 3 parcelas. A primeira, referente à radiação direta (emitida diretamente pelo Sol) incidente sobre a cobertura, uma segunda, proveniente da radiação difusa (dispersa pela atmosfera) e uma terceira, refletida por superfícies do entorno. A soma destas três parcelas corresponde à irradiância global, definida como o fluxo de energia radiante que atinge cada unidade de área de uma determinada superfície.

Radiação Direta:

Devido à distância existente entre o Sol e a Terra, os raios solares incidentes sobre um edifício, ou mesmo uma cidade, podem ser considerados paralelos. Desta forma, a quantidade de energia que atinge uma superfície é função de sua área de projeção sobre um plano normal aos raios, como mostrado na figura 28.

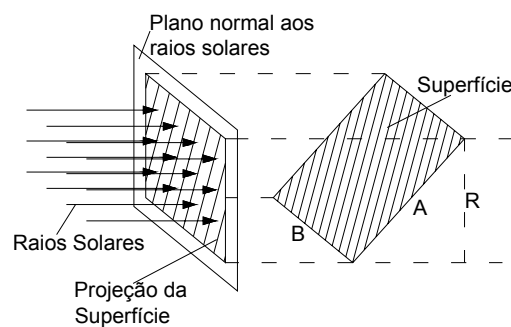


Figura 28: Radiação Direta Incidente Sobre Superfície Plana.

A figura 29 representa um corte de uma superfície plana qualquer, onde ρ é o ângulo entre a direção dos raios solares e a normal à superfície, denominado ângulo de incidência. O comprimento R é a projeção do comprimento A sobre o plano normal aos raios solares.

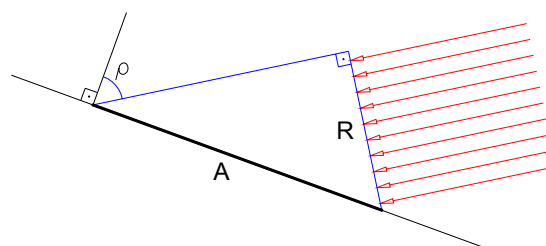


Figura 29: Ângulo de Incidência

O fluxo de energia incidente sobre esta superfície (E_i) pode ser calculado por meio das seguintes equações:

$$R = A \cdot \cos \rho \quad (\text{Eq. 6.12})$$

$$I_s = I_{dn} \cdot \cos \rho \quad (\text{Eq. 6.13})$$

$$E_i = I_{dn} \cdot R \cdot B = I_{ds} \cdot A \cdot B \quad (\text{Eq. 6.14})$$

Sendo:

I_{ds} = Irradiância direta na superfície (W/m^2)

I_{dn} = Irradiância direta sobre plano normal (W/m^2)

B = Dimensão perpendicular ao plano de corte (m)

E_i = Energia incidente sobre a superfície (W)

Qualquer superfície que tenha a mesma projeção no plano normal aos raios solares recebe a mesma quantidade de energia (Figura 30). Assim, para qualquer uma destas superfícies, a área do retângulo de lados R e B pode ser entendida como uma “área efetiva” (A_e) de captação da energia solar.

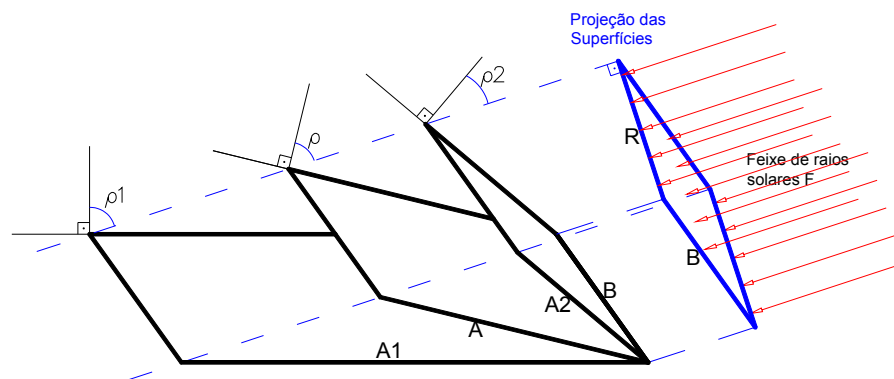


Figura 30: Radiação Incidente Sobre Superfície Qualquer.

Considerando uma nova superfície compostas de 2 planos (Figura 31), enquanto o vértice v do triângulo tuv (Figura 32) permanecer entre as retas $f1$ e $f2$ ou seja, no interior do feixe (F) dos raios que incidiriam sobre A , a irradiância permanece constante, pois as alterações nos ângulos de incidência compensam as alterações na área.

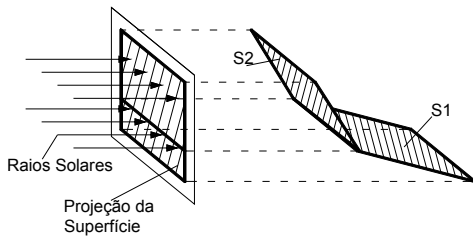


Figura 31: Radiação Incidente Sobre Superfície Composta.

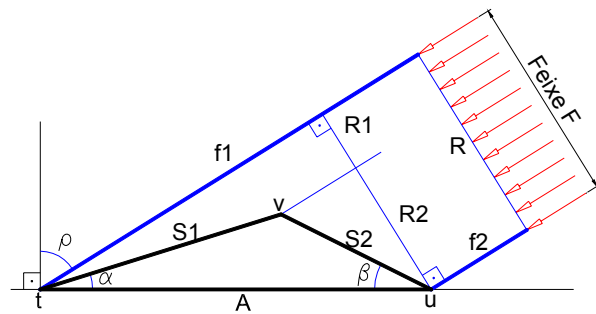


Figura 32: Radiação Incidente Sobre Superfície Composta (Corte).

Ou, em outras palavras (Figura 33)

Se $-(90^\circ + \rho) \leq \alpha \leq 90^\circ - \rho$ e $\rho - 90^\circ \leq \beta \leq (90^\circ + \rho)$, então $R = R1 + R2$

Pois:

$$R1 = S1 \cdot \text{sen}(\sigma) = S1 \cdot \text{cos}(\rho1)$$

$$R2 = S2 \cdot \text{sen}(\delta) = S2 \cdot \text{cos}(\rho2)$$

$$R1 + R2 = R = A \cdot \text{cos}(I) = S1 \cdot \text{cos}(\rho1) + S2 \cdot \text{cos}(\rho2)$$

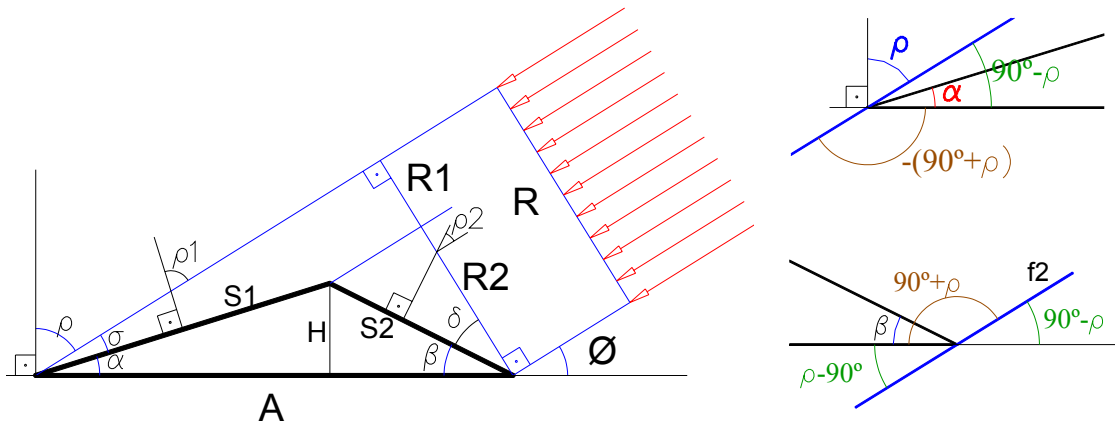


Figura 33: Relações Geométricas da Radiação Incidente em Superfície Composta.

A figura 34 apresenta diversas superfícies com a mesma radiação incidente, enquanto a figura 35 apresenta um caso em que um vértice do triângulo ultrapassa os limites do feixe F e o comprimento R^+ é responsável pelo acréscimo de radiação incidente sobre a superfície, em relação à superfície plana.

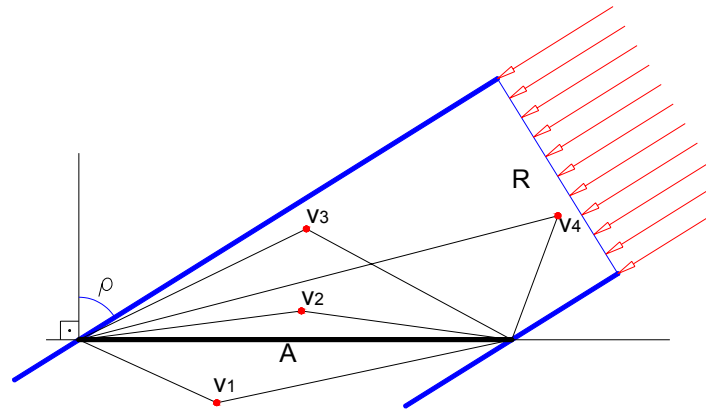


Figura 34: Diversas Superfícies com Mesma Radiação Incidente.

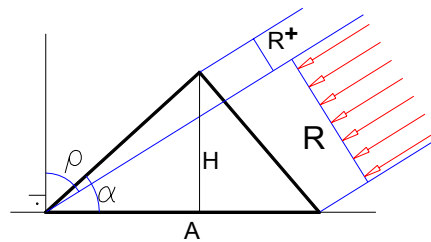


Figura 35: Acréscimo de Radiação Incidente Sobre Superfície.

Assim, a parcela de energia incidente, que não incidiria caso a superfície fosse plana é função do comprimento R^+ , que pode ser calculado através da equação 6.15. A demonstração de tal equação pode ser vista no apêndice C.

$$R^+ = H \left(\text{sen}(\rho) - \frac{R}{A \cdot \text{Tg}(\alpha)} \right) \quad (\text{Eq. 6.15})$$

Da mesma forma, para superfícies constituídas por uma série de planos, existe um intervalo de ângulos α e β , para o qual a irradiância é igual à que ocorreria sobre a superfície plana AB (Figuras 36 e 37).

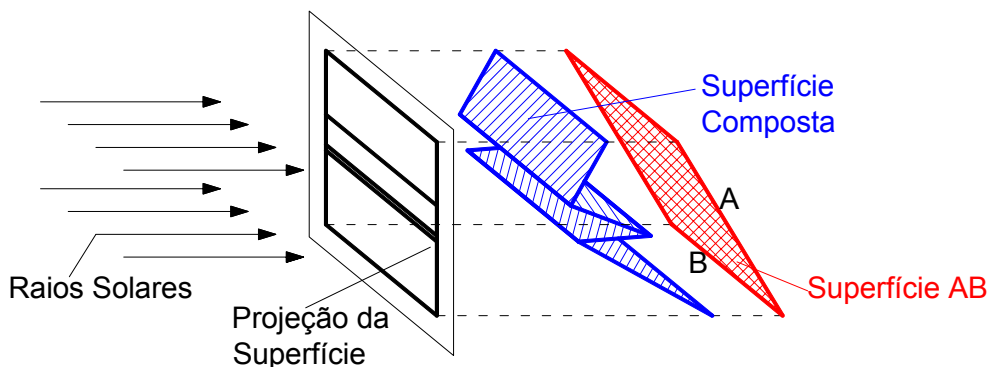


Figura 36: Radiação Incidente Sobre Superfície Composta por Diversos Planos.

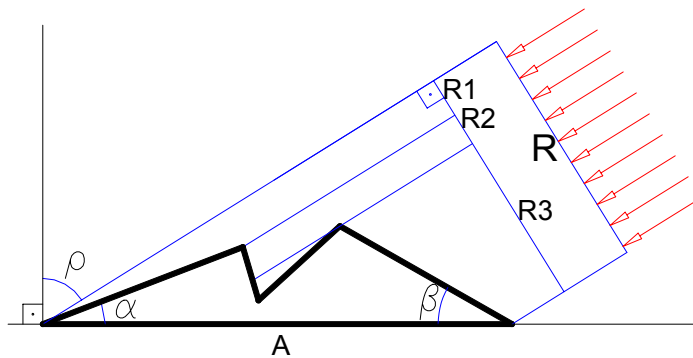


Figura 37: Ângulos Característicos em Superfície Composta por Diversos Planos.

Para verificar a variação causada pela ondulação da telha na energia que incide sobre a cobertura, são estudadas as relações entre R e R^+ para diferentes ângulos de incidência e com diferentes áreas de cobertura para a telha simplificada proposta no item 6.1.2.2.

A figura 38 mostra exemplos para ângulo de incidência de 80° .

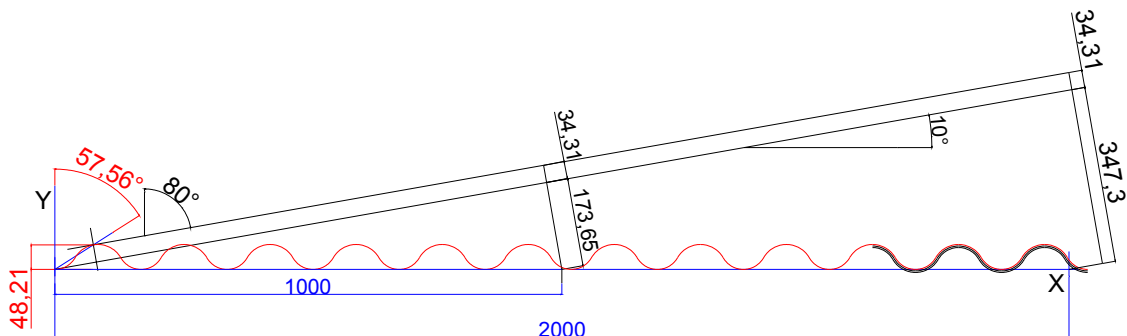


Figura 38: Acréscimo na Irradiância - Exemplo 1 (cotas em mm).

Neste caso, para a largura de 1 metro:

$$\alpha = 90^\circ - 57,56^\circ = 32,44^\circ, \rho = 80^\circ, R = 173,65 \text{ (mm)}$$

$$A = 1000 \text{ (mm)}, H = 48,21 \text{ (mm)}$$

$$R^+ = H \left(\text{sen}(\rho) - \frac{R}{A \text{Tg}(\alpha)} \right)$$

$$R^+ = 48,21 \cdot \left(\text{sen}(80) - \frac{173,65}{1000 \cdot \text{Tg}(32,44)} \right) = 34,31$$

$$R^+/R = 34,31/173,65 = 0,2$$

Dobrando o comprimento A da cobertura, mantido o ângulo de incidência, R^+ se mantém constante (Figura 38).

$$\alpha = 90^\circ - 57,56^\circ = 32,44^\circ, \rho = 80^\circ, R = 347,3 \text{ (mm)}, A = 2000 \text{ (mm)},$$

$$H = 48,21 \text{ (mm)}$$

$$R^+ = 48,21 \cdot \left(\text{sen}(80) - \frac{347,3}{2000 \cdot \text{Tg}(32,44)} \right) = 34,31$$

$$R^+/R = 34,31/347,3 = 0,0988$$

Para o caso de um ângulo de incidência de 70° sobre uma cobertura de 1 metro (Figura 39):

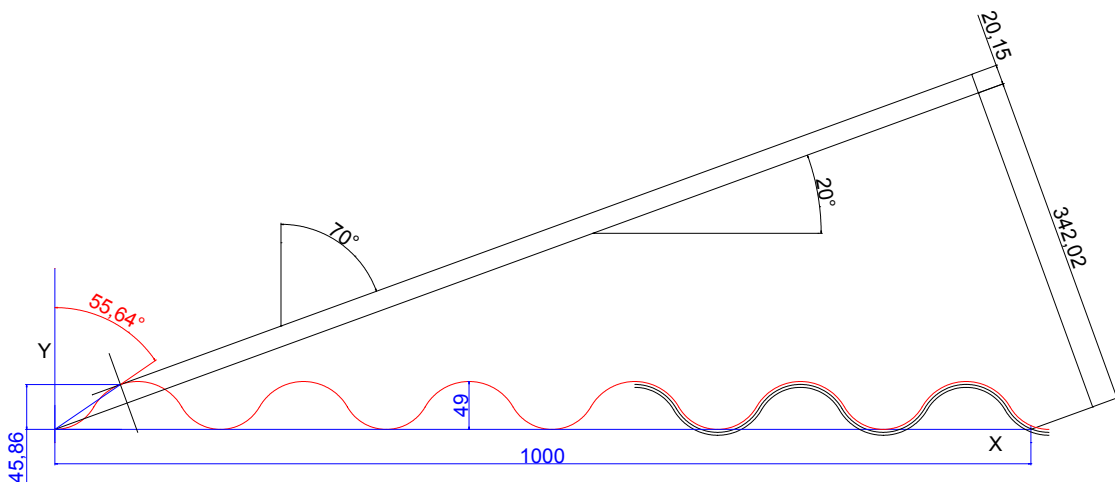


Figura 39: Acréscimo na Irradiância - Exemplo 2 (cotas em mm).

$\alpha = 90^\circ - 55,64^\circ = 34,36^\circ, I = 70^\circ, R = 342,02 \text{ (mm)}, A = 1000 \text{ (mm)}, H = 45,864 \text{ (mm)}$

$$R^+ = 45,864 \cdot \left(\text{sen}(70) - \frac{342,02}{1000 \cdot \text{Tg}(34,36)} \right) = 20,15$$

$$R^+/R = 20,15 / 342,02 = 0,059$$

A figura 40 apresenta valores de R^+/R em função do ângulo de incidência (ρ), para diferentes comprimentos A (m).

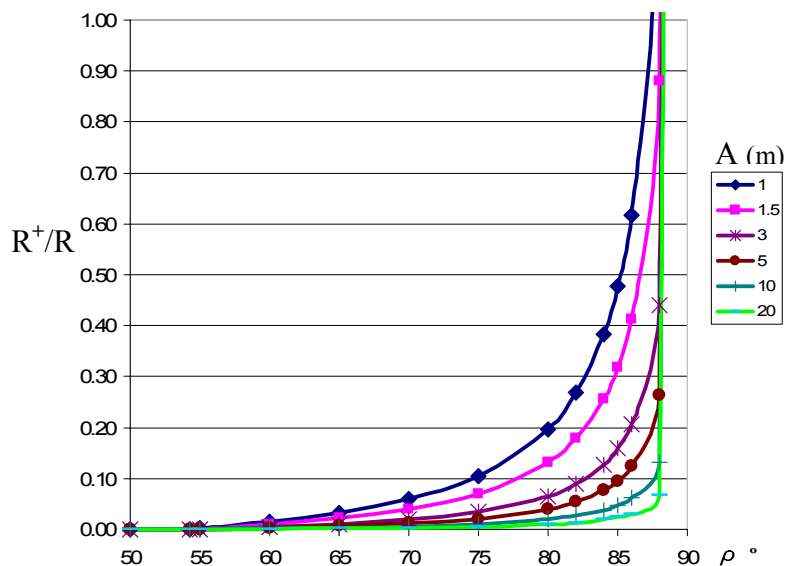


Figura 40: R^+/R em Função do Ângulo de Incidência.

Considerando o sistema de coordenadas da figura 41 é possível notar que para esta telha, o ângulo de incidência máximo (ρ) em que a irradiação é a mesma que a da superfície plana é aproximadamente 54° , sendo este ângulo definido pelo eixo Y e a reta r, tangente à telha e que passa na origem.

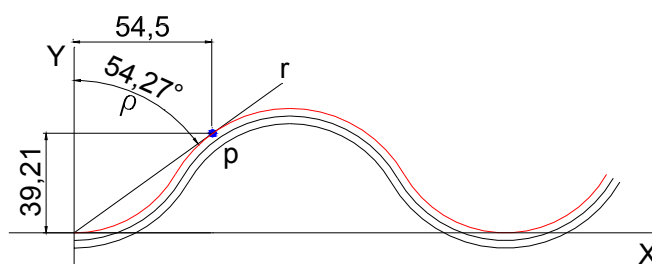


Figura 41: Ângulo de Máximo Incidência para que a Irradiância Seja Igual à do Plano.

Para ângulos de incidência acima deste ângulo crítico (54°), a relação entre a área de cobertura e a altura das ondas passa a alterar, ainda que minimamente, o total de radiação incidente.

Extrapolando este estudo para outros cortes da telha, é possível notar a tendência de aumento deste ângulo crítico com o ângulo de corte (Figura 42), e a consecutiva redução da influencia da ondulação sobre a irradiação.

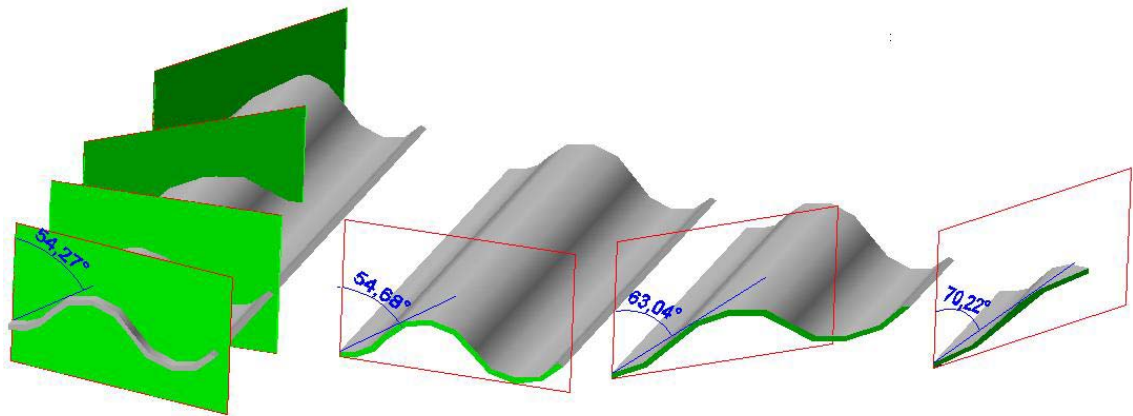


Figura 42: Variação do Ângulo de Incidência Crítico para Diferentes Planos.

É possível então concluir que conforme a área de cobertura cresce a importância da ondulação decai em relação à diferença causada na absorção de radiação direta.

Acima do ângulo crítico, conforme o ângulo de incidência aumenta, aumenta a diferença percentual causada na absorção de radiação direta, entretanto, por esta porcentagem ser relativa a pequenas quantidades de energia, este efeito tem uma influência desprezível na energia total absorvida.

Em resumo, observa-se que para o corte estudado (crítico), para coberturas com comprimentos maiores que 2 metros as ondulações não causam variações significativas na quantidade de radiação direta incidente sobre a cobertura e, para os demais cortes, este fato é ainda mais evidente.

Radiação Difusa:

Para a radiação difusa, considera-se que exista uma calota de céu que emita de forma uniforme em todas as direções. Assim, a radiação incidente sobre um ponto da cobertura é proporcional ao seu AVC. Para todo o resto do campo visual, reflexões dos demais pontos da cobertura incidem sobre este ponto, portanto a radiação incidente sobre um ponto da cobertura é proporcional à refletividade do material.

Desconsiderando outras superfícies que emitam calor para a cobertura, a energia difusa incidente sobre um ponto é então a soma de duas parcelas, a proveniente do céu mais a refletida pela própria cobertura (Figura 43).

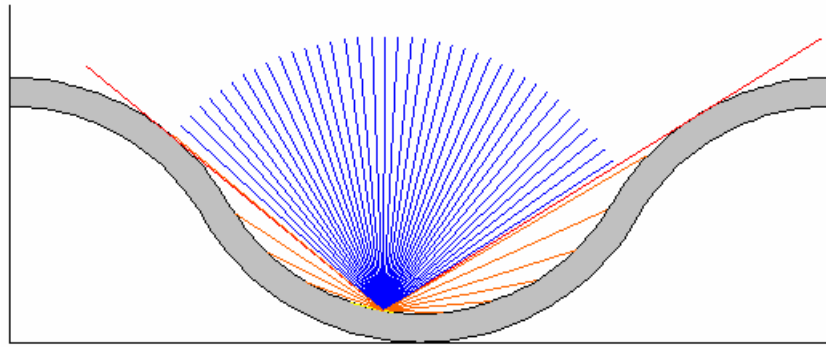


Figura 43: Energia Difusa Incidente Sobre um Ponto Qualquer da Telha

A parcela refletida pelos outros pontos da telha já foi considerada pelo ajuste da absortância, conforme o item 6.1.2.2.

A parcela proveniente do céu é reduzida pela ondulação e a irradiância solar difusa para a telha fica então função do FF.

$$I_{dif}' = I_{dif} \cdot (1 - FF) \quad (\text{Eq. 6.16})$$

Onde:

$$I_{dif}' = \text{Irradiância difusa corrigida (W/m}^2\text{)}$$

$$I_{dif} = \text{Irradiância difusa incidente (W/m}^2\text{)}$$

FF = Fator de forma da telha

Como toda a cobertura recebe radiação difusa, a área de absorção tem de ser corrigida em função da ondulação e, para a telha estudada, o fator de correção da área (fcAr) será (Figura 44):

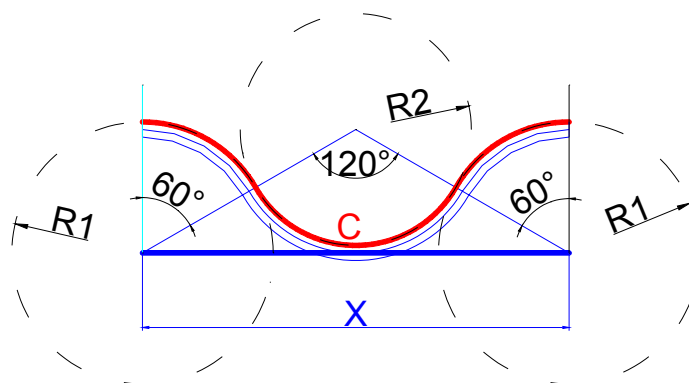


Figura 44: Fator de Correção da Área Para Telha Teórica.

$$C = \frac{1}{6} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R1 + \frac{1}{3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R2 + \frac{1}{6} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R1 = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot (R1 + R2)$$

$$fcAr = \frac{C}{X} \quad (\text{Eq. 6.17})$$

Como $R1 = 52 \text{ mm}$, $R2 = 46 \text{ mm}$ e $X = 169,7 \text{ mm}$

$$fcAr = \frac{C}{X} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (52 + 46)}{3 \cdot 169,7}$$

$$fcAr = 1.21$$

Radiação Refletida:

Para o caso de outras superfícies no entorno refletirem sobre a cobertura, a geometria do conjunto deve ser analisada, prevendo tanto o acréscimo de energia quanto as possíveis sombras causadas pela superfície na cobertura. Para o modelo proposto, considerou-se que não existem superfícies ao redor da telha (células de teste) que possam interferir nos fluxos de calor, e portanto, esta parcela da radiação foi desprezada.

6.1.2.4. Cálculo do Ganho Solar

Utilizando os conceitos apresentados nos itens anteriores, é possível estimar o ganho solar de forma mais apurada que a simples aplicação da equação 6.1, conforme o modelo de cálculo resumido a seguir:

Radiação Direta:

Utilizando a absorvância corrigida (α_2), definida no item 6.1.2.2, o fluxo de energia absorvido proveniente da radiação direta é:

$$Q_{sol_dir} = I_{dir} \cdot \alpha_2 \cdot A \quad (\text{Eq. 6.18})$$

sendo

$$Q_{sol_dir} = \text{Fluxo absorvido de energia da radiação direta (W)}$$

I_{dir} = Irradiância direta sobre o plano horizontal (W/m²)

α_2 = Absortância corrigida

A = Área de projeção da cobertura sobre o plano horizontal (m²)

Radiação Difusa:

O fluxo de energia absorvida proveniente da radiação difusa é:

$$Q_{sol_dif} = I_{dif} \cdot (1 - FF) \cdot \alpha_2 \cdot A \cdot fcAr \quad (\text{Eq. 6.19})$$

onde

Q_{sol_dif} = Fluxo absorvido de energia da radiação difusa (W)

I_{dif} = Irradiância difusa sobre o plano horizontal (W/m²)

$fcAr$ = Fator de correção da área

A = Área de projeção da cobertura sobre o plano horizontal (m²)

α_2 = Absortância corrigida

Radiação global, direta e difusa:

Como as estações climatológicas normalmente colhem dados de radiação global, para os cálculos mencionados acima se faz necessária a divisão desta radiação em suas parcelas direta e difusa. Para tal divisão, Muneer (1997) sugere um método que utiliza o Fator de Limpeza do Céu (KT, ou “Clearness Index”), através das seguintes equações:

$$I_{dif} = I_G \cdot (1,006 - 0,317 \cdot Kt + 3,124 \cdot Kt^2 - 12,7616 \cdot Kt^3 + 9,7166 \cdot Kt^4) \quad (\text{Eq. 6.20})$$

$$Kt = I_G / E_T \quad (\text{Eq. 6.21})$$

Onde:

I_{dif} = Irradiância difusa sobre o plano horizontal (W/m²)

I_G = Irradiância global sobre superfície horizontal (kWh/m²)

E_T = Irradiância solar extraterrestre (kWh/m²)

Para o cálculo dos valores instantâneos da radiação extraterrestre, adaptou-se o procedimento proposto por Wald e Bauer (2004), descrito no apêndice B.

6.1.3. Fluxo de Calor por Convecção do Ar na Superfície Superior da Telha

O Fluxo de calor por convecção, entre a superfície superior da telha e o ar ambiente, foi estimado através da equação 6.22 (CHIASSON et al, 2000).

$$Q_{conv} = hc.A.(T_{bs} - T_{sup}) \quad (\text{Eq. 6.22})$$

Onde:

$$hc = \frac{Nu.k}{L} \quad (\text{Eq. 6.23})$$

hc = Coeficiente de convecção

Nu = Número de Nusselt

k = Condutividade do ar úmido

L = Comprimento característico (equações 6.27 e 6.45)

O número de Nusselt:

O Número de Nusselt (Nu) é um parâmetro adimensional do gradiente de temperatura na superfície (INCROPERA e DEWITT, 1996), pode ser entendido como a relação entre a transferência de calor ocorrida por condução e por convecção, assim quando $Nu = 1$, a transferência é puramente condutiva, ao passo que para altos valores de Nu o fluxo por convecção cresce, (COOLINGZONE, 2006).

O número de Nusselt (Nu) está relacionado a outros parâmetros adimensionais, tais como o número de Reynolds (Re), o número de Prandtl (Pr) e o número de Rayleigh (Ra), sendo este último o produto do número de Prandtl (Pr) pelo número de Grashof (Gr).

Considerando a telha como uma placa horizontal aquecida, para convecção livre na superfície superior, considera-se:

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,54\text{Ra}^{1/4} \quad (10^4 < \text{Ra} < 10^7 - \text{fluxo laminar}) \\ \text{Nu} &= 0,15\text{Ra}^{1/3} \quad (10^7 > \text{Ra} > 10^{11} - \text{fluxo turbulento}) \end{aligned} \quad (\text{Eq. 6.24})$$

Para convecção forçada sobre uma placa plana: (INCROPERA e DEWITT, 1996)

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,664.\text{Re}^{1/2}.\text{Pr}^{1/3} \quad (\text{fluxo laminar}) \\ \text{Nu} &= 0,037.\text{Re}^{4/5}.\text{Pr}^{1/3} \quad (\text{fluxo turbulento}) \end{aligned} \quad (\text{Eq. 6.25})$$

O número de Reynolds:

O número de Reynolds (Re), razão entre as forças de inércia e de viscosidade, aplica-se à convecção forçada e indica se o fluxo acontece em regime laminar ou turbulento. Para pequenos valores de Re, as forças de viscosidade são relativamente maiores que as de inércia e minimizam as perturbações do fluxo estabelecendo regime laminar. Com o aumento de Re, as forças de inércia ganham importância relativa e as perturbações do fluxo crescem tornando-o turbulento. O número de Reynolds é calculado pela equação 6.26 (INCROPERA e DEWITT, 1996).

$$\text{Re} = \frac{VV.L}{\nu} \quad (\text{Eq. 6.26})$$

Onde VV é a velocidade do ar (m/s), ν é a viscosidade cinemática (m^2/s) e L é o comprimento característico (m) que, para convecção forçada ($L = L_F$) é a raiz da área do plano médio da superfície.

$$L_F = \frac{\sqrt{A}}{2} \quad (\text{Eq. 6.27})$$

Para um fluxo sobre uma placa plana, o regime é considerado turbulento quando $\text{Re} > 5 \cdot 10^5$ e laminar em caso contrário.

A Viscosidade Cinemática (ν , em m^2/s) é a razão entre a viscosidade dinâmica (μ , em Pa.s) e a densidade do fluido (ρ , em kg/m^3) (ASHRAE, 2001).

$$\nu = \mu/\rho \quad (\text{Eq. 6.28})$$

A Viscosidade Dinâmica (μ), ou simplesmente viscosidade, é uma medida da resistência de um fluido a deformar-se sob tensão. Descreve a resistência do fluido ao escoamento (PACUBI et al, 2005).

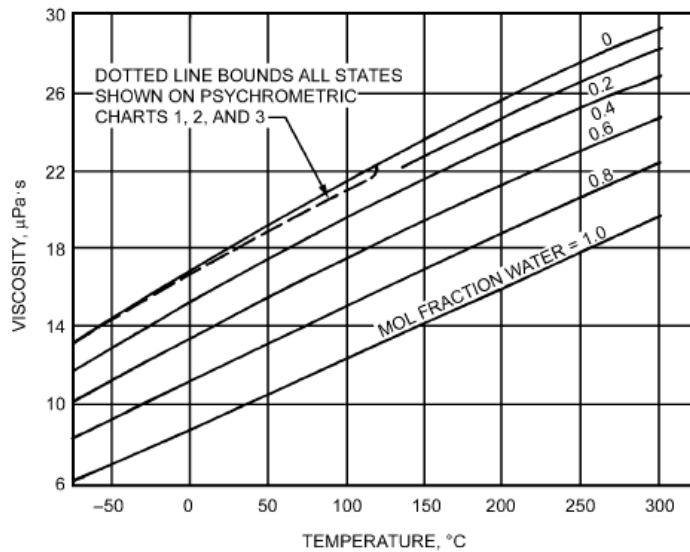


Figura 45: Viscosidade do Ar úmido em Função da Temperatura e da Fração Molar de Água (ASHRAE, 2001)

A viscosidade dinâmica (μ) é calculada pela regressão a seguir, obtida a partir da figura 45.

$$d_1 = 1 + e^{\left(\frac{X_w - 0.84393}{0.28934}\right)} \quad A = 3.7829 + \frac{13.9471}{d_1}$$

$$d_2 = 1 + e^{\left(\frac{X_w - 0.63305}{0.15642}\right)} \quad B = 0.035525 + \frac{0.011023}{d_2}$$

$$\mu = \frac{A + B \cdot T_p}{10^6} \quad (\text{Pa}\cdot\text{s})$$

Onde:

T_p = Temperatura da película (superfície molhada da telha) (°C)

X_w = Fração molar de vapor, calculada pela equação 6.29 (ASHRAE, 2001).

$$X_w = \frac{P_w}{P} \quad (\text{Eq. 6.29})$$

Sendo:

P = Pressão atmosférica (Pa)

P_w = Pressão do vapor de água no ar úmido (Pa)

$$P_w = \phi \cdot P_{ws} \quad (\text{Eq. 6.30})$$

Onde ϕ é a umidade relativa e P_{ws} é a pressão de vapor saturante (em Pa), calculada com a temperatura da película (T = T_p), em K pela equação 6.31, válida para o intervalo entre 0 e 200°C (ASHRAE, 2001).

$$\ln(P_{ws}) = \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10} \cdot T + C_{11} \cdot T^2 + C_{12} \cdot T^3 + C_{13} \cdot \ln(T) \quad (\text{Eq. 6.31})$$

Ou:

$$P_{ws} = e^{\frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10} \cdot T + C_{11} \cdot T^2 + C_{12} \cdot T^3 + C_{13} \cdot \ln(T)} \quad (\text{Eq. 6.32})$$

Onde:

$$\begin{aligned} C_8 &= -5.8002206E+03 \\ C_9 &= 1.3914993E+00 \\ C_{10} &= -4.8640239E-02 \\ C_{11} &= 4.1764768E-05 \\ C_{12} &= -1.4452093E-08 \\ C_{13} &= 6.5459673E+00 \end{aligned}$$

A pressão parcial de vapor na película também pode ser calculada em função da taxa de umidade (ω) e da pressão atmosférica (P), aplicando-se a equação 6.33 deduzida no apêndice E.

$$P_w = \frac{\left(\frac{\omega}{0,62198}\right) \cdot P}{\left(1 + \left(\frac{\omega}{0,62198}\right)\right)} \quad (\text{Eq. 6.33})$$

A densidade do ar úmido na película (ρ) é o inverso do volume específico (v)

$$\rho = 1/v \quad (\text{Eq. 6.34})$$

O volume específico é calculado pela equação 6.35 (ASHRAE, 2001).

$$v = 0,2871(T_p + 273,15) \cdot (1 + 1,6078 \cdot \omega) / P \quad (\text{Eq. 6.35})$$

Onde:

ρ = densidade do ar úmido (kg/m³)

v = Volume específico (m³/kg)

T_p = Temperatura da película (°C)

P = Pressão atmosférica (kPa)

ω = Taxa de umidade do ar da película (kg vapor d'água/kg ar)

A taxa de umidade do ar na película é considerada igual à do ar ambiente desde que não ultrapasse a taxa de saturação para a temperatura da película, condição limite desta variável. A taxa de saturação é calculada pela equação 6.36 (ASHRAE, 2001).

$$W_s = 0,62198 \cdot \frac{f \cdot P_{ws}}{P - P_{ws}} \quad (\text{Eq. 6.36})$$

Onde f é um fator de correção relacionado ao efeito de gases dissolvidos no ar, ao efeito da pressão nas propriedades do ar e ao efeito das forças intermoleculares nas propriedades de ar úmido, sendo calculado pela seguinte equação de regressão, obtida através de dados publicados pela Ashrae (ASHRAE, 2001. Psychrometrics, Tabela 4).

$$f = y_0 + A_1 \cdot e^{\frac{-TBS}{T_1}} \quad (\text{Eq. 6.37})$$

Sendo:

$$y_0 = 1.03912 - 0.03995 \cdot e^{\frac{-P}{797.403}}$$

$$A_1 = 2.746 \cdot 10^6 \cdot e^{\frac{P}{126.233}}$$

$$T_1 = 29.589 + 0.02719 \cdot e^{\frac{P}{136.19}}$$

A taxa de umidade do ar na temperatura ambiente (em kg_v/kg_{as}) é calculada através da equação 6.38, deduzida conforme o apêndice A.

$$\omega = \omega_s \cdot \frac{\phi \cdot (1 - Z)}{(1 - \phi \cdot Z)} \quad (\text{Eq. 6.38})$$

Onde:

$$Z = \left(f \cdot \frac{P_{ws}}{P} \right)$$

O número de Prandtl:

O número de Prandtl (Pr), é a razão entre a viscosidade cinemática (ν) e a difusividade térmica (α , equação 6.59) ou a razão entre a espessura da camada limite de velocidades (camada do fluido afetada por uma superfície) e a camada térmica limite. Se Pr é muito pequeno, a velocidade de propagação do calor é maior que a velocidade do fluido.

Para o cálculo do número de Prandtl, utiliza-se as equações 6.39 ou 6.40 (INCROPERA e DEWITT, 1996).

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{Eq. 6.39})$$

Ou

$$\text{Pr} = \frac{C_{pm} \cdot \mu}{K} \quad (\text{Eq. 6.40})$$

Onde μ é a viscosidade dinâmica, k é a Condutividade do ar úmido e C_{pm} é o Calor Específico do ar úmido na película (em J/kg.K), calculado pela equação 6.41 (ASHRAE, 2001).

$$C_{pm} = (1 + W_p).C_p \quad (\text{Eq. 6.41})$$

Onde, W_p é a taxa de umidade do ar na película (em $\text{kg}_v/\text{kg}_{as}$), considerada igual à do ar ambiente (W_{TBS}), desde que esta não ultrapasse a taxa de saturação para a temperatura da película (W_{sp}). No caso de W_{TBS} ser maior que W_{sp} , haverá condensação sobre a superfície e $W_p = W_{sp}$.

C_p é o calor específico do ar seco (em J/kg.K), calculado pela seguinte equação de regressão, obtida a partir da tabela A4 de Incropera e DeWitt, (1996).

$$c_p = 1000.(1,00373 + 5,3791E-6.T_p + 7,3012E-7.T_p^2 - 1,3447E-9.T_p^3 + 1,2303E-12.T_p^4)$$

$$(\text{Eq. 6.42})$$

A Condutividade do ar úmido na película (k) é calculada pela equação 6.43 obtida por regressão a partir da Figura 46.

$$k_{ap} = A + B.T_p \quad (\text{Eq. 6.43})$$

Onde:

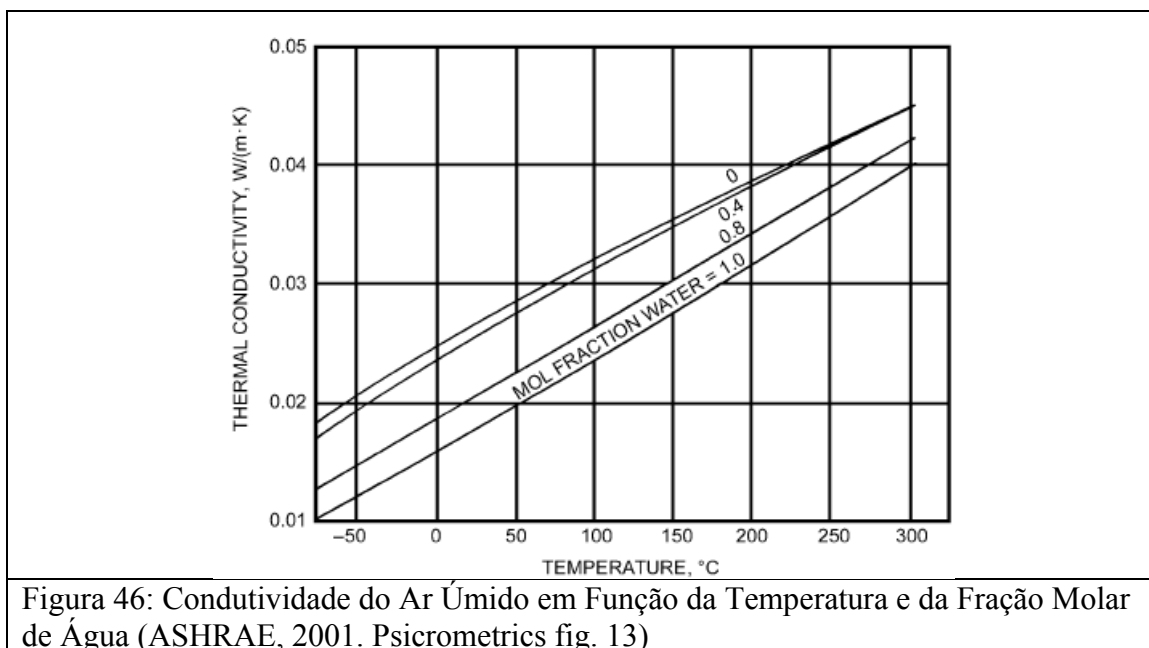
$$A = 0,013302 + \frac{0,011397}{1 + e^{\frac{X_w - 0,77201}{0,18919}}}$$

$$B = 7,73E-5 + (6,833E-6.X_w) - (1,25E-5.X_w^2) + (4,167E-6.X_w^3)$$

k_{ap} = Condutividade do ar úmido na película (W/m.K)

T_p = Temperatura da película (superfície molhada da telha) (° C)

X_w = Fração molar de vapor. (equação 6.29)



O número de Grashof:

O número de Grashof (Gr) é a razão entre as forças de empuxo (flutuabilidade) e as de viscosidade. Tem o mesmo papel na convecção natural que o número de Reynolds (Re) na convecção forçada. É calculada pela equação 6.44 (INCROPERA e DEWITT, 1996).

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_p - T_{bs})}{\nu^2} \quad (\text{Eq. 6.44})$$

Onde a aceleração da gravidade (g) é adotada $9,807 \text{ (m/s}^2\text{)}$, o comprimento característico ($L = L_N$) é admitido, para o caso de convecção natural, como a razão entre a área de cobertura (A) e o perímetro (Per) (INCROPERA e DEWITT, 1996).

$$L_N = \frac{A}{Per} \quad (\text{Eq. 6.45})$$

O coeficiente de expansão volumétrica (β), é calculado considerando o ar como gás perfeito, através da equação 6.46 (INCROPERA e DEWITT, 1996).

$$\beta = \frac{1}{(T_p + 273,15)} \quad (\text{Eq. 6.46})$$

O número de Rayleigh:

O número de Rayleigh (Ra) é definido como o produto do número de Grashof (Gr) pelo número de Prandtl (Pr). Indica a condição de transição de um fluxo laminar para turbulento. Para placas verticais, como nas figuras 47 e 48, a transição acontece no valor crítico de Ra de aproximadamente 10^9 .

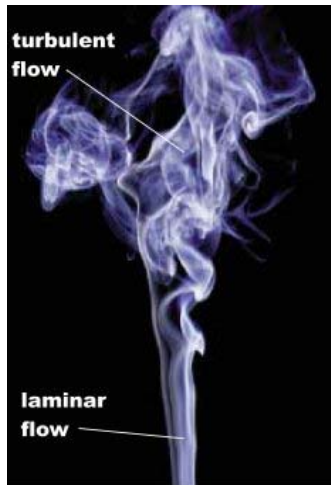


Figura 47: Número de Rayleigh
Fonte: Shore's Home Page (2007)

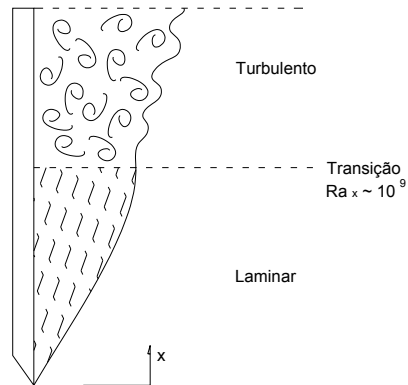


Figura 48: Transição Laminar-Turbulento
Adaptado de Incropera e Dewitt (1996).

Portanto, considerando o fluxo sobre a película (INCROPERA e DEWITT, 1996).

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_p - T_{bs}) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (\text{Eq. 6.47})$$

Concluindo, o coeficiente de convecção (h_c) é calculado para ambos os casos, tanto convecção forçada quanto livre e o número de Nusselt calculado para o maior deles (CHIASSON et al, 2000).

6.1.4. Fluxo de Calor em Ondas Longas na Superfície Superior da Telha

Considerando o céu como uma superfície uniforme à temperatura efetiva T_{ceu} , através da lei de Stefan-Boltzmann, é possível calcular o fluxo líquido de energia trocado entre a superfície da telha e esta superfície celeste teórica. O fluxo de calor por radiação de

ondas longas entre a superfície e o céu, pode então ser estimado através da equação 6.48, adaptada de Gonzáles (2002).

$$Q_{rad} = \sigma \cdot (1 - FF) \cdot (E_{ceu} \cdot T_{ceu}^4 - E_{sup} \cdot T_p^4) A \quad (\text{Eq. 6.48})$$

Como o fator de forma (FF) foi definido como a razão entre o ângulo de inter-reflexão e o total hemisférico (Eq. 6.5), na equação 6.48 a fração adotada é de 1-FF.

Durante as últimas décadas, diferentes correlações entre a temperatura do céu e as variáveis climáticas foram desenvolvidas por diversos grupos de. Dentre estas, a grande maioria se aplica a condições de céu limpo. Outras se aplicam apenas a climas temperados. Assim, tendo em vista os dados disponíveis e as condições de clima local, no presente trabalho a temperatura efetiva do céu (T_{ceu}) é estimada pelas equações 6.49 e 6.50 (LEVINSON, 1997).

$$T_{ceu} = TBS \cdot E_{ceu}^{1/4} \quad (\text{Eq. 6.49})$$

$$E_{ceu} = 1,56 \cdot dv^{1/7} \quad (\text{Eq. 6.50})$$

onde:

E_{ceu} = Emissividade efetiva do céu

dv = Densidade de vapor (kg/m^3)

$$dv = \frac{\omega}{v} \quad (\text{Eq. 6.51})$$

$$v = 0,2871(T_p + 273,15) \cdot (1 + 1,6078 \cdot W) / P \quad (\text{Eq. 6.52})$$

6.1.5. Fluxo de Calor por Evaporação ou Condensação

Para o cálculo dos fluxos de calor por evaporação e por condensação utiliza-se a equação 6.53 (CHIASSON et al, 2000).

$$Q_{evap} = Cl.A.mw \quad (\text{Eq. 6.53})$$

Onde:

Cl = Calor latente de vaporização da água (equação 6.58) (J/kg)

A = Área (m²)

mw é o fluxo de massa de água evaporada em kg/s, calculado pela equação 6.54 (CHIASSON et al, 2000).

$$mw = hd.(\omega_p - \omega_{sp}) \quad (\text{Eq. 6.54})$$

Onde:

hd = Coeficiente de transferência de massa (equação 6.55)

ω_p = Teor de umidade do ar na película (kg_v/kg_{as})

ω_{sp} = Teor de umidade de saturação à temperatura da película (kg_v/kg_{as})

O fluxo de massa calculado pela equação 6.54 indica um máximo teórico, sendo adotado sempre que houver água suficiente para permiti-lo. Caso esta quantidade seja menor que este limite, toda ela é evaporada.

O coeficiente de transferência de massa (hd) em kg/(m².s) pode ser calculado pela equação 6.55 (CHIASSON et al, 2000), em função do coeficiente de convecção (hc, equação 6.23), do calor específico do ar na temperatura da película (Cp, equação 6.41) e do número de Lewis (Le, equação 6.56).

$$hd = \frac{hc}{Cp.Le^{2/3}} \quad (\text{Eq. 6.55})$$

O número de Lewis:

O número de Lewis (Le) é a razão entre a difusividade térmica (α) e a difusividade mássica (D) do vapor d'água (INCROPERA e DEWITT, 1996). No presente estudo a difusividade térmica se aplica ao ar da película e a difusividade mássica corresponde à difusividade molecular do vapor d'água no ar (D = Dva).

$$Le = \frac{\alpha}{Dva} \quad (\text{Eq. 6.56})$$

A difusividade molecular do vapor d'água no ar (Dva) é dada pela equação 6.57 (ANDRÉAS, 2005).

$$Dva = 2,11 \cdot 10^{-5} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1,94} \cdot \left(\frac{P_0}{P} \right) \quad (\text{Eq. 6.57})$$

Onde:

Dva = Difusividade molecular do vapor d'água no ar (m^2/s)

T = Temperatura da do ar na película (T_p , em K)

T_0 = Temperatura de referência (273,15 K)

P = Pressão do ar atmosférico (mbar)

P_0 = Pressão de referência (1013,25 mbar)

O Calor Latente de vaporização da água na película (Cl) é calculado pela equação 6.58 (ANDRÉAS, 2005).

$$Cl = (25,00 - 0,02274 \cdot T) \cdot 10^5 \quad (\text{Eq. 6.58})$$

A difusividade térmica (α em m^2/s) é calculada pela equação:

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot Cpm} \quad (\text{Eq. 6.59})$$

Sendo:

k = Condutividade do ar na película (equação 6.43)

ρ = Densidade do ar na película (equação 6.34)

Cpm = Calor específico do ar úmido na película (equação 6.41)

Os resultados iniciais indicaram que os valores calculados para a taxa de evaporação diferiam dos observados experimentalmente. Posteriormente identificou-se que esta diferença era causada pela suposição de que a aspersão e a evaporação ocorriam

simultaneamente. Entretanto, o início da evaporação ocorria após o início da aspersão e mesmo depois de terminada a aspersão ainda havia água evaporando. Por este motivo, criou-se um fator de ajuste (FatIn) que é multiplicado ao fluxo estimado de massa de água evaporada, corrigindo-o.

O volume de água disponível na telha para a evaporação foi calculado através de um balanço de massa. O volume de água que cai na telha na unidade de tempo (VaCT) foi considerado como o valor médio de uma série de medidas, conforme cálculo apresentado no apêndice G. Neste sentido, instalou-se uma calha para coletar a água aspergida não evaporada. Ao término de cada experimento, mediu-se o volume desta água excedente e a média destes valores (VaE), foi adotada como constante nas etapas seguintes do estudo.

Considerou-se que, a cada instante em que houve aspersão, o fluxo médio de água que cai na telha (VaCT) seria adicionado ao volume disponível para evaporação, sendo o fluxo médio de água excedente (VaE) subtraído deste valor. Quando evapora apenas parte do volume de água disponível, o restante é adicionado ao volume disponível para o instante seguinte.

O limite máximo do fluxo de massa de água evaporada (mw) é dado pela equação 6.54 e resulta na taxa de evaporação (MLE_{MAX} , em ml/min) calculado pela equação 6.60.

$$MLE_{MAX} = mw \cdot Area \cdot fcAr \cdot 60000 \quad (\text{Eq. 6.60})$$

A cada intervalo de tempo (t), a massa de água que sobra para o próximo intervalo, é calculado através da seguinte equação:

$$MLs(t) = MLs(t-1) + MLasp(t) - MLcol(t) - FatIn \cdot MLE_{MAX} \quad (\text{Eq. 6.61})$$

Onde:

- MLs(t) = Massa de água que sobrar para o próximo intervalo de tempo
- MLs(t-1) = Massa de água não evaporada no intervalo de tempo anterior
- MLasp = Massa de água aspergida que cai na telha a cada minuto
- MLcol = Massa de água que cai na calha de coleta a cada minuto
- FatIn = Fator de ajuste da taxa de evaporação
- MLE_{MAX} = Fluxo máximo de água evaporada

De onde resulta a seguinte equação para a taxa de evaporação corrigida:

$$mw^* = \frac{(MLasp - Mlcol) - MLs(t)}{60000.fcAr.Area} \quad (\text{Eq. 6.62})$$

Rigorosamente, nem toda a energia consumida na evaporação é retirada da telha, pois uma parcela pode ser fornecida pelo ar. Para calcular este efeito, aplica-se uma propriedade denominada Efusividade Térmica, definida por Lavigne (1994), como a capacidade do material em absorver e restituir uma potência térmica (equação 6.63).

$$Efus = \sqrt{k.\rho.c} \quad (\text{Eq. 6.63})$$

sendo:

k = Condutividade térmica do material (W/ m.K)

ρ = Densidade do material (kg/m³)

c = Calor específico (J/kg °C)

Entretanto, como a efusividade da telha é cerca de 240 vezes maior que a do ar, praticamente toda a energia gasta na evaporação da água é fornecida pela telha, sendo desprezível a correspondente ao ar.

6.1.6. Fluxo de Calor por Convecção da Água na Superfície Superior da Telha

A água que escorre sobre a telha sem evaporar, pode estabelecer com esta, um fluxo térmico (calor sensível) por convecção. A maior precisão no controle dos tempos de aspersão tende a minimizar a ocorrência deste fluxo, pois objetiva que toda a água aspergida evapore. Entretanto, estes intervalos de tempo não podem ser constantes devido às variações das condições atmosféricas.

Este fluxo (Q_{H2O} , em W) pode ser calculado pela equação 6.64.

$$Q_{H_2O} = m.c.\Delta T/\Delta t \quad (\text{Eq. 6.64})$$

Onde:

m = Massa de água (kg) que escorre sobre a telha no intervalo de tempo (Δt)

c = Calor específico da água (4186,8 J/(kg.K))

Δt = Intervalo de tempo considerado (s)

ΔT = Diferença entre a temperatura da água aspergida e a que, sem evaporar, escoava para a calha.

6.1.7. Fluxo de Calor por Condução Através da Telha

Segundo Incropera e Dewitt (1996), uma referência para o método de cálculo da condução em um sólido sob efeito de convecção é o número de Biot (Bi), a razão entre a resistência térmica interna do sólido e a resistência térmica da camada limite (Figura 49).

Definido por:

$$Bi = \frac{hc.L_c}{k} \quad (\text{Eq. 6.65})$$

Onde:

hc = Coeficiente de convecção (equação 6.23)

L_c = Volume/Área Superficial

k = Condutividade térmica do material (W/m.K)

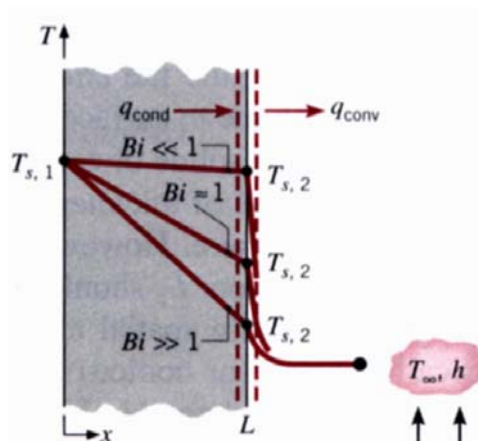


Figura 49: O número de Biot

Para valores de Bi menores que 0,1 é razoável assumir que a temperatura ao longo do sólido é uniforme (INCROPERA e DEWITT, 1996), simplificando os cálculos. Por outro lado, a pequena espessura da telha contribui para que este fluxo cresça. Como a telha é considerada impermeável à água, mas não ao vapor, a condutividade pode se alterar ao longo do experimento. Para minimizar os efeitos de tal erro, uma vasta coleção de dados se torna necessária.

Adota-se então a forma geral do cálculo do fluxo de calor por condução: (INCROPERA e DEWITT, 1996)

$$Q_{cond} = A \cdot k \cdot (T_{si} - T_{se}) / L \quad (\text{Eq. 6.66})$$

Onde:

A = Área da superfície (m²)

k = Condutividade térmica do material (W/m.K)

T_{se} = Temperatura superficial externa (°C)

T_{si} = Temperatura superficial interna (°C)

L = Espessura da telha (m)

Assim, fluxo de condução através da telha é calculado pela equação 6.67.

$$Q_{cond} = \frac{A \cdot F_{cAr} \cdot k \cdot (T_{si} - T_{se})}{L} \quad (\text{Eq. 6.67})$$

Onde F_{cAr} é o fator de correção da área (equação 6.17)

Um resumo dos cálculos dos fluxos de calor pode ser visto no apêndice D.

6.2. Fluxo de Calor Entre a Telha e o Ático

Os fluxos de calor para o ático, por convecção, radiação ou condução, são função de diversos parâmetros referentes ao tipo de construção, variáveis climáticas, padrão de ocupação dentre inúmeros outros, os quais fogem do foco deste trabalho. Entretanto é

possível estimar um fluxo líquido de calor entre a telha e o ático (Q_I), através de um balanço de energia na superfície inferior da telha.

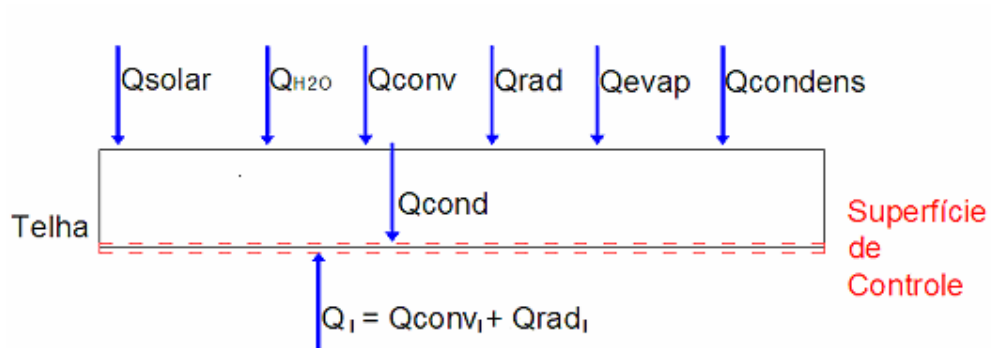


Figura 50: Superfície de Controle.

Considerando uma superfície de controle na face inferior da telha, ou seja, um volume de controle de espessura e massa igual a 0 (Figura 50), o balanço de energia deve ser nulo ($\dot{E}_{entrada} + \dot{E}_{saída} = 0$), e a soma vetorial dos fluxos fica:

$$Q_{cond} = Q_{conv.int} + Q_{rad.int} = Q_{int} \quad (\text{Eq. 6.68})$$

Ou seja, o fluxo líquido de calor entre a telha e o ático (Q_I) é igual ao fluxo de calor por condução através da telha (Q_{cond}).

6.3. O Experimento

Devido a uma série de imprevistos, o experimento montado para coleta de dados sofreu sucessivas alterações ao longo da pesquisa, demandando importante parcela do tempo total disponível para este trabalho. O apêndice I descreve em detalhes a evolução desse processo, os problemas encontrados e as respectivas soluções adotadas.

Foram construídas duas células-teste, constituídas por telhas de fibrocimento lixadas, pintadas e isoladas em suas faces inferiores. Sobre uma destas células, foi montado um sistema de aspersão intermitente de água, composto por um aspersor, dutos de água, duas bombas centrífugas (SARLO– SB2000) ligadas em série e um reservatório. Para controlar e

registrar os dados deste sistema, a equipe do Professor Dr. Saulo Guths, da UFSC, desenvolveu um equipamento (Climus) e um software específico.

Para minimizar a influência de superfícies próximas, as células-teste foram montadas em bancada sobre uma cobertura, conforme a figura 51. As ondulações foram orientadas no sentido Leste-Oeste para que não houvesse acréscimo na irradiância conforme descrito no item 6.1.2.3.



Figura 51: Célula Teste.

Para aquisição dos dados de temperaturas do ar, umidades do ar e temperaturas superficiais das telhas, foram utilizados sensores tipo Onset - HOBO (Figura 52), montados em uma proteção contra radiação em aço-inox dotada de um exaustor. Estes sensores sofreram uma calibração que pode ser vista no apêndice F.

O fator de forma (FF) destas células de teste foi calculado conforme o método descrito em 6.1.2.2, resultando em 0,139.

A absorvância (α) da tinta utilizada em sua pintura, foi medida por Dornelles (2005) em um espectrofotômetro. Corrigida para o espectro solar padrão, conforme o item 6.1.2.1, resultou em 0,716



Figura 52: HOBO e Proteção Contra Radiação.

Para o registro da velocidade do vento, utilizou-se anemômetro digital (TAVR-650 – INSTRUTHERM), instalado sobre suporte rotativo, no sentido de manter o sensor do equipamento perpendicular à direção do vento (Figura 53).



Figura 53: Anemômetro e Suporte Rotativo.

Para medição da irradiância global sobre a superfície horizontal e das temperaturas da água na saída do aspersor, sobre a telha e na calha de coleta da água excedente, utilizou-se de um conjunto de equipamentos (sistema Campbell), gentilmente

disponibilizados pelo Centro de Recursos Hídricos e Ecologia Aplicada (CRHEA) da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC-USP), através do professor Dr. Francisco A. S. Vecchia.

A coleta de dados foi feita em dois períodos. Inicialmente um teste piloto foi realizado entre os dias 13 e 14 de fevereiro de 2007 e posteriormente, a coleta sistemática ocorreu entre Abril e Maio do mesmo ano.

6.4. Tratamento dos Dados Medidos

6.4.1. Ajuste do Horário Local com o Horário Solar

Para que os diversos instrumentos registrem simultaneamente as variáveis, é necessário que estejam sincronizados. Além disso, para que estejam sincronizados com os cálculos solares (Irradiância Extraterrestre por exemplo), é necessário que sejam feitas as correções entre o horário local (HL) e o horário solar (HS). Considerando o caso de horário de verão (entre 05 de Novembro de 2006 e 25 de Fevereiro de 2007), a equação pra esta correção para São Carlos é: (ABNT, 2003)

$$HS = HL - 1,1926 \quad (h) \quad (\text{Eq. 6.69})$$

6.4.2. Ajuste Referente aos Intervalos de Medição

Os fluxos de calor serão considerados constantes para o intervalo de tempo entre as medições das variáveis, predefinido em 1 min. Desta forma, para todas as variáveis, serão considerados valores médios entre as leituras inicial e final de cada período. Por exemplo, caso no instante T1 a temperatura da telha lida no sensor e corrigida pela sua calibração seja de 10°C e no instante T2 seja de 20°C, considera-se, entre os instantes T1 e T2, uma Temperatura da telha de 15°C e os fluxos de calor são calculados com este valor.

7. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Conforme mencionado no item 6.3, a coleta de dados foi feita em duas fases, inicialmente um teste piloto e posteriormente, de forma efetiva. A análise do teste piloto indicou um atraso entre a aspersão de água e o efeito esperado de refrigeração. Para contornar este problema, em princípio adotou-se um fator de ajuste da taxa de evaporação (FatIn) conforme discutido no item 6.1.5.

7.1. O Experimento Piloto

Os resultados obtidos após a série inicial de testes podem ser vistos nas figuras 54 a 60, cujas legendas representam:

ExtMol = Temperatura Superficial Externa da Telha sob aspersão (°C)

IntMol = Temperatura Superficial Interna da Telha sob aspersão (°C)

ExtSec = Temperatura Superficial Externa da Telha sem aspersão (°C)

IntSec = Temperatura Superficial Interna da Telha sem aspersão (°C)

TBS = Temperatura de bulbo seco do ar ambiente (°C)

UR = Umidade Relativa do ar ambiente (%)

Vel.Vent = Velocidade do ar ambiente (m/s)

Irrad = Irradiância solar sobre superfície horizontal (W/m²)

ÁguaAsp = Volume de água aspergida sobre a telha, já descontado o volume que flui para a calha (ml)

ÁguaCol = Volume de água coletado na calha (ml)

dTagua = Diferença entre a temperatura em que a água é coletada na calha e a da saída do aspersor (K)

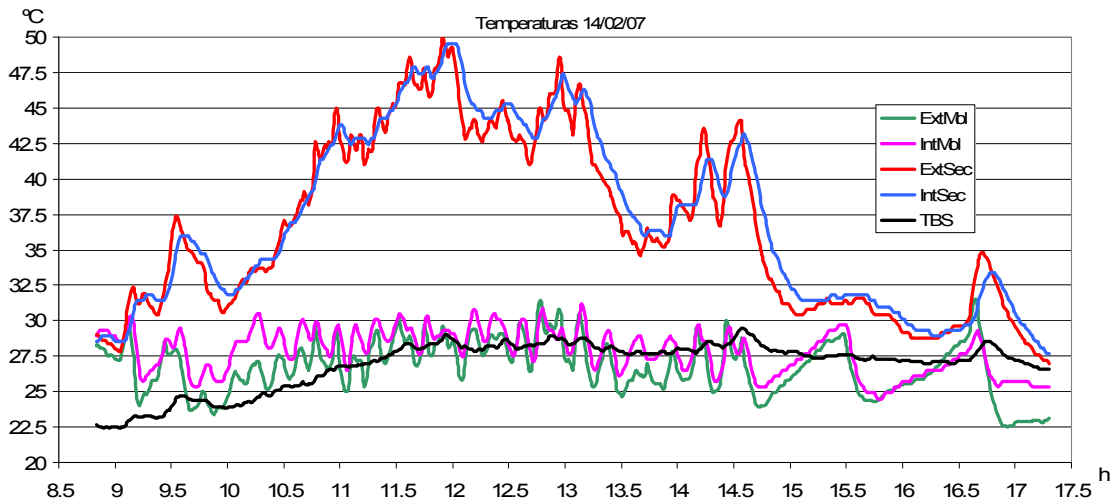


Figura 54: Temperaturas Observadas em 14/02/07

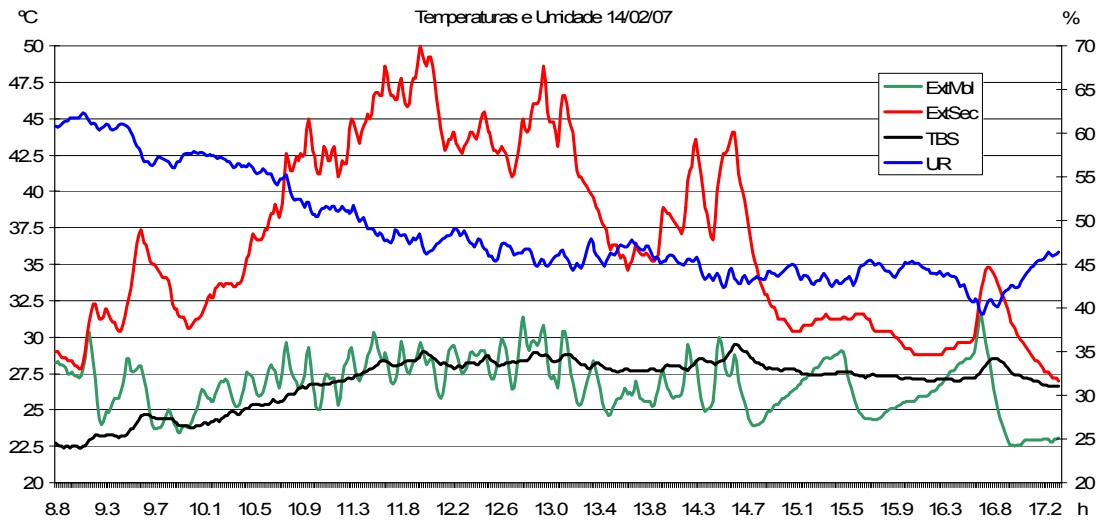


Figura 55: Temperaturas e Umidades em 14/02/07

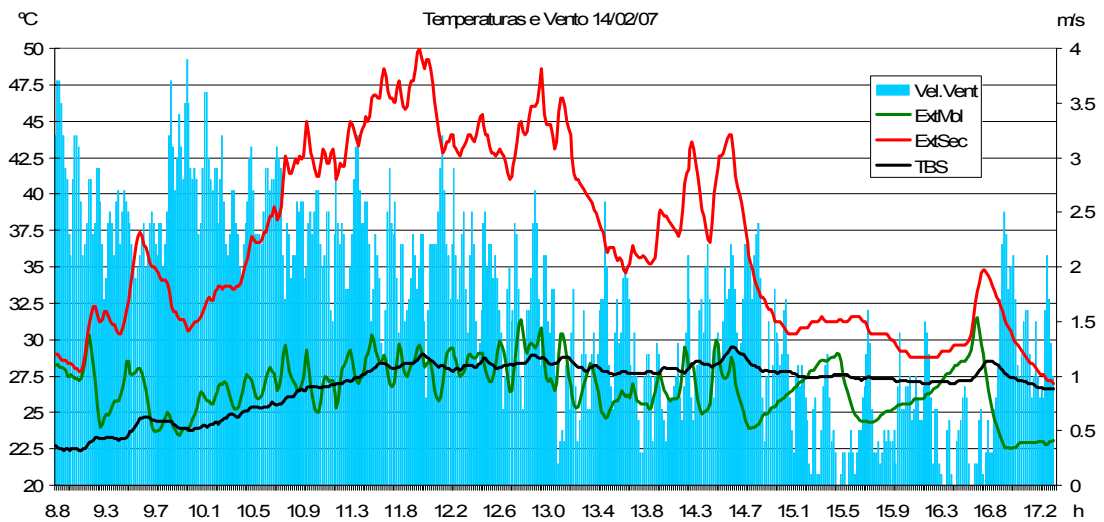


Figura 56: Temperaturas e Velocidades do Vento em 14/02/07

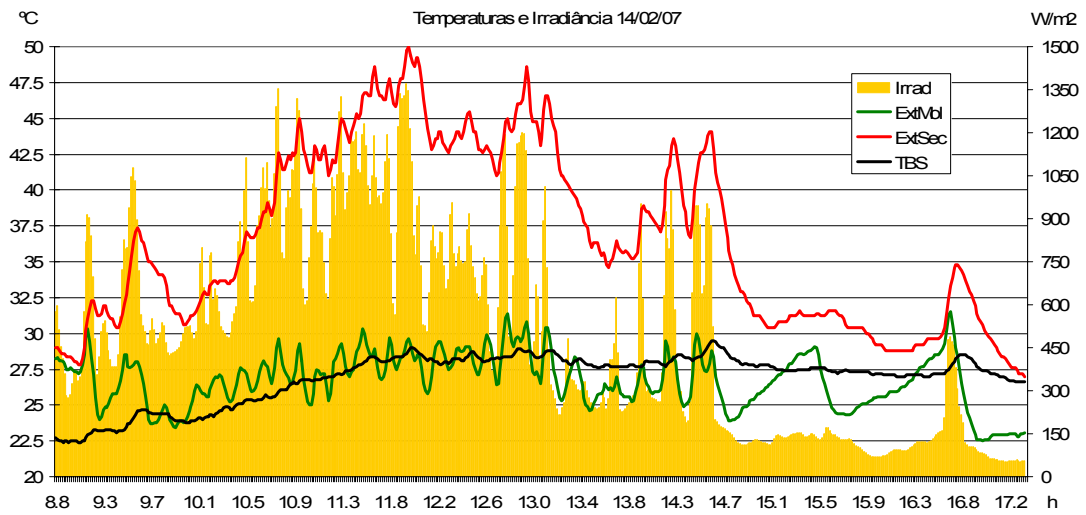


Figura 57: Temperaturas e Irradiâncias em 14/02/07

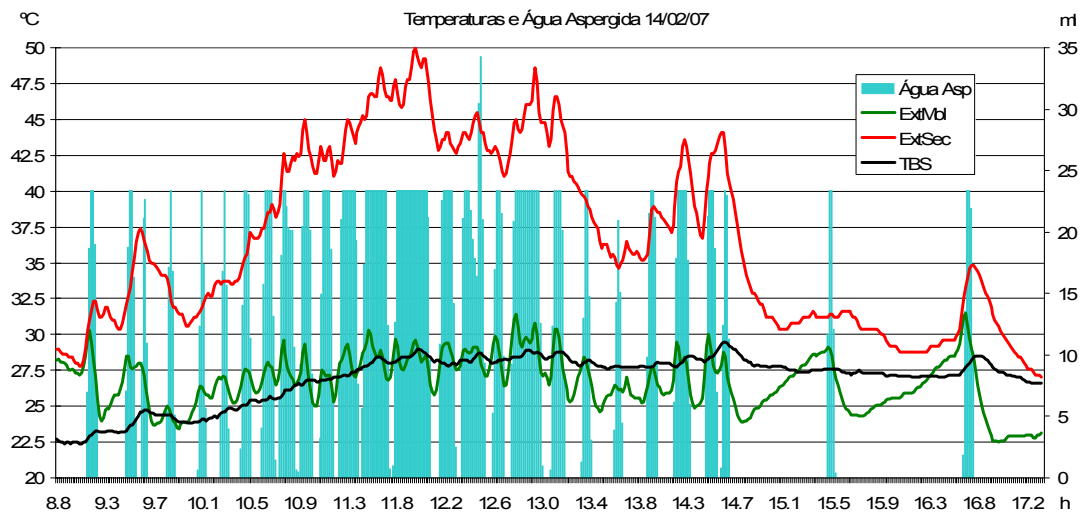


Figura 58: Volumes de Água Aspergidos e Temperaturas em 14/02/07

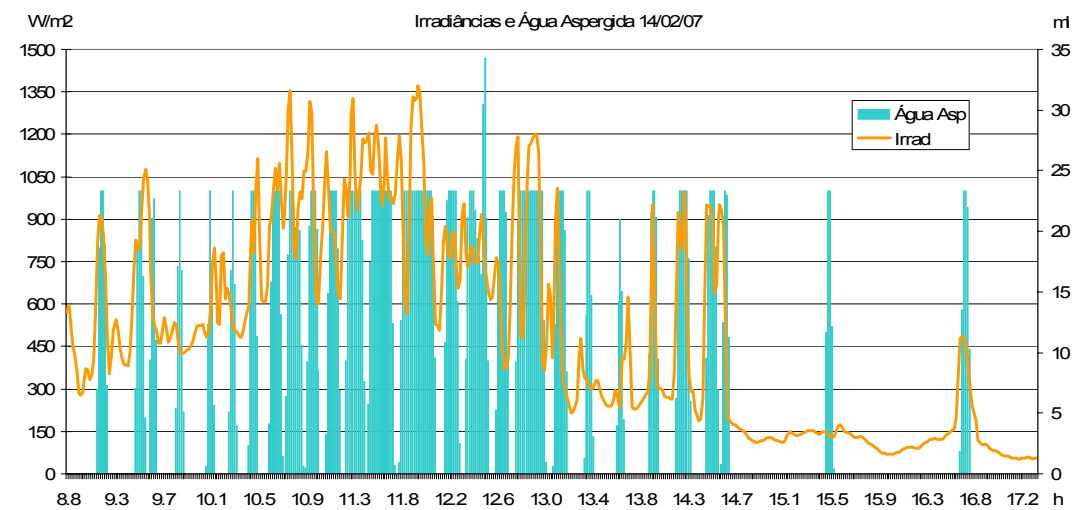


Figura 59: Volumes de Água Aspergidos e Irradiâncias em 14/02/07

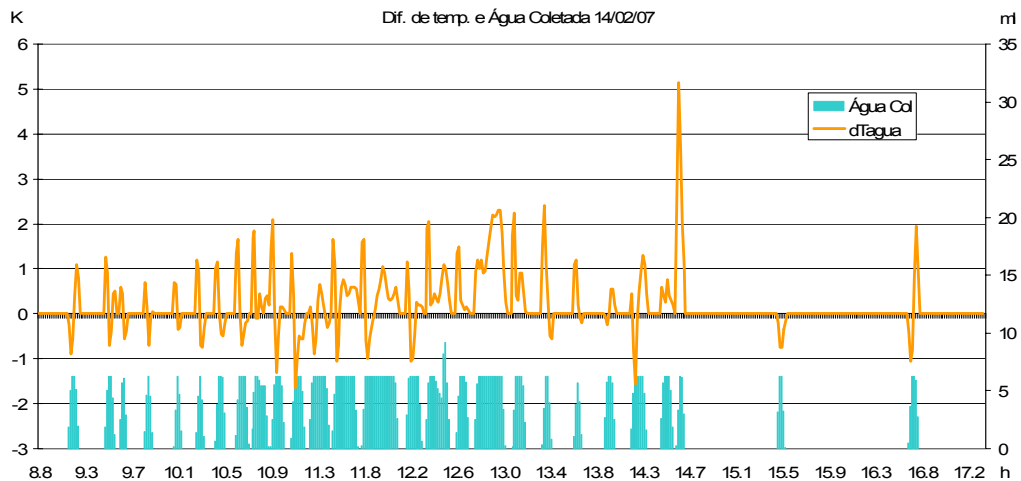


Figura 60: Volume de Água Coletada em 14/02/07 e Diferença entre Temperaturas da Água Aspergida e da Coletada

Estes resultados (figuras 54 a 60) apresentaram boa correlação entre as variáveis medidas e o modelo teórico, validando o experimento. Entretanto, como estes resultados se referiam a apenas a pequeno conjunto de dados, nas etapas seguintes da pesquisa a base de dados foi ampliada, objetivando ajustar o modelo teórico. Neste sentido, estimou-se a temperatura superficial da telha considerando diferentes fatores ajuste da taxa de evaporação (FatIn), conforme discutido no item 6.1.5, no sentido de identificar os erros do cálculo. Estas estimativas podem ser vistas nas figuras 61 a 64, onde:

Test = Temperatura Superficial Externa **Estimada** da Telha sob aspersão (°C)

Tsup = Temperatura Superficial Externa **Medida** da Telha sob aspersão (°C)

Erro = Diferença Test – Tsup (K)

FatIn = Fator multiplicador de redução do fluxo de massa evaporado

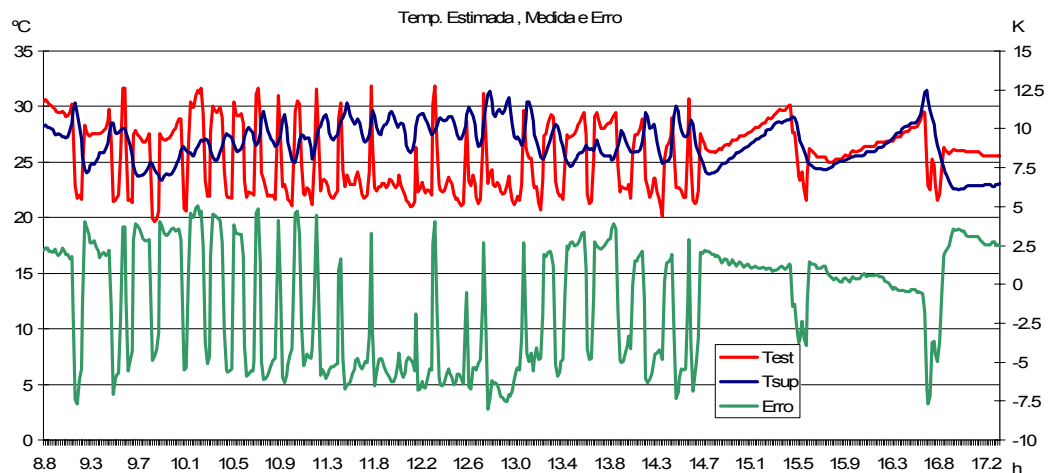


Figura 61: Temperaturas Estimada, Medida e Erro com FatIn = 1 em 14/02/07

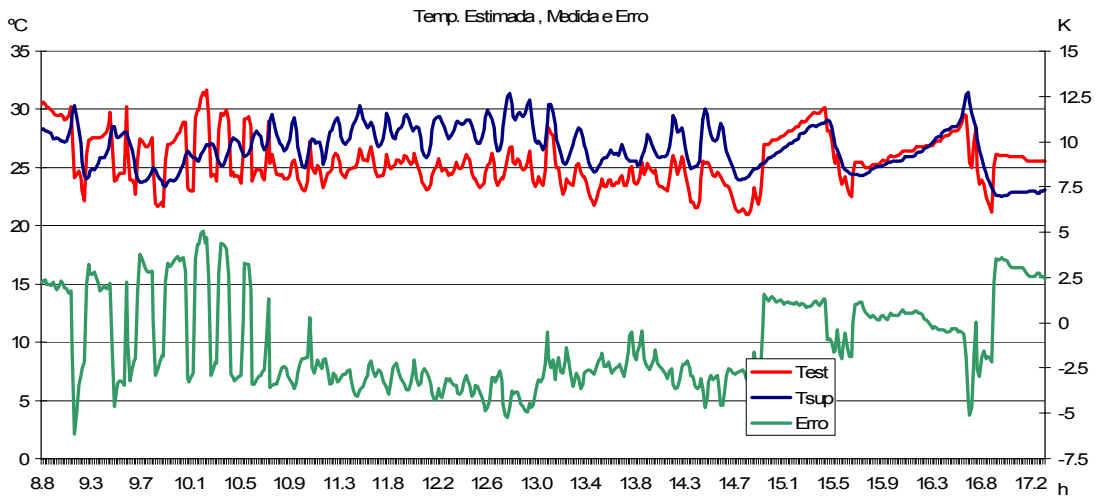


Figura 62: Temperaturas Estimada, Medida e Erro com $FatIn = 0,5$ em 14/02/07

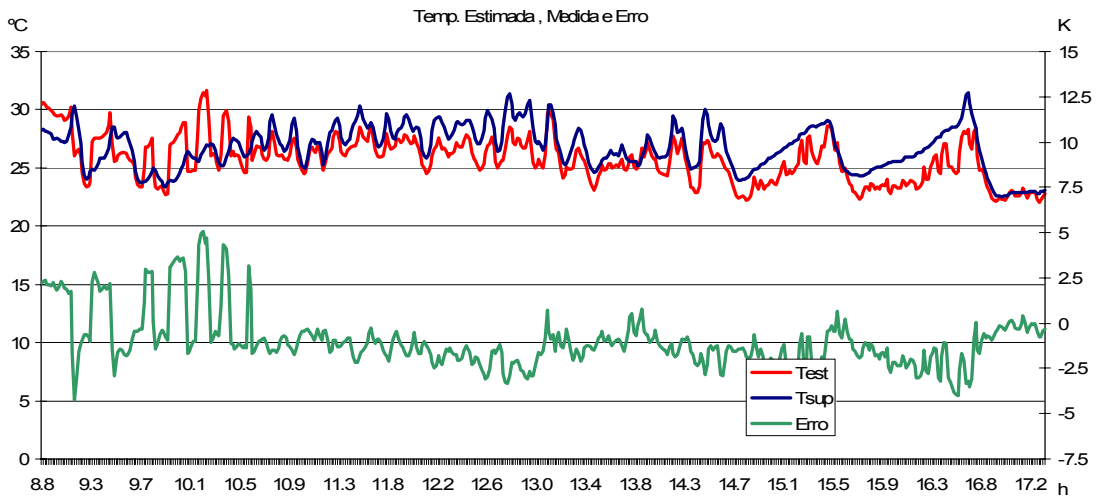


Figura 63: Temperaturas Estimada, Medida e Erro com $FatIn = 0,3$ em 14/02/07

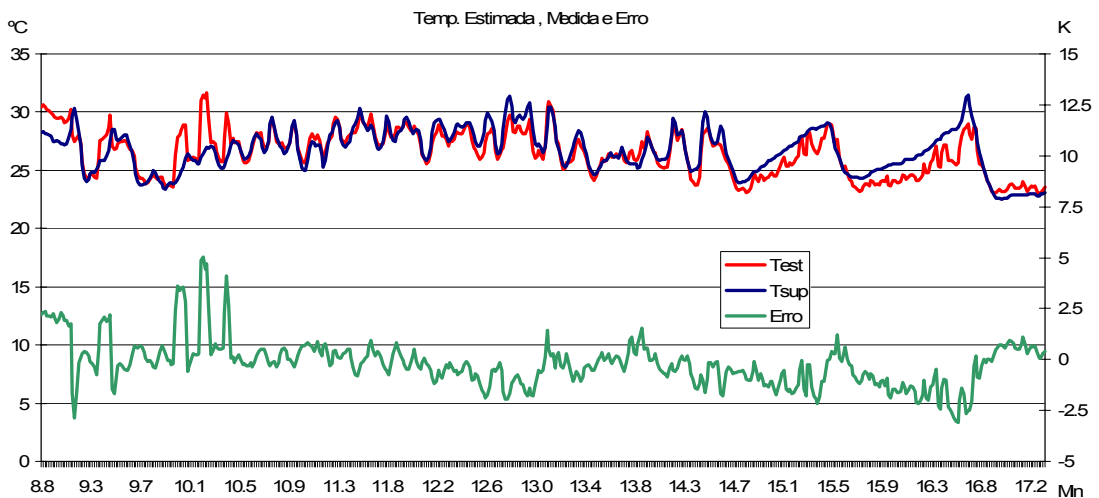


Figura 64: Temperaturas Estimada, Medida e Erro com $FatIn = 0,2$ em 14/02/07

A partir dos resultados obtidos, observou-se um erro médio mais próximo de zero com $FatIn$ de 0,3. Assim sendo, procurou-se uma correção através de regressão múltipla, obtendo-se a seguinte equação:

$$Test1 = Test - (22,07597 - 1,07159 * Test - 0,01694 * Q_{conv} - 0,003 * Q_{cond} - 241,23972 * Q_{iv}) \quad (Eq. 7.1)$$

A aplicação desta correção resultou nos valores indicados na figura 65. Cujos fluxos calculados de calor são os demonstrados na figura 66.

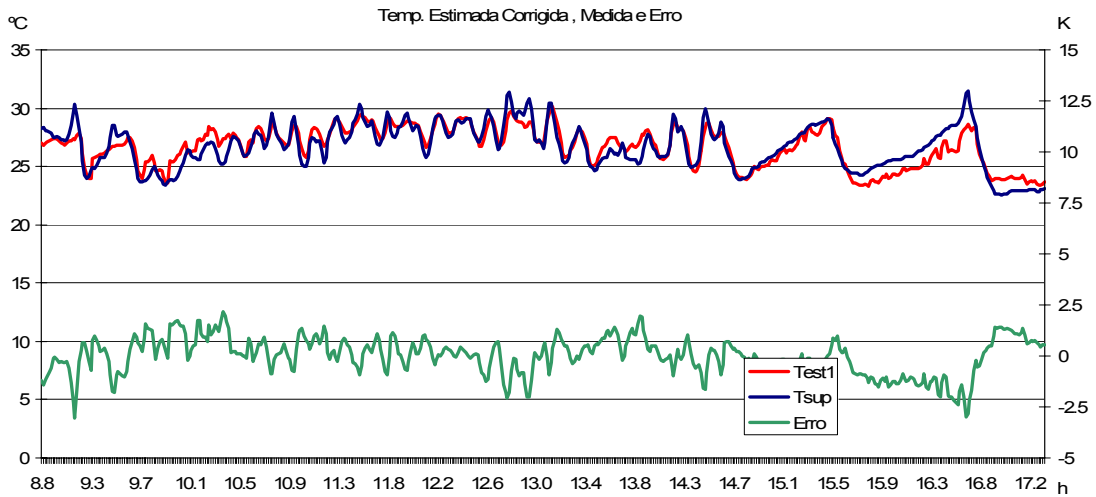


Figura 65: Temperaturas Estimada Corrigida, Medida e Erro com $FatIn = 0,3$

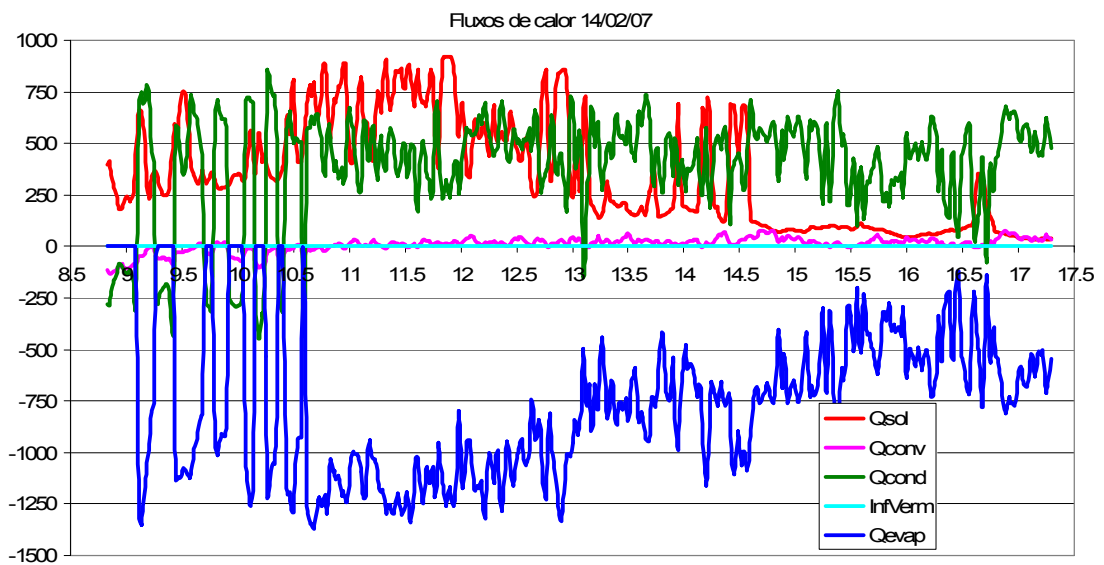


Figura 66: Fluxos Calculados de Calor com $FatIn = 0,3$ em 14/02/07

Plotando as temperaturas estimadas, corrigidas pela equação 8.1, versus as temperaturas medidas, obtém-se a figura 67. O coeficiente de correlação entre os valores medidos e estimados é de 0,88 e o desvio padrão de 0,8 °C, bastante aceitáveis para um experimento piloto.

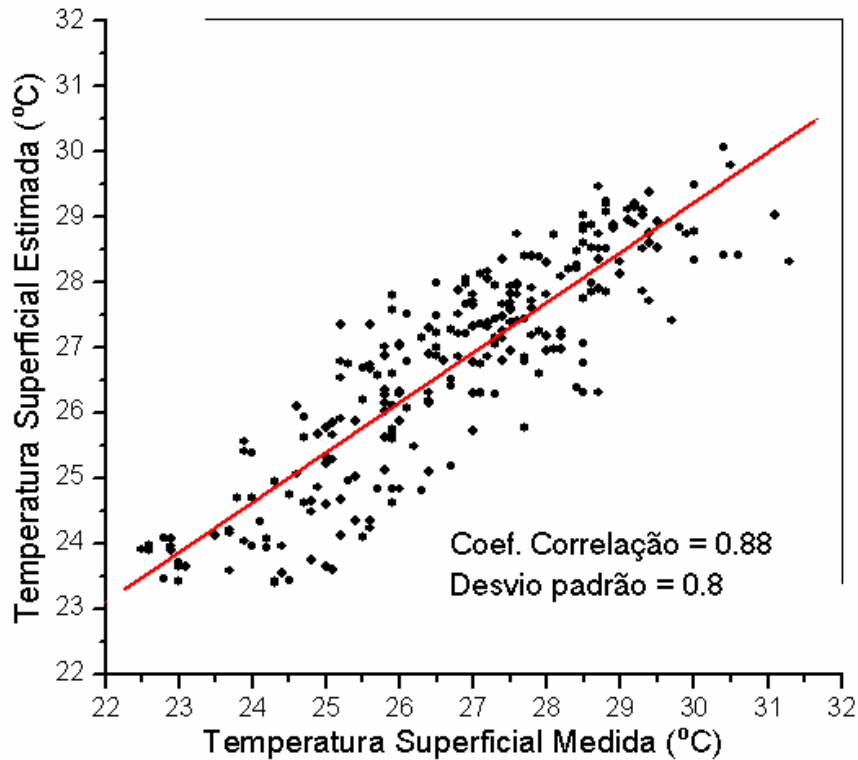


Figura 67: Temperaturas Medidas e Estimadas Corrigidas do Experimento Piloto.

7.2. O Experimento Efetivo

Do conjunto de dados coletados, uma parcela foi descartada, por problemas nos diversos equipamentos registradores, ou pela ocorrência de chuvas. Após esta seleção, restaram cerca de 11000 conjuntos de dados registrados com intervalos de 1 minuto. As figuras 68 e 69 apresentam conjuntos típicos dos dados coletados, onde:

TseUmi = Temperatura Superficial Externa da Telha sob aspersão (°C)

TsiUmi = Temperatura Superficial Interna da Telha sob aspersão (°C)

TseSec = Temperatura Superficial Externa da Telha sem aspersão (°C)

TsiSec = Temperatura Superficial Interna da Telha sem aspersão (°C)

TBS = Temperatura de bulbo seco do ar ambiente (°C)

UR = Umidade Relativa do ar ambiente (%)

VelVent = Velocidade do ar ambiente (m/s)

Rad = Irradiância solar sobre superfície horizontal (W/m^2)

ET = Irradiância solar extraterrestre (W/m^2)

Asper = Porcentagem do tempo em que o sistema de aspersão estava ativo. (%). Como o sistema de aspersão é intermitente, uma porcentagem de 100% indica que o aspersor completou um ciclo completo no minuto considerado, ficando 4 s aspergindo e 56 s desligado.

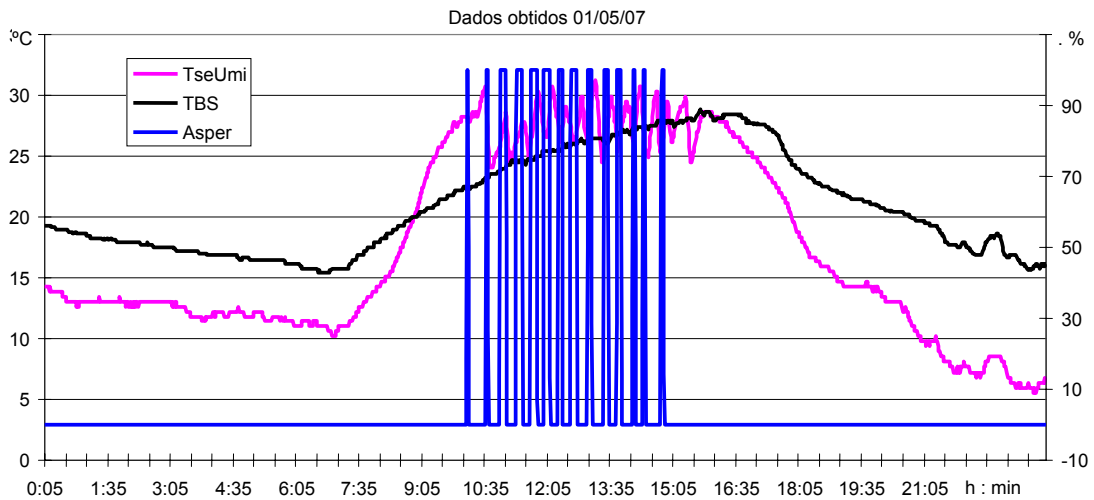


Figura 68: Conjunto Típico de Dados Obtidos

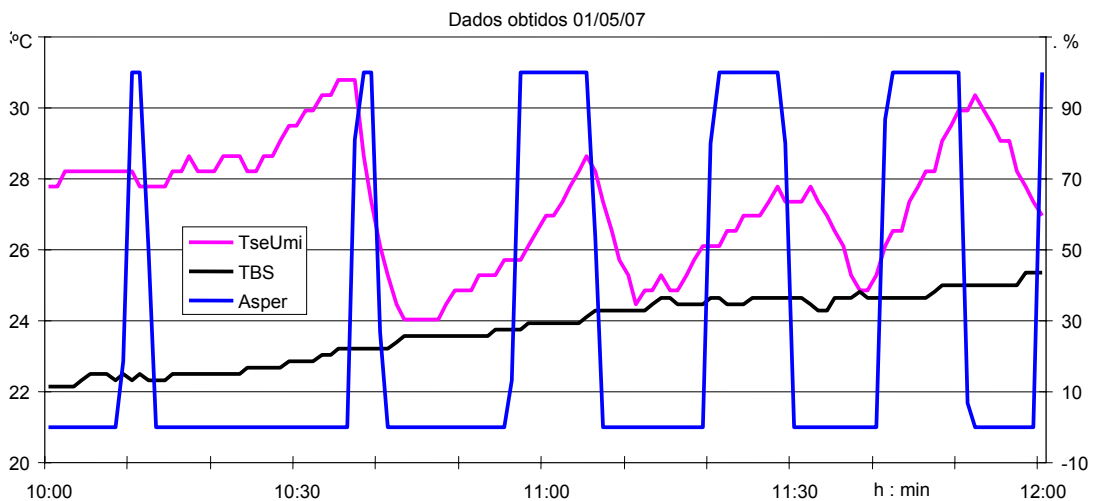


Figura 69: Conjunto Típico de Dados Obtidos (Detalhe)

Após a análise inicial dos dados obtidos, verificou-se a presença de “degraus” nas medidas de temperatura, provocados pela resolução dos sensores utilizados (Figura 70).

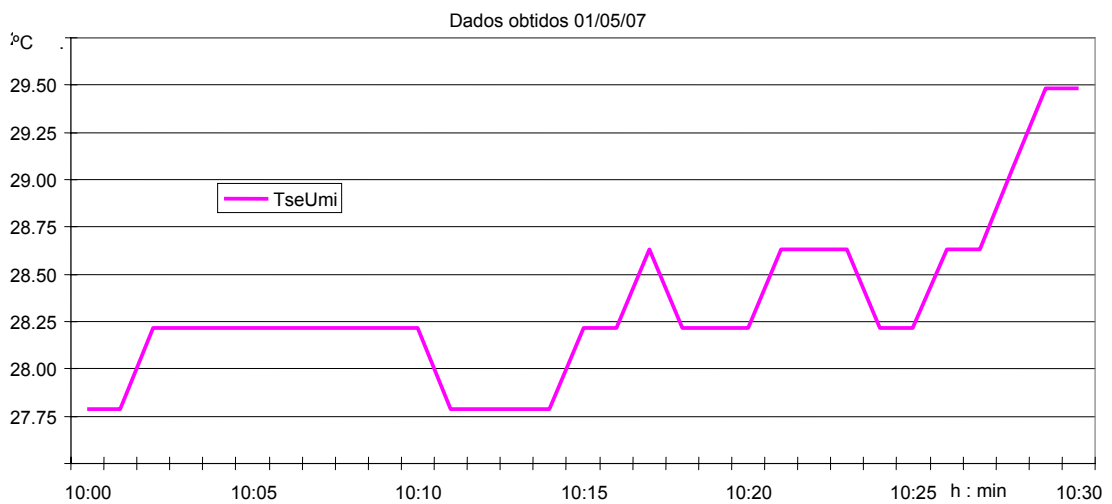


Figura 70: Conjunto Típico de Dados Obtidos (2º Detalhe)

A fim de reduzir a interferência destes desvios sobre as estimativas, adotou-se valores médios de intervalos de 30 minutos para as temperaturas, umidade, velocidade do vento e irradiância. Para a medida da porcentagem de tempo de aspersão (Asper), o valor considerado foi a soma alcançada no período. Estes dados estão disponíveis no apêndice J e exemplos de seus valores podem ser vistos nas figuras 71 a 76.

Diversas análises podem ser obtidas a partir dos dados obtidos nestes experimentos. Entre elas, uma puramente estatística, comparando o comportamento entre as telhas com e sem aspersão (ver apêndice H).

A figura 71 demonstra a evolução das temperaturas superficiais no decorrer de um dia, onde se verifica o comportamento similar das telhas fora do período em que houve aspersão. Além disso, a área destacada (em amarelo) corresponde ao calor retirado pela evaporação.

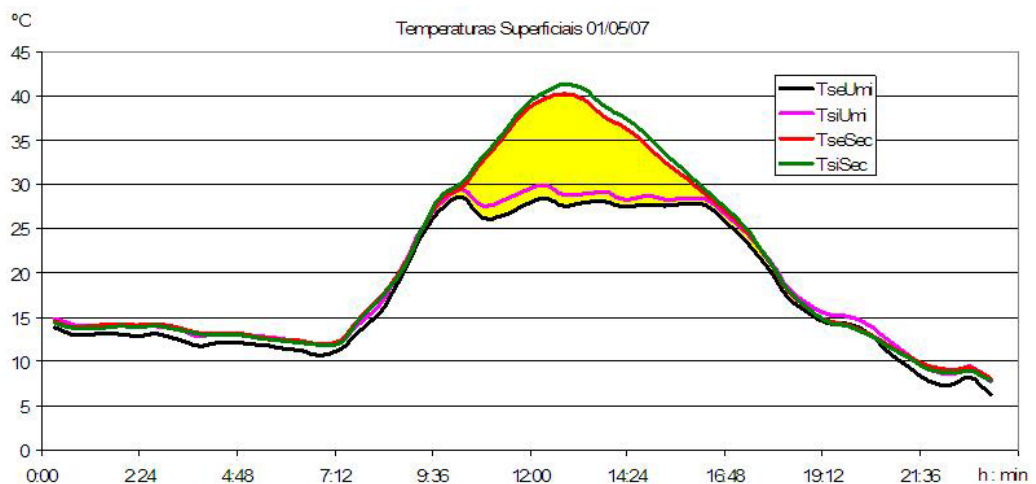


Figura 71: Conjunto Típico de Dados Considerados (Temperaturas Superficiais)

A figura 72 demonstra a relação entre a soma das porcentagens de tempo com aspersão, (que, em 30 minutos teria um valor máximo possível de 3000%) e a temperatura da superfície. Neste gráfico, é possível observar que a adoção de intervalos de tempo de 30 minutos dispensa a consideração sobre o atraso e, portanto, a necessidade do uso do fator de ajuste do fluxo de evaporação (FatIn).

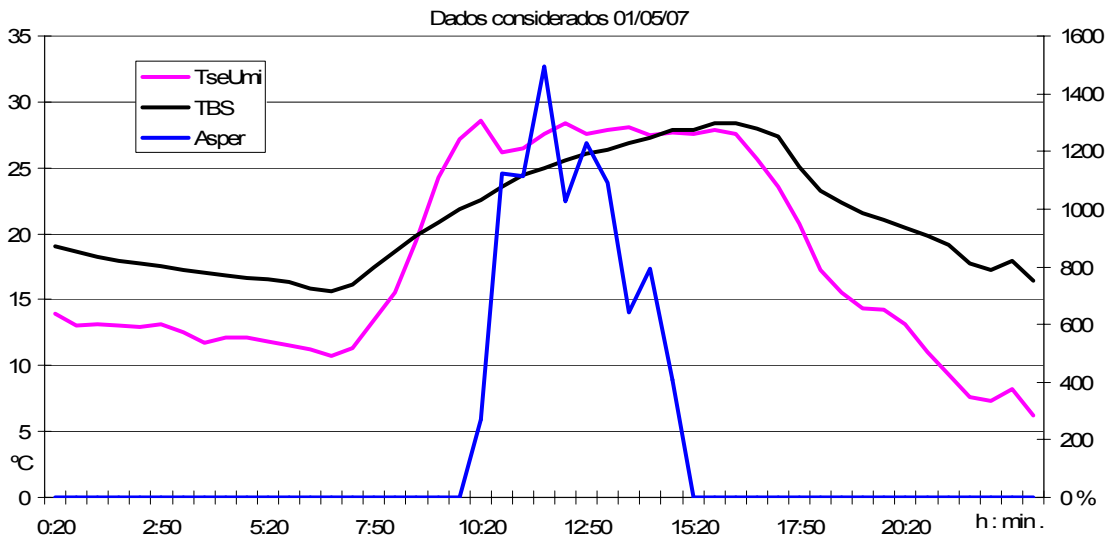


Figura 72: Conjunto Típico de Dados Considerados (Aspersão x Temperaturas)

A figura 73 relaciona a radiação incidente com as temperaturas superficiais em ambas as telhas. A figura 74 relaciona a umidade e a temperatura do ar ambiente com a temperatura da superfície e a figura 75 relaciona a velocidade do vento à temperatura da superfície.

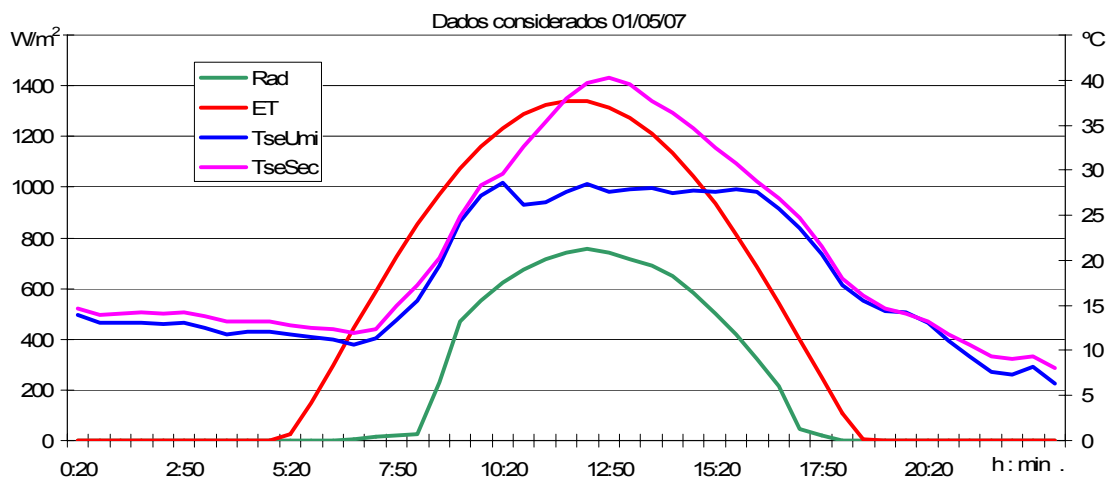


Figura 73: Conjunto Típico de Dados Considerados (Radiação x Temperatura)

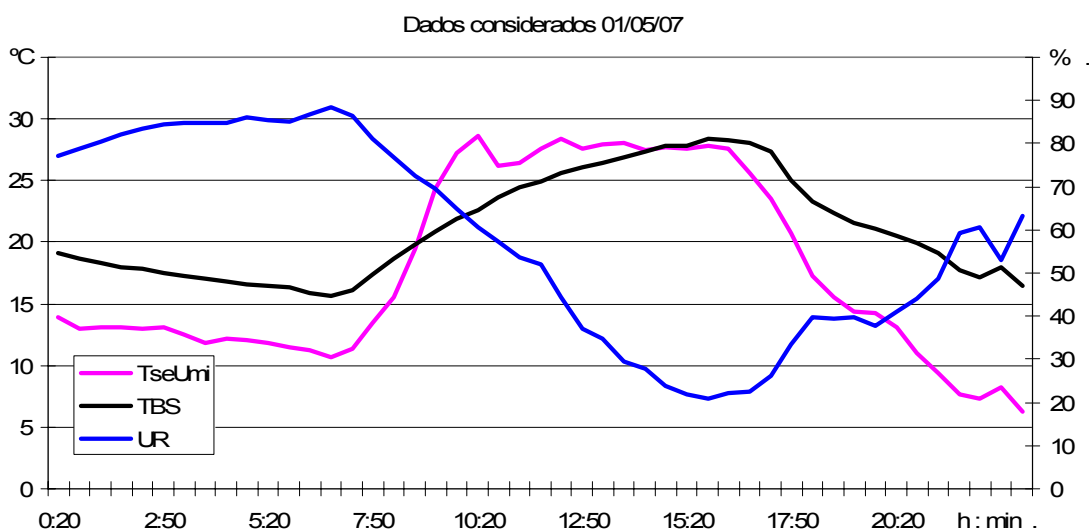


Figura 74: Conjunto Típico de Dados Considerados (Umidade x Temperaturas)

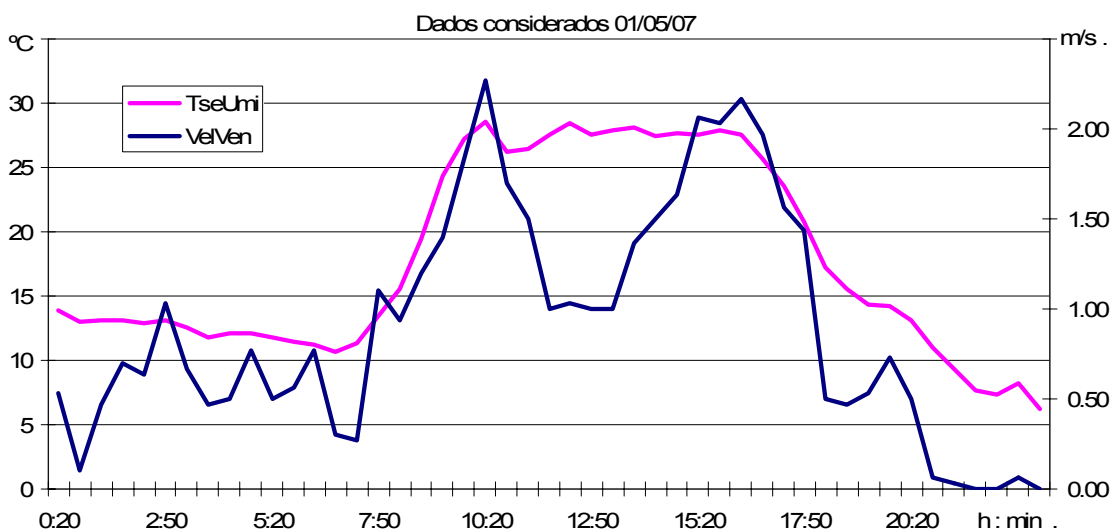


Figura 75: Conjunto Típico de Dados Considerados (Velocidade do Vento x Temperatura da Superfície)

7.3. Avaliação do Modelo Teórico

Para verificar e corrigir as estimativas dos fluxos de calor obtidas pelo modelo proposto, dois critérios foram adotados. Em um primeiro caso, calculou-se os fluxos de calor a partir dos dados medidos de temperatura superficial e considerou-se o erro como a soma dos fluxos, uma vez que, para a superfície de controle (superfície externa da telha), esta soma deveria ser nula. Em uma segunda hipótese, por meio de iterações, calculou-se uma temperatura (T_{sup}), que anula-se a mesma soma. Desta forma, o erro do modelo foi considerado como a diferença entre esta temperatura calculada e a temperatura medida na superfície externa da telha sob aspersão.

7.3.1. Os Fluxos Noturnos

Em uma primeira análise, foram observados os dados obtidos para o período noturno, a fim de quantificar os erros relacionados apenas aos fluxos de calor por radiação em ondas longas, por convecção, por condução e por condensação. Adotou-se o primeiro critério descrito no parágrafo anterior, sendo o erro considerado como a soma dos fluxos.

A figura 76 mostra os fluxos no período noturno, plotados contra a temperatura medida da superfície (T_{seUmi}). As legendas presentes nas figuras a seguir têm os seguintes significados:

Q_{conv} = Fluxo de calor por convecção (W/m^2)

Q_{cond} = Fluxo de calor por condução (W/m^2)

Q_{iv} = Fluxo de calor por radiação de ondas longas (W/m^2)

$Q_{condensa}$ = Fluxo de calor por condensação de água (W/m^2)

Q_{sol} = Fluxo de calor por radiação solar (W/m^2)

Q_{H2O} = Fluxo de calor por convecção da água sobre a telha (W/m^2)

Q_{evap} = Fluxo de calor por evaporação de água (W/m^2)

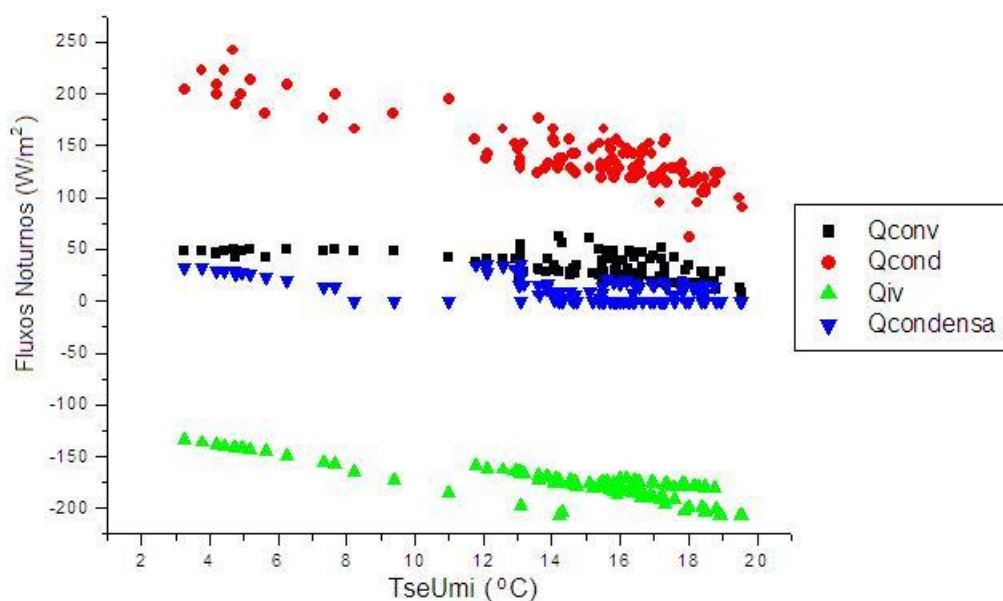


Figura 76: Fluxos Noturnos x Temperatura da Superfície (T_{seUmi})

O resultado encontrado difere do esperado, uma vez que a soma dos fluxos deveria ser nula, independentemente da temperatura da superfície (T_{seUmi}). A causa desta divergência não foi identificada, mas, conforme será demonstrado nos itens seguintes, esta não comprometeu os resultados finais (figuras 101 a 103). Diversas tentativas foram feitas, na esperança de que melhores resultados fossem alcançados. Entretanto, analisados cada um dos fluxos individualmente, percebeu-se que suas tendências apresentam comportamento coerente com o esperado.

Para o fluxo de convecção (Q_{convec}), (figura 77), observa-se que as temperaturas do ambiente (TBS) são sempre superiores às da superfície e portanto o fluxo de calor por convecção deve ser sempre positivo. Ao mesmo tempo, conforme a T_{seUmi} aumenta, sua diferença com a TBS para este período cai e, portanto, o fluxo por convecção deve diminuir (figura 78).

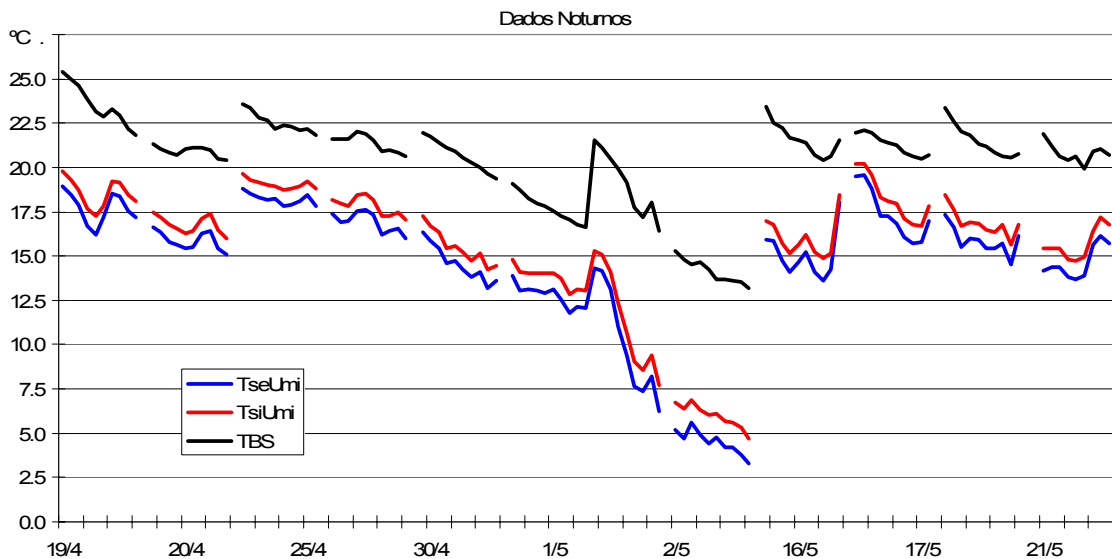


Figura 77: Temperatura do Ar e das Superfícies Interna e Externa

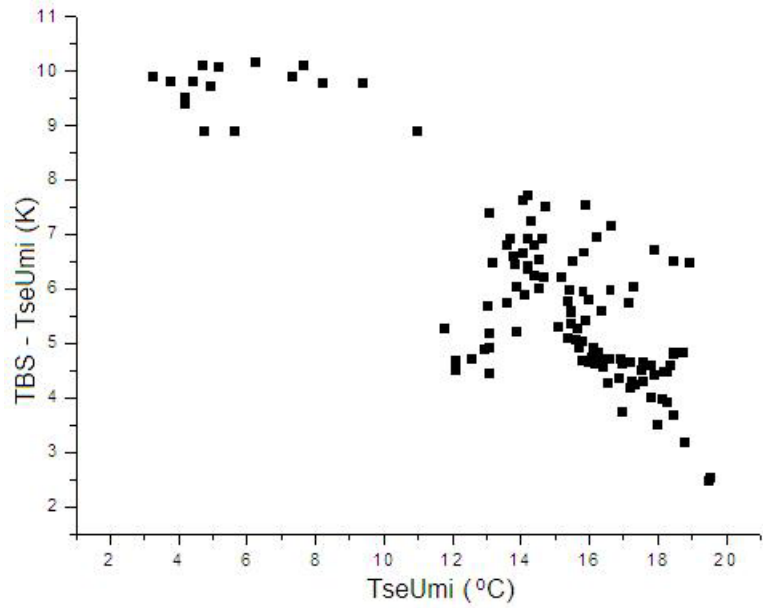


Figura 78: Diferença entre TBS e TseUmi x Temperatura da Superfície (TseUmi)

Para o fluxo por condensação (Q_{condensa}), espera-se que este aumente juntamente com a diferença entre a Temperatura do ponto de orvalho do ar (T_{orv}) e a Temperatura da superfície (T_{seUmi}), como demonstrado na figura 79. As duas curvas observáveis na figura 79 se referem à diferença nas velocidades do vento, sendo que a curva da esquerda corresponde a momentos em que esta velocidade é nula.

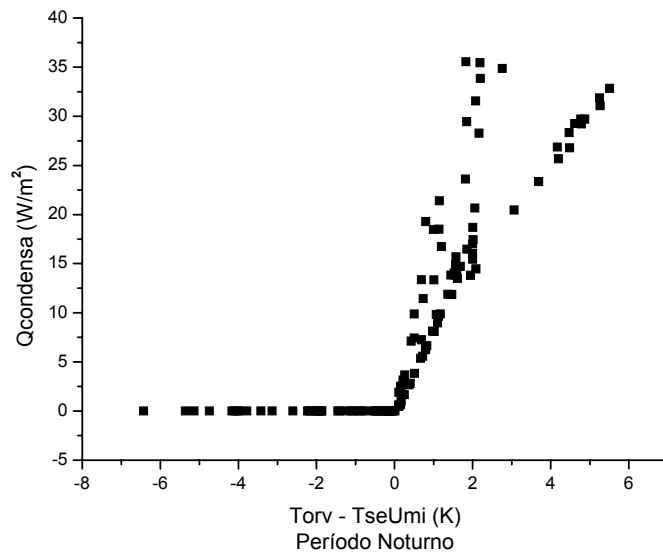


Figura 79: Fluxo de Calor por Condensação (Q_{condensa}) x Umidade Relativa (UR)

Dentre todos os fluxos, o de condução (Qcond) deveria ser o de mais simples cálculo e, portanto, o de menor erro. Entretanto, incertezas quanto à condutividade do material e à exata distância entre os sensores nas faces da telha, dificultam este cálculo. O resultado apresentado na figura 80, considera que a condutividade da telha seja de 0,58 W/(m.K) (INCROPERA e DEWITT, 1996), e a espessura nominal da telha de 5 mm, resultando em uma condutância de 116 W/(m².K):

$$C = \frac{k}{L} \quad (\text{Eq. 4.24})$$

$$C = 0,58/0,005 = 116 \quad (\text{W/m}^2.\text{K})$$

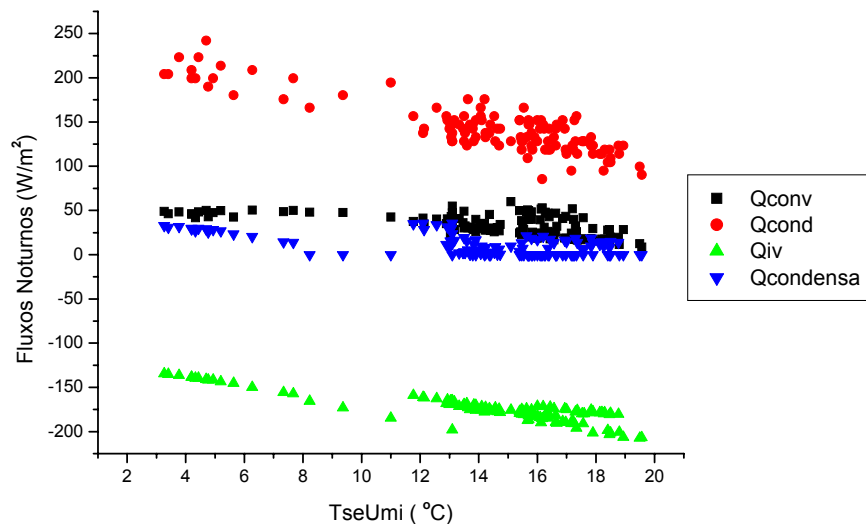


Figura 80: Fluxos Noturnos x Temperatura da Superfície (Condutância = 116 W/m².K)

Entretanto, supondo que os sensores não estivessem perfeitamente alinhados e a distância entre eles fosse de aproximadamente 1 cm, a condutância seria de 58 (W/m².K). Assim, a relação entre os fluxos de calor e a temperatura da superfície ficaria para o período noturno como mostrado na figura 81, mudando a inclinação da curva dos fluxos de condução e alcançando valores mais próximos ao esperado. Caso a temperatura da superfície interna se mantivesse constante, conforme a temperatura da superfície externa cresce este fluxo também deve crescer, mas a temperatura interna em uma telha não deve ser muito diferente da externa (figura 82), o que reduziria o fluxo além de reduzir sua taxa de crescimento.

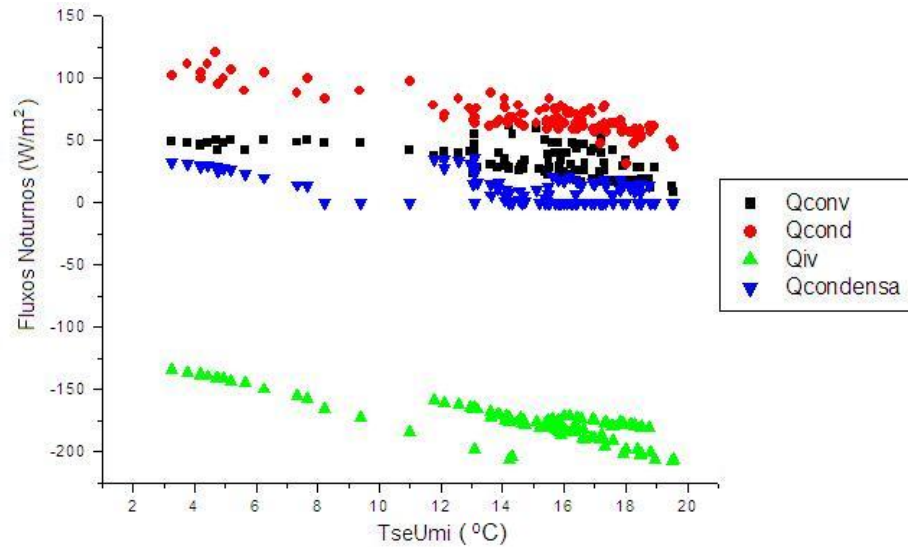


Figura 81: Fluxos Noturnos x Temperatura da Superfície (Condutância = 58 W/m².K)

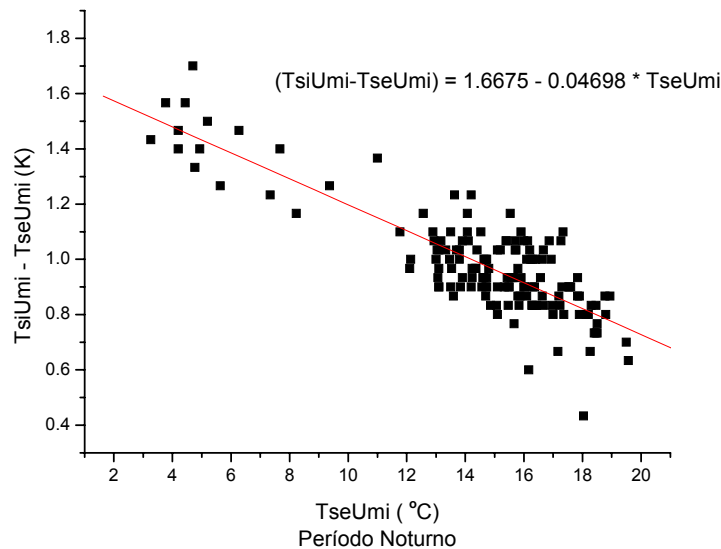


Figura 82: Diferença entre as Temperaturas Superficiais x Temperatura Superficial Externa.

Observa-se que o fluxo (negativo) de calor por radiação de ondas longas (Q_{iv}) cresce com o aumento da temperatura da superfície (figura 83). Supondo que a temperatura do céu seja estável para o período noturno (equação 6.49), a radiação emitida pelo céu que chega à superfície seria praticamente constante. Se a radiação que é emitida pela superfície é função de sua temperatura ($\sigma \cdot E_{sup} \cdot T_{sup}^4$), o balanço entre estes fluxos terá o comportamento apresentado. Por outro lado, o fluxo de calor por radiação de ondas longas (Q_{iv}) é o único negativo neste período e portanto, deveria anular os demais. Se este fluxo tem a mesma tendência dos outros (figura 84), a soma dos fluxos não pode ser sempre nula.

Existe grande número de modelos para cálculo deste fluxo (BÁRBARO et al, 2006), resultando em diferentes valores para a temperatura e para a emissividade do céu. Isto apenas demonstra a incerteza relacionada a estes valores. Diversas equações foram testadas para calcular este fluxo (Q_{iv}), sendo então adotada a que mais aproximou a média da soma dos fluxos a zero. Na figura 83 as diferentes curvas apresentadas são referentes a diferentes dias medidos.

As relações entre os fluxos e sua soma podem ser vistas na figura 84, enquanto a relação entre a soma dos fluxos e a temperatura da superfície pode ser vista na figura 85.

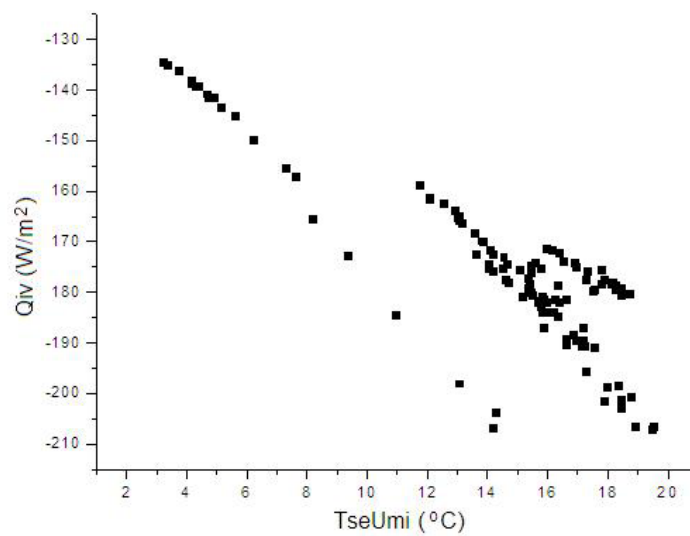


Figura 83: Fluxo por Infravermelho x Temperatura da Superfície (TseUmi)

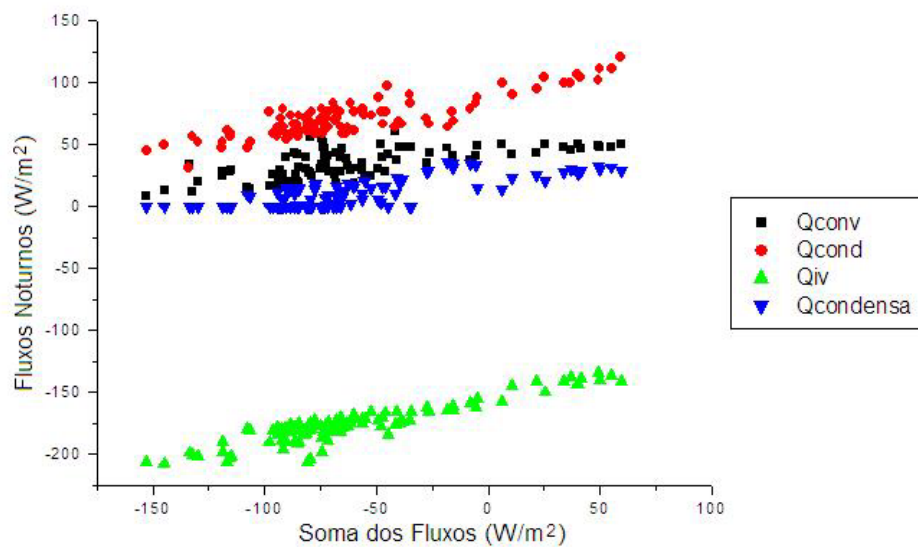


Figura 84: Fluxos Noturnos x Soma dos fluxos

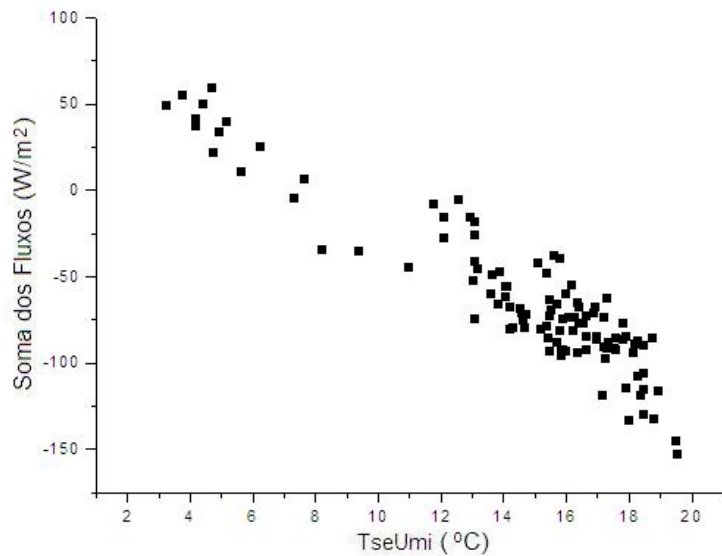


Figura 85: Soma dos Fluxos Noturnos x Temperatura da Superfície (TseUmi)

7.3.2. Comportamento da Telha Seca

O item anterior descreveu os fluxos de calor para o período noturno. Somando-se a este o período diurno, considera-se além dos fluxos já mencionados, o ganho de calor proveniente diretamente do Sol (Q_{sol}). Calculando estes fluxos através das temperaturas medidas (T_{seSec}) e plotando-os contra a temperatura da superfície (T_{seSec}) obtém-se o gráfico da figura 86.

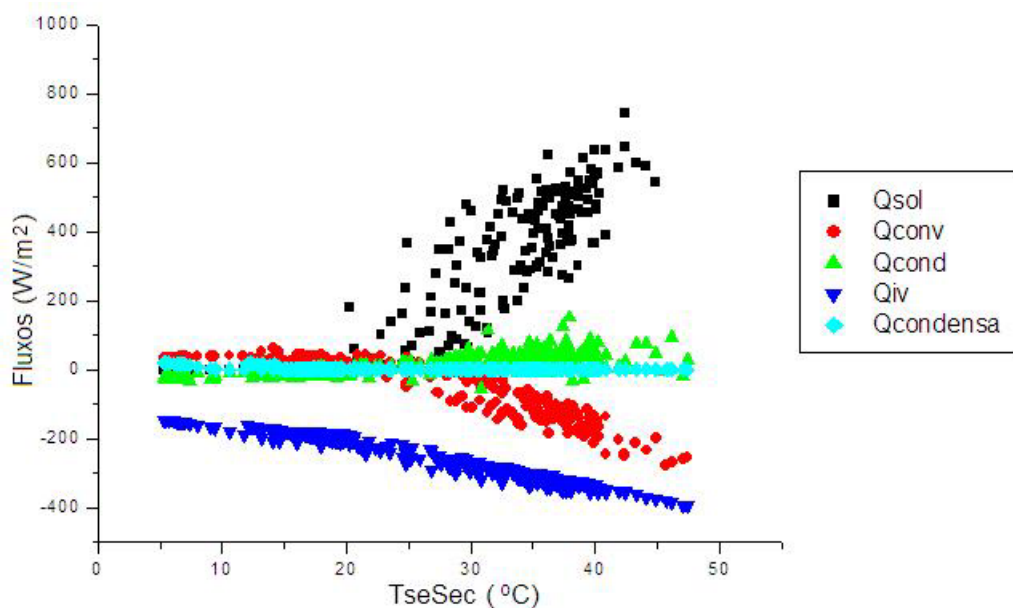


Figura 86: Fluxos para a Telha Seca x Temperatura da Superfície (TseSec)

Incluindo o fluxo Solar (Q_{sol}), a amplitude do erro do modelo aumenta, conforme é possível comparar na figura 87, onde este erro é representado pela soma dos fluxos (eixo Y), e as temperaturas inferiores a 24°C representam o período noturno (eixo X).

Nota-se também uma correlação entre o erro estimado com fluxo Solar (Q_{sol}) e o fluxo por Convecção (Q_{conv}) (figura 88).

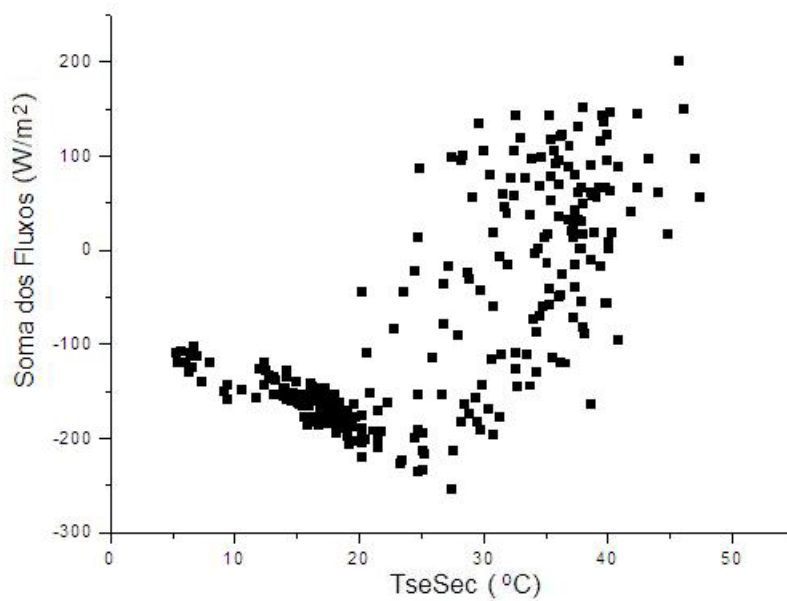


Figura 87: Soma dos Fluxos para Telha Seca x Temperatura da Superfície (TseSec)

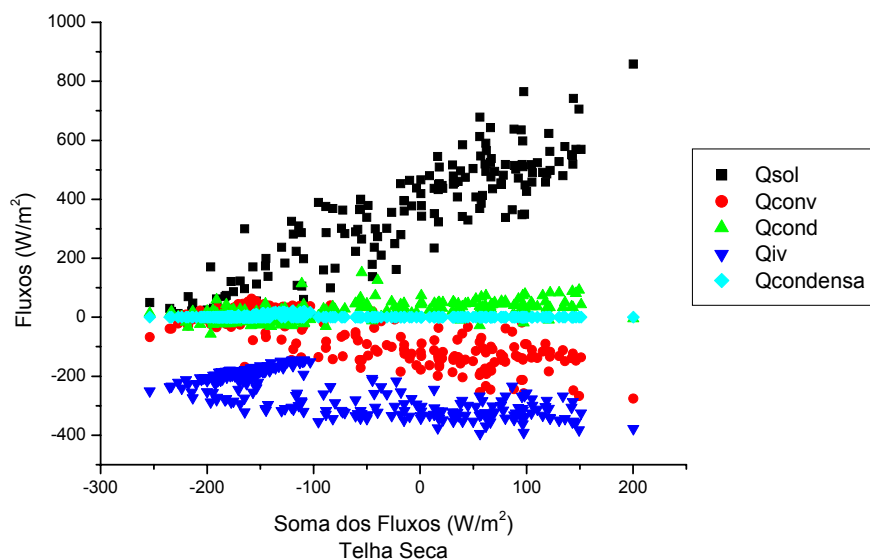


Figura 88: Fluxos para a Telha Seca x Soma dos Fluxos

Através de uma regressão linear, é possível obter-se uma correção estatística para o erro, conforme a equação a seguir:

$$\text{Erro} = 17,93792 + 1,01039 \cdot Q_{\text{sol}} + 0,99052 \cdot Q_{\text{conv}} + 1,0104 \cdot Q_{\text{cond}} + 1,0758 \cdot Q_{\text{iv}} \quad (\text{Eq. 7.2})$$

Esta correção tem um desvio padrão de 3,9 W e um coeficiente de correlação de 0,999 (Figura 89).

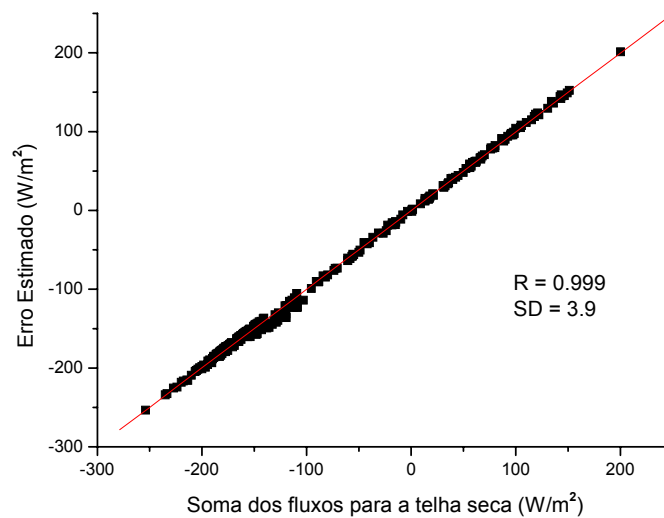


Figura 89: Soma dos Fluxos para a Telha Seca x Erro Estimado

Os estudos descritos neste item e no anterior (7.3.1), tinham o objetivo de isolar alguns dos fluxos, simplificando suas análises. No primeiro caso (chamado Período Noturno), apenas quatro deles estão presentes, no segundo caso (chamado Telha Seca) um quinto fluxo foi adicionado. O passo seguinte seria a adição de um sexto fluxo, o de evaporação (no caso chamado Telha Sob Aspersão). Entretanto, supunha-se que as tendências identificadas em um caso poderiam ser extrapoladas para os demais e tal fato não se verificou.

Por exemplo, o fluxo por radiação de ondas longas (Q_{iv}), observado no período noturno, cresce no mesmo sentido que a soma dos fluxos (figura 84), enquanto que, considerando o caso da telha seca (que engloba ambos os períodos), nota-se que tal tendência inexistente (figura 88). Assim, como nada garante que os fluxos terão as mesmas tendências caso exista água evaporando sobre a superfície, a correção obtida pela equação 7.2 não pode ser aplicada à telha sob aspersão.

7.3.3. A Telha Sob Aspersão

Considerando uma condutância de $58 \text{ (W/m}^2\cdot\text{K)}$ e calculando iterativamente os fluxos de calor, obtém-se uma relação entre as temperaturas medidas (T_{seUmi}) e as temperaturas estimadas pelo modelo (T_{sup}), com um coeficiente de correlação de $0,982$ e um desvio padrão de $1,14 \text{ }^\circ\text{C}$.conforme a figura 90.

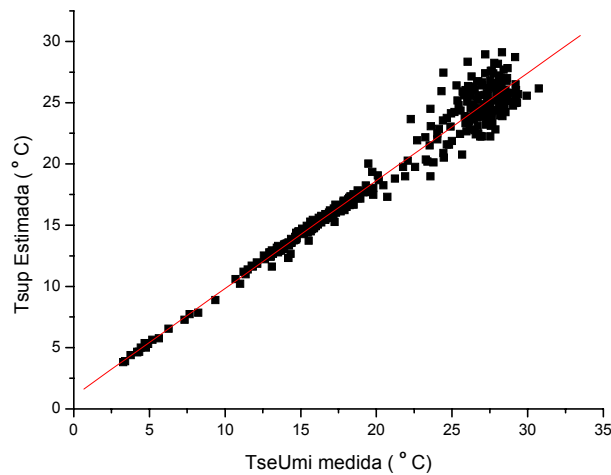


Figura 90: Relação entre as Temperaturas Medida (T_{seUmi}) e Estimada (T_{sup}) com Condutância de $58 \text{ (W/m}^2\cdot\text{K)}$

Plotando os fluxos de calor obtidos pela iteração versus a diferença entre a temperatura estimada pela iteração e a medida obtém-se o gráfico mostrado na figura 91.

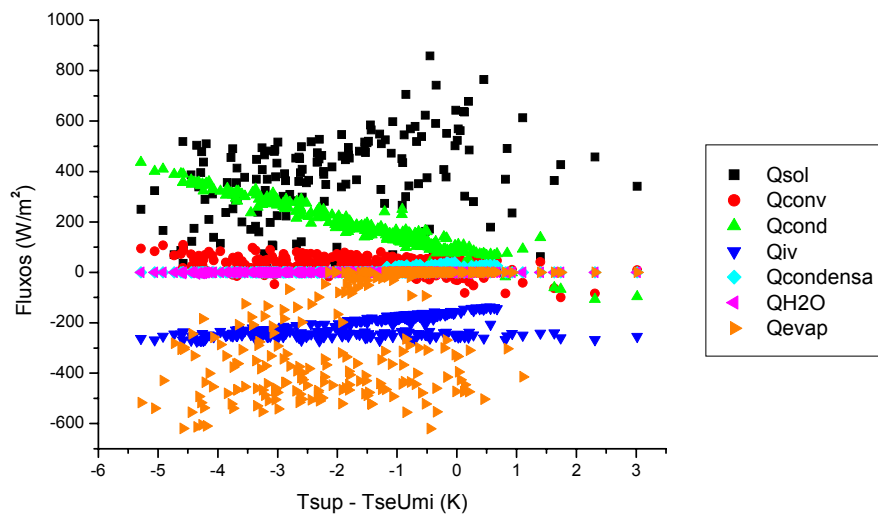


Figura 91: Relação entre os Fluxos de Calor e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (T_{seUmi}) e Estimadas (T_{sup}) com Condutância de $58 \text{ (W/m}^2\cdot\text{K)}$

Relacionando cada um destes fluxos de calor à diferença de temperatura ($T_{sup} - T_{seUmi}$), é possível verificar qual é a contribuição relativa de cada um para esta diferença conforme se detalha a seguir.

Considerando o fluxo solar (Q_{sol}):

A relação entre o fluxo solar (Q_{sol}) e a diferença de temperaturas ($T_{sup} - T_{seUmi}$), é apresentada na figura 92, onde verifica-se que estas grandezas tem uma baixa correlação, apresentando um coeficiente de correlação de -0,21 e um desvio padrão de 214,76 (W/m^2).

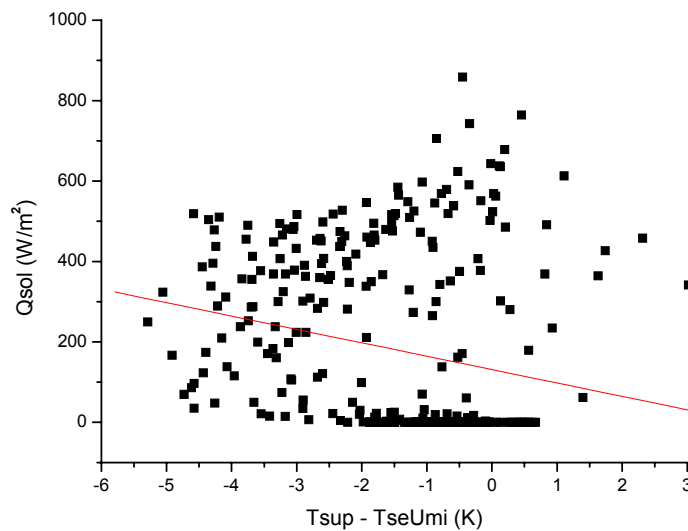


Figura 92: Relação entre o Fluxo Solar (Q_{sol}) e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (T_{seUmi}) e Estimadas (T_{sup}) com Condutância de 58 ($W/m^2.K$)

Considerando o fluxo por convecção (Q_{conv}):

A relação entre o fluxo por convecção (Q_{conv}) e a diferença de temperaturas ($T_{sup} - T_{seUmi}$), demonstrada na figura 93, permite verificar-se que estas grandezas tem uma pequena correlação, apresentando um coeficiente de correlação de -0,378 e um desvio padrão de 26,42 (W/m^2).

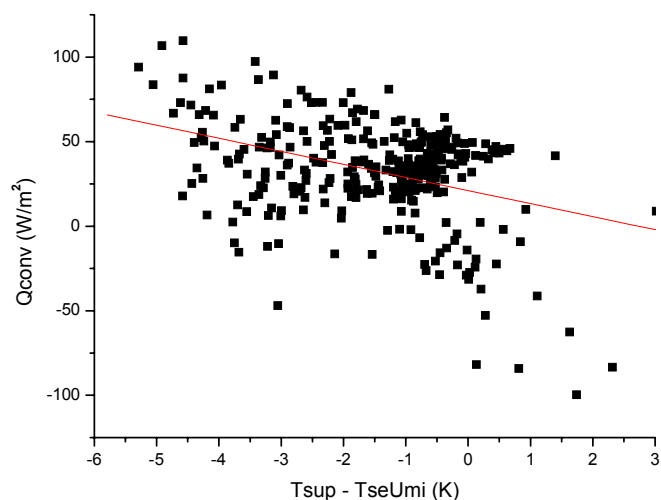


Figura 93: Relação entre o Fluxo por Convecção (Q_{conv}) e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (T_{seUmi}) e Estimadas (T_{sup}) com Condutância de 58 ($W/m^2.K$)

Considerando o fluxo por infravermelho (Q_{iv}):

Na figura 94 são relacionados o fluxo por infravermelho (Q_{iv}) e a diferença de temperaturas ($T_{sup} - T_{seUmi}$), onde verifica-se que estas grandezas tem uma correlação para o período noturno, apresentando um coeficiente de correlação de 0,92 e um desvio padrão de 5,02 (W/m^2). Entretanto, para o período diurno, praticamente não existe correlação.

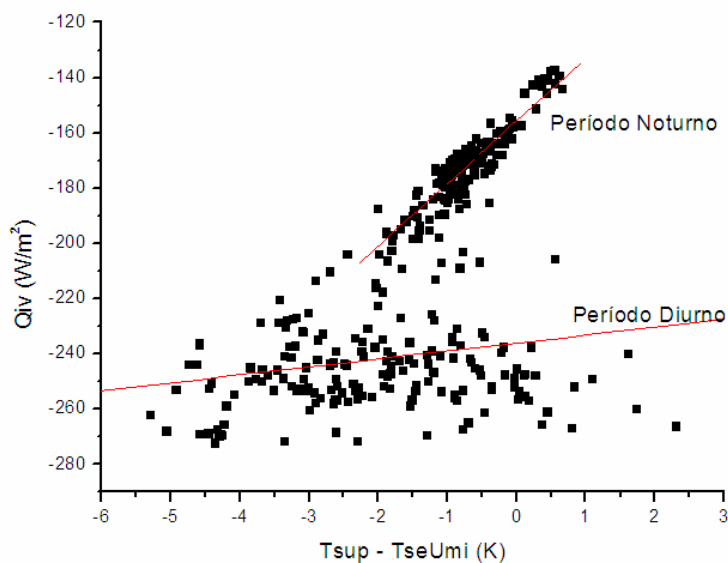


Figura 94: Relação entre o Fluxo por Infravermelho (Q_{iv}) e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (T_{seUmi}) e Estimadas (T_{sup}) com Condutância de 58 ($W/m^2.K$)

Considerando o fluxo por condensação ($Q_{condensa}$):

O fluxo por condensação ($Q_{condensa}$) apresenta baixa correlação (de 0,467 e um desvio padrão de 9,12 (W/m^2)) com a diferença de temperaturas ($T_{sup} - T_{seUmi}$), conforme a figura 95.

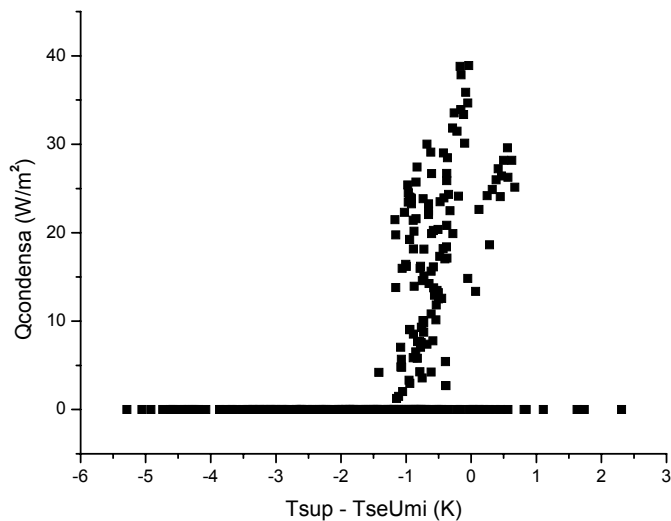


Figura 95: Relação entre o Fluxo por Condensação ($Q_{condensa}$) e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (T_{seUmi}) e Estimadas (T_{sup}) com Condutância de 58 ($W/m^2.K$)

Uma melhor correlação seria obtida caso fossem analisados apenas os momentos em que este fluxo fosse diferente de zero.

Considerando o fluxo por convecção de água (Q_{H2O}):

A relação entre o fluxo por convecção de água (Q_{H2O}) e a diferença de temperaturas ($T_{sup} - T_{seUmi}$), apresentada na figura 96, demonstra uma baixa correlação, apresentando um coeficiente de correlação de 0,255 e um desvio padrão de 0,784 (W/m^2).

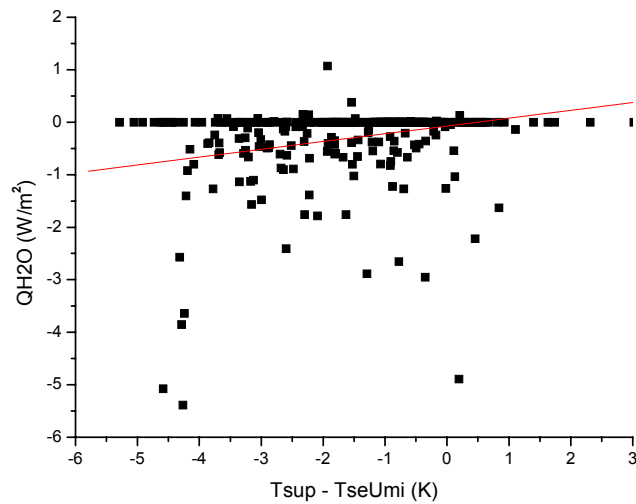


Figura 96: Relação entre o Fluxo por Convecção de Água (Q_{H_2O}) e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (T_{seUmi}) e Estimadas (T_{sup}) com Condutância de 58 ($W/m^2.K$)

Considerando o fluxo por evaporação (Q_{evap}):

O fluxo por evaporação (Q_{evap}) é relacionado à diferença de temperaturas ($T_{sup} - T_{seUmi}$), na figura 97, onde verifica-se que estas grandezas tem baixa correlação, apresentando um coeficiente de correlação de 0,56 e um desvio padrão de 174,29 (W/m^2).

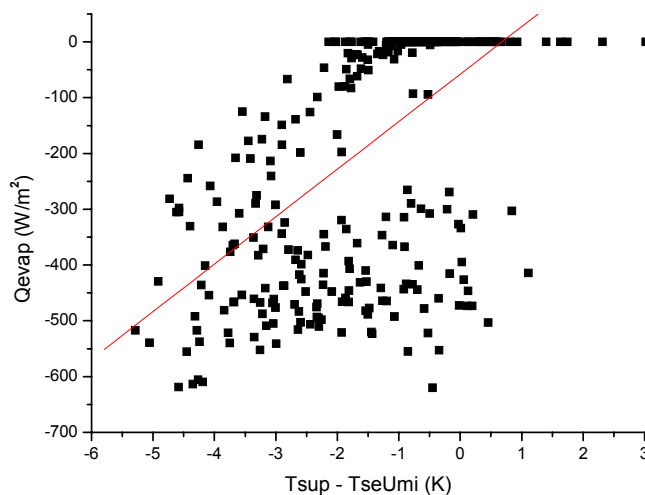


Figura 97: Relação entre o Fluxo por Evaporação (Q_{evap}) e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (T_{seUmi}) e Estimadas (T_{sup}) com Condutância de 58 ($W/m^2.K$)

Considerando o fluxo por condução (Q_{cond}):

A relação entre o fluxo por condução (Q_{cond}) e a diferença de temperaturas ($T_{sup} - T_{seUmi}$), apresentada na figura 98, permite verificar-se que estas grandezas tem uma alta correlação, apresentando um coeficiente de correlação de -0,97 e um desvio padrão de 21,85 (W/m^2).

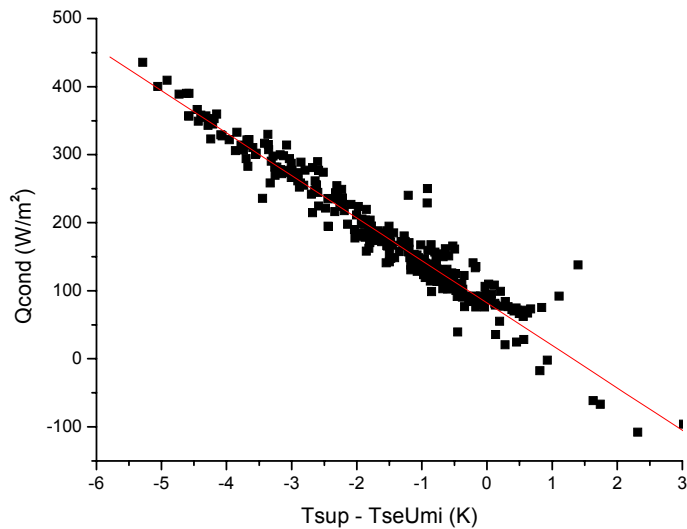


Figura 98: Relação entre o Fluxo por Condução (Q_{cond}) e a Diferença entre as Temperaturas Medidas (T_{seUmi}) e Estimadas (T_{sup}) com Condutância de 58 ($W/m^2.K$)

Conforme observado, o fluxo de calor que individualmente melhor se relaciona com o erro da iteração ($T_{sup} - T_{seUmi}$) é o fluxo por condução. Para minimizar este erro adotou-se procedimento semelhante ao do Período Noturno, calculando-se qual seria a condutância que anularia a soma dos fluxos em cada instante e obtendo-se uma distribuição. Obtendo-se a distribuição apresentada na figura 99 e correspondendo a um valor médio para a condutância de 94,91 ($W/m^2.K$).

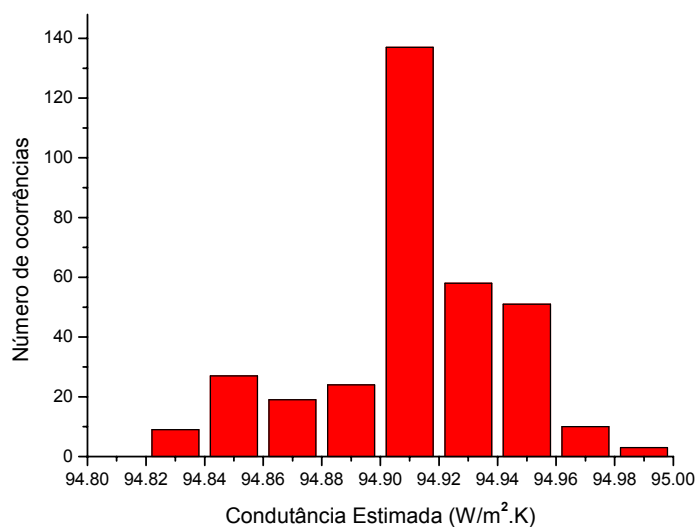


Figura 99: Distribuição Normal das Condutâncias Estimadas

Realizando nova iteração com o valor de condutância estimado obteve-se uma relação entre as temperaturas medidas (T_{seUmi}) e estimadas (T_{sup}) conforme a figura 100.

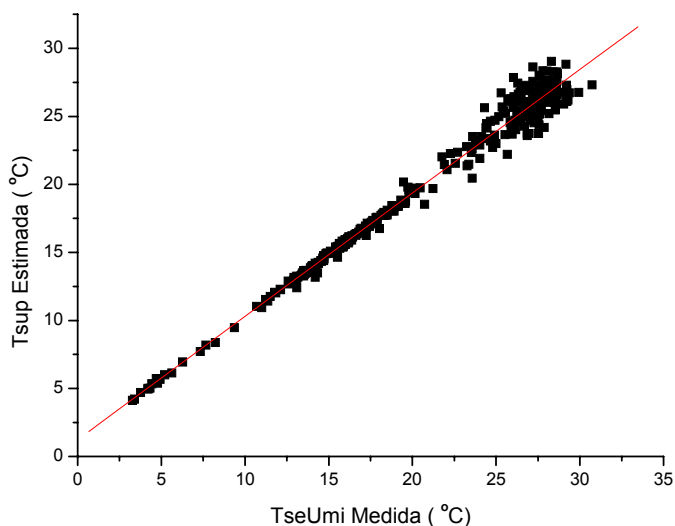


Figura 100: Relação entre as Temperaturas Medida (T_{seUmi}) e Estimada (T_{sup}) com Condutância de $94,91 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$

A correção da condutância, fez com que o coeficiente de correlação crescesse de 0,982 (figura 90) para 0,991 e o desvio padrão caísse de 1,14 para $0,8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Os fluxos obtidos para o período noturno (figura 101), indicam que a iteração força uma tendência dos fluxos de forma a anular sua soma, entretanto faz isso às custas de

uma menor precisão na estimativa da temperatura da superfície. Para inverter a tendência do fluxo por condução, inverte a tendência da diferença entre as temperaturas superficiais interna e externa, conforme demonstra a figura 102.

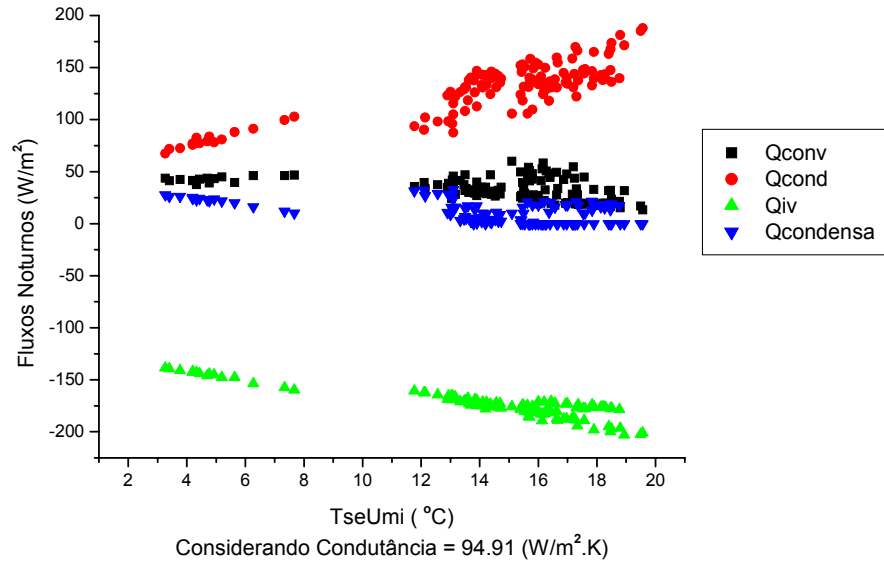


Figura 101: Fluxos Noturnos x Temperatura da Superfície

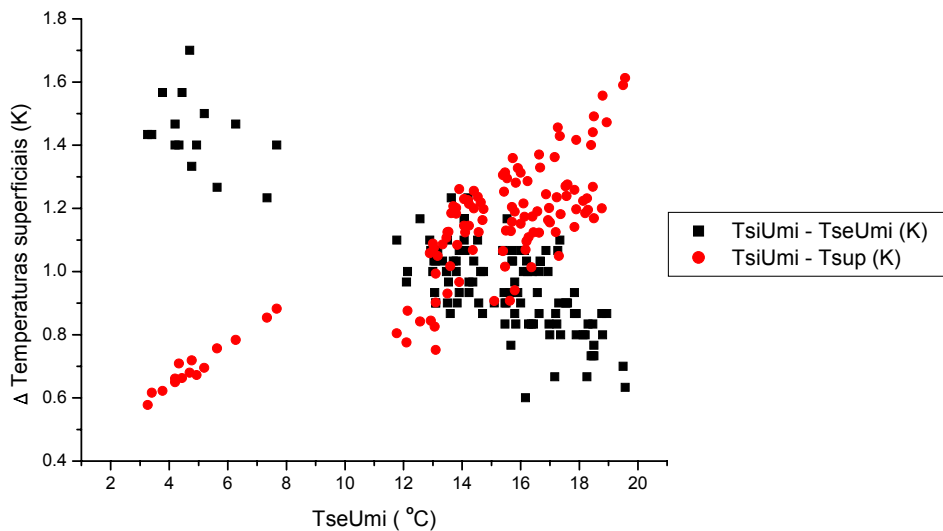


Figura 102: Diferença entre a Temperatura Superficial Interna Medida (TsiUmi) e as Temperaturas Externas, Medida (TseUmi) e Estimada (Tsup) x Temperatura da Superfície

Calculando os fluxos a partir das temperaturas superficiais medidas e a condutância como o valor estimado de $94,91 \text{ (W/m}^2\cdot\text{K)}$, obtém-se a relação demonstrada na figura 103.

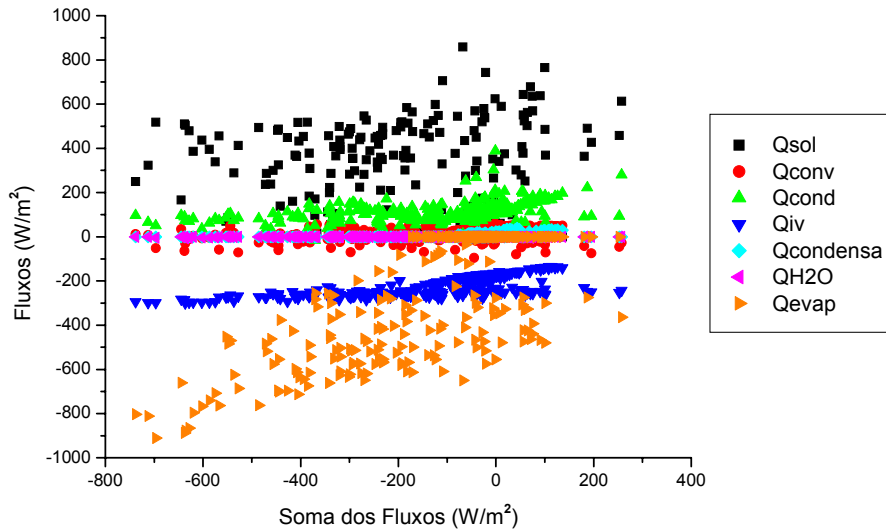


Figura 103: Fluxos de Calor x Soma dos Fluxos (Condutância = $94,91 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$)

Considerando que o fluxo por condução esteja corrigido e que os fluxos por condensação (Q_{condensa}) e por convecção de água (Q_{H2O}) tenham pouca correlação com o erro total (considerado neste caso a soma dos fluxos), é possível obter uma regressão múltipla que relacione estatisticamente o erro aos fluxos restantes, resultando em um ajuste com a seguinte equação:

$$A_j = 227,94937 + 1,13264 \cdot Q_{\text{sol}} + 1,49553 \cdot Q_{\text{conv}} + 1,64988 \cdot Q_{\text{iv}} + 1,0009 \cdot Q_{\text{evap}} \quad (\text{Eq. 7.3})$$

$$(\sum Q) - A_j = 0 \quad (\text{Eq. 7.4})$$

Adotando esta equação como ajuste estatístico para o modelo, os fluxos podem ser calculados de forma iterativa considerando o erro da iteração como a soma dos fluxos menos este ajuste (Eq. 7.4). A relação entre as temperaturas obtidas pela iteração (T_{sup}) desta forma e as medidas (T_{seUmi}) pode ser vista na figura 104.

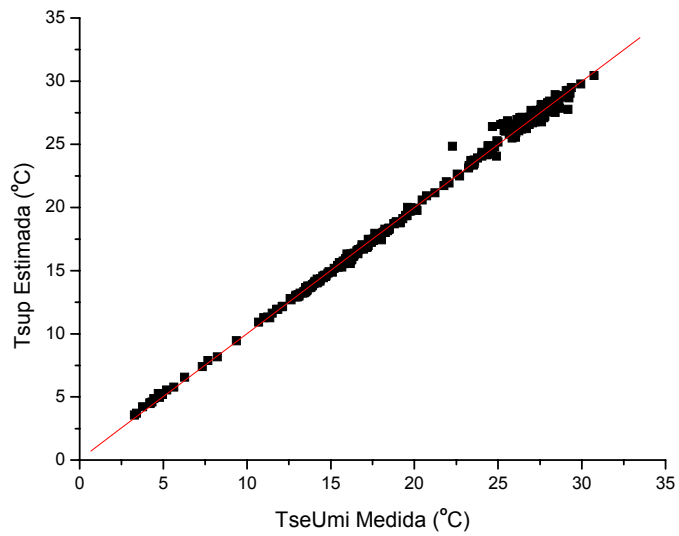


Figura 104: Relação entre as Temperaturas Medida (T_{seUmi}) e Estimada (T_{sup})

Esta relação tem um coeficiente de correlação de 0,999 e um desvio padrão de 0,35 °C

Plotando os fluxos de calor versus a diferença entre a temperatura estimada e a medida ($T_{sup} - T_{seUmi}$) obtém-se a figura 105.

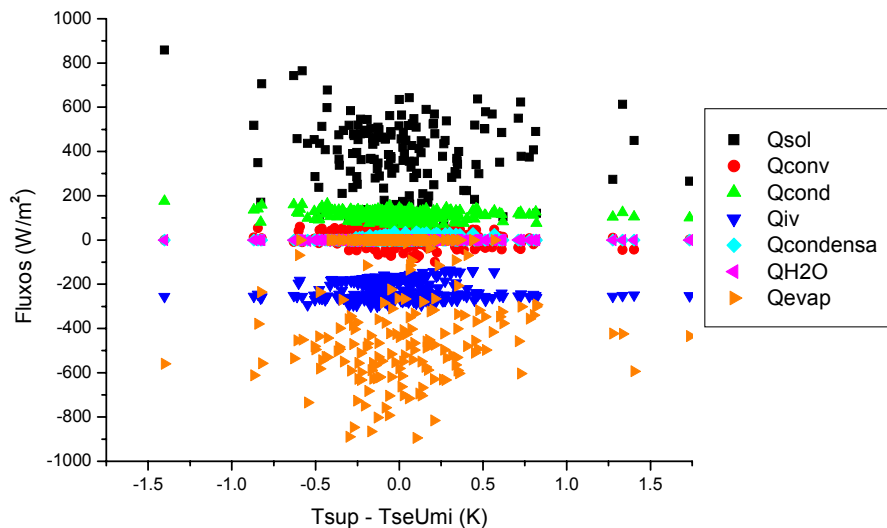


Figura 105: Relação entre os Fluxos de Calor e a Diferença entre as Temperaturas Estimadas (T_{sup}) e Medidas (T_{seUmi})

Os valores para o ajuste necessário para esta iteração são relacionados às temperaturas da superfície, conforme a figura 106.

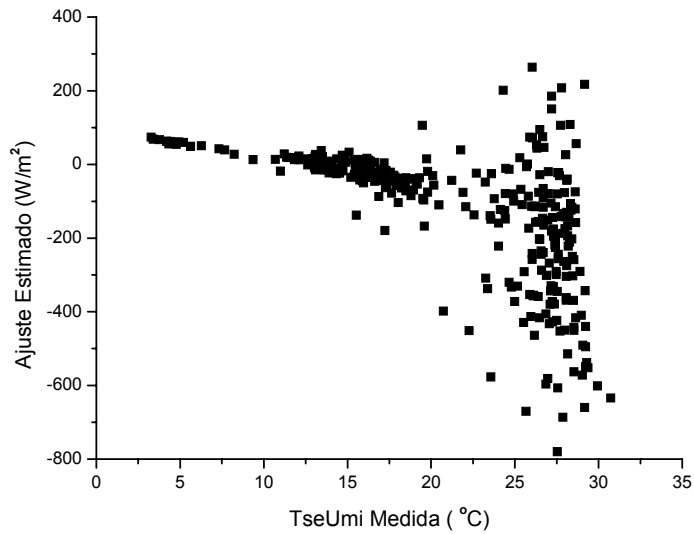


Figura 106: Relação entre o Ajuste Calculado pela Regressão Múltipla e as Temperaturas Medidas (TseUmi) Utilizados na Iteração

A relação entre os fluxos de calor e a temperatura da superfície pode ser vista na figura 107.

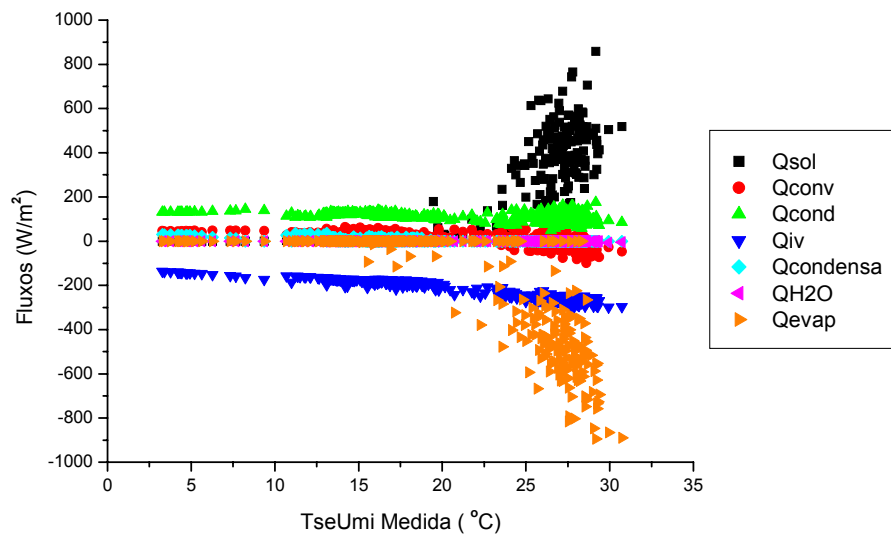


Figura 107: Relação entre os Fluxos de Calor e as Temperaturas Medidas (TseUmi)

Utilizando este ajuste estatístico, o erro causado pela iteração nas temperaturas superficiais é menor, resultando em uma menor deformação entre as diferenças de temperatura interna e externa conforme a figura 108.

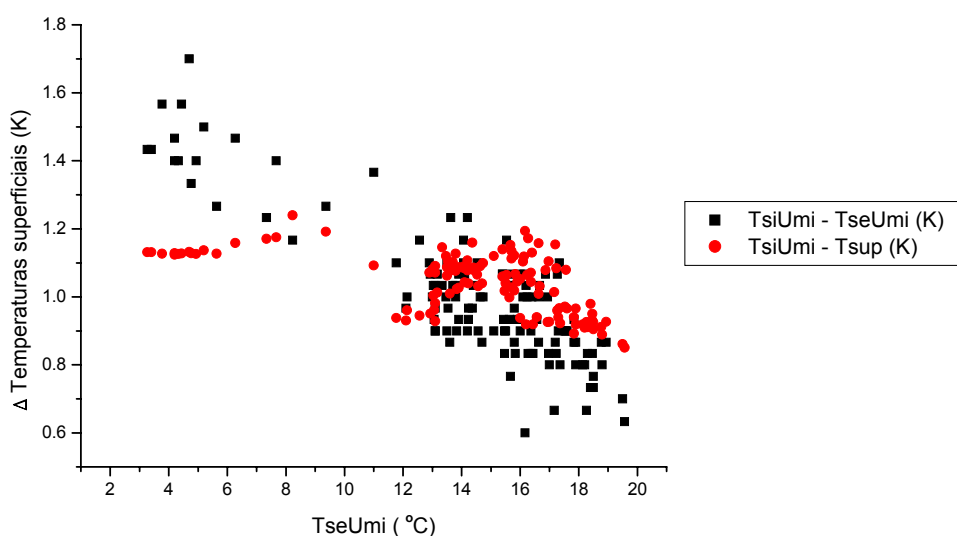


Figura 108: Diferença entre a Temperatura Superficial Interna Medida (TsiUmi) e as Temperaturas Externas, Medida (TseUmi) e Estimada (Tsup) x Temperatura da Superfície para Período Noturno Utilizando Ajuste Estatístico.

Os dados estatísticos relacionados à iteração corrigida pelo ajuste obtido pela regressão múltipla são resumidos na tabela 7. Para o período diurno, foco de uso deste sistema, os fluxos obtidos pela iteração corrigida estão resumidos na tabela 8.

Fluxo	Média	Desv. Pad.	Mínimo	Máximo	Amplitude
Qsol	178.98	219.30	0.00	858.46	858.46
Qconv	15.49	29.67	-98.63	63.79	162.42
Qcond	113.34	19.60	47.58	175.11	127.53
Qiv	-217.85	43.78	-298.43	-136.04	162.40
Qcondensa	4.51	8.62	0.00	36.85	36.85
QH2O	-0.29	0.81	-7.31	1.07	8.38
Qevap	-210.35	262.54	-894.62	0.00	894.62
Ajuste Estimado	-116.13	177.99	-779.77	264.04	1043.81

Fluxo	Média	Desv. Pad.	Mínimo	Máximo	Amplitude
Qsol	348.99	186.39	12.74	858.46	845.72
Qconv	-1.91	31.02	-98.63	63.68	162.31
Qcond	106.79	23.71	47.58	175.11	127.53
Qiv	-256.46	20.49	-298.43	-180.11	118.32
Qcondensa	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
QH2O	-0.56	1.06	-7.31	1.07	8.38
Qevap	-408.88	231.90	-894.62	0.00	894.62
Ajuste Estimado	-212.01	203.75	-779.77	264.04	1043.81

Os dados apresentados na tabela 8 podem ser visualizados na figura 109, onde nota-se a importância relativa de cada fluxo calculado.

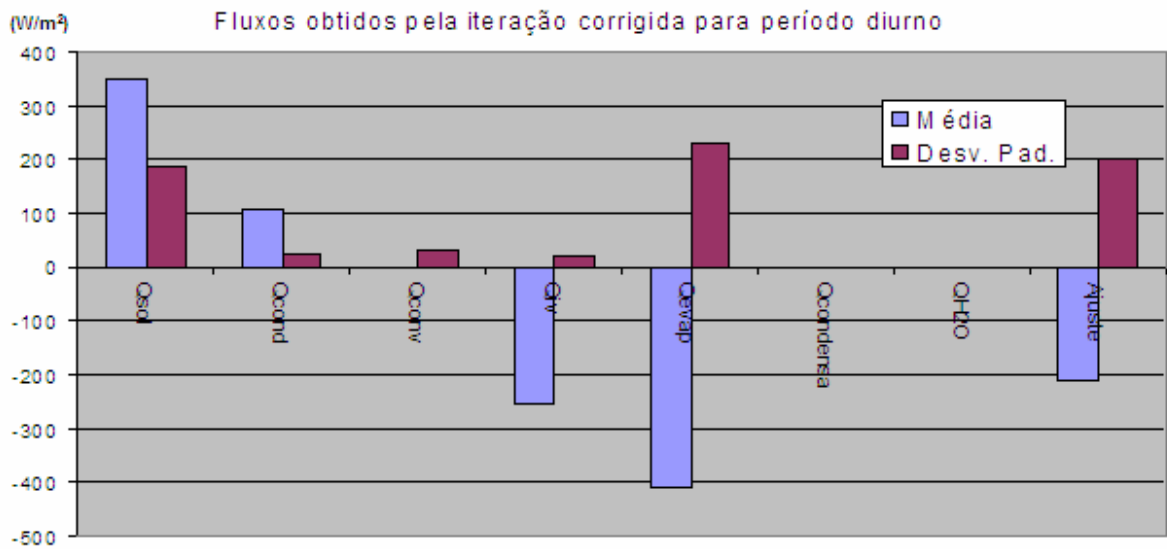


Figura 109: Fluxos Obtidos para Período Diurno pela Iteração Corrigida

8. CONCLUSÕES

Pela observação dos resultados obtidos nos experimentos e dos resultados apresentados pelo modelo proposto, constata-se que apesar de conterem imprecisões, as estimativas dos fluxos de evaporação já demonstram a grande importância deste fluxo no balanço de energia das superfícies sob aspersão.

Através do modelo iterativo de cálculo proposto, com um ajuste estatístico sobre os fluxos de calor, obteve-se estimativas para a temperatura da telha sob aspersão muito próximas às medidas, demonstrando coerência do modelo.

Partindo dos dados obtidos nos experimentos, é possível concluir que este sistema de refrigeração tem grande potencial de aplicação e que apesar de um difícil equacionamento, o modelo aqui apresentado tem boa correlação com os resultados obtidos.

A possibilidade de uso de água de chuva, torna esta alternativa ainda mais atraente, uma vez que traz um grande benefício a um custo extremamente baixo.

A aplicação deste sistema de refrigeração em edificações onde a principal fonte de calor seja o “envelope” do edifício, deve causar grande impacto, lembrando que o modelo proposto foi desenvolvido para coberturas, mas é facilmente adaptável às superfícies verticais. Dentre as incertezas, destaca-se o comportamento dos fluxos calculados para o período noturno. Obviamente, existem imprecisões no processo de estimativa dos fluxos de calor, seja no modelo teórico, seja no monitoramento das diversas variáveis pertinentes.

As incertezas relativas ao monitoramento devem-se a diferentes causas, como as apontadas a seguir:

Adotou-se como velocidade do vento uma medida obtida no local do experimento, entretanto as ondulações da telha devem interferir bastante nas velocidades próximas à sua superfície, criando regiões com maiores e menores taxas de convecção do ar e interferindo diretamente nos fluxos por convecção, evaporação e condensação e, indiretamente nos demais.

Alguns dos instrumentos utilizados não têm resolução e ou precisão suficiente para medir as variáveis conforme desejável. Exemplo disso são os sensores Hobo, cuja resolução é da ordem de 0,5 K, para o intervalo de temperaturas em que foram aplicados.

O processo de medição dos volumes de água aspergidos é bastante impreciso, ampliando as incertezas já existentes.

As propriedades da telha, como calor específico e densidade, são obtidas de valores médios tabelados, que apresentam grande variação.

Não se sabe qual a permeabilidade ao vapor da telha estudada, o que pode alterar suas propriedades termo-físicas, particularmente a condutividade.

A curva do espectro solar padrão utilizada se refere a uma média para os Estados Unidos e não a medida para o local e para os instantes do experimento.

Foram utilizadas neste experimento bases de dados obtidas por diferentes instrumentos, com distintas precisões e resoluções, fato que agrega incertezas aos resultados obtidos no monitoramento e, por consequência, nos cálculos.

Quanto ao modelo proposto, as incertezas notáveis são as seguintes:

Para o fluxo de calor por radiação em infravermelho existe grande dificuldade na estimativa das temperaturas efetivas do céu e de sua emissividade. Existem diversos modelos para o cálculo destas variáveis, entretanto todos apresentam baixos coeficientes de determinação com os dados medidos (inferiores a 0,65 em 10 modelos testados por BÁRBARO et al, 2006). Pouco se sabe sobre os valores esperados para estas grandezas para o território nacional, muito menos para a cidade de São Carlos no período de medição. Os valores de referência e os modelos de cálculo para este fluxo são desenvolvidos por pesquisadores na Europa e na América do Norte e podem apresentar divergências da situação em que esta pesquisa se desenvolveu.

Para o fluxo de calor por convecção, apesar do complexo modelo de cálculo, existe pouca segurança nos valores obtidos, uma vez que o modelo teórico foi desenvolvido para uma superfície plana e foi aplicado a uma superfície bastante diferente, onde não se tem valores de referência para comparação.

Para o fluxo por condução, o modelo utilizado é extremamente sólido, entretanto, as incertezas mencionadas relativas à resolução dos sensores e às propriedades da telha, trazem inseguranças aos valores estimados.

Os dados de irradiância foram medidas para a superfície horizontal e através do modelo foi estimado o efeito da irradiância sobre a superfície real ondulada. Apesar dos cálculos considerarem parâmetros de difícil identificação, como, por exemplo, o fator de limpidez do céu (K_t), produziram resultados satisfatórios indicando que a correção proposta para as ondulações foi adequada.

O fluxo por convecção de água sobre a telha não apresentou grande influência nas temperaturas superficiais medidas. Vale lembrar que, para evitar o desperdício de água,

este fluxo deve ser minimizado, aspergindo-se apenas o volume de água que possa evaporar no intervalo de tempo.

Finalmente, o fluxo de calor por evaporação, alvo real desta pesquisa, foi estimado de forma bastante precisa, alcançando valores médios superiores aos demais fluxos (Tabela 8), o que resultaria numa redução da temperatura da telha nos momentos de interesse. O volume médio de água evaporada (calculado no apêndice G) ficou em 0,7 (L/m².h), acima do valor de 0,4 (L/m².h), divulgado por uma indústria especializada (Addesso, 2007). Graças ao processo evaporativo a telha sob aspersão apresentou, para o período diurno, temperatura superficial média de 5,12 K abaixo da telha seca.

A complexidade dos mecanismos envolvidos no fenômeno estudado, não permitiu seu completo equacionamento no espaço de tempo que a ela foi destinado, mas a pesquisa aqui descrita já contribuiu para melhor compreensão da natureza destes fenômenos.

9. SUGESTÕES PARA PESQUISAS FUTURAS

Em função da experiência e dos resultados obtidos durante esta pesquisa sugere-se os seguintes temas para pesquisas futuras:

- Aplicar o modelo teórico a diferentes climas.
- Verificar as condições ideais de acionamento e desligamento dos sistemas de aspersão, para temperatura da telha e para os tempos de aspersão.
- Aplicar do modelo teórico a diferentes telhas
- Detalhar os efeitos da ondulação sobre os ganhos solares
- Aperfeiçoar do sistema de registro da velocidade do ar sobre as superfícies onduladas
- Aperfeiçoar o sistema de registro de volume de água aspergido
- Determinar o espectro solar padrão para as condições atmosféricas típicas do Brasil.

10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR Projeto 02:135.02-002:2003**: Iluminação natural – Parte 2: procedimentos de cálculo para a estimativa da disponibilidade de luz natural, 2003. Disponível em: <http://www.labeee.ufsc.br/conforto/textos/iluminacao/02_135_02_002_AGO_2003.doc>. Acesso em: 23/07/07.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 15220-2**: Desempenho térmico de edificações - Parte 2: métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações. Rio de Janeiro, 2005.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 15220-3** - Desempenho térmico de edificações - Parte 3: zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social. Rio de Janeiro, 2005.

ADDESSO. **Climatização Evafrio**. 2007. Disponível em: <<http://www.addresso.com.br/index.htm>>. Acesso em: 23/07/07

ANDREAS, E. L. **Physical constants and functions for use in marine meteorology**. U.S. Army Cold Regions Research and Engineering Laboratory. Hanover, New Hampshire: U.S. Army Cold Regions Research and Engineering Laboratory, 2005. Apêndice A. Disponível em: <http://www.coaps.fsu.edu/RVSMDC/marine_workshop3/docs/Appendixes_A,B,C.pdf>. Acesso em: 23/07/07.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, VENTILATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. **Fundamentals handbook**. Atlanta – USA: ASHRAE, 2001.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS - ASTM G173-03 Standard Tables for Reference Solar Spectral Irradiances: Direct Normal and Hemispherical on 37° Tilted Surface”, **ASTM standard**, Philadelphia, 2006. Disponível em:<<http://rredc.nrel.gov/solar/spectra/am1.5/ASTMG173/ASTMG173.xls>> Acesso em: 23/07/07.

BÁRBARO, E. W., OLIVEIRA, A. P., SOARES, J. R. e ESCOBEDO, J. F. Observational study of downward atmospheric longwave radiation at the surface in the city of São Paulo. In: Anais do XIV Congresso Brasileiro de Meteorologia: A Meteorologia a Serviço da Sociedade, Florianópolis - SC, 2006, CD-ROM.

BLACK, W. Z.; HARTLEY, J. G. **Thermodynamics**. 2. ed. New York: Harper Collins Publishers, 1991.

BUENO, A. D. **Transferência de calor e umidade em telhas: simulação e análise experimental.** 1994. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 1994.

BUENO, A. D.; LAMBERTS, R.; PHILIPPI, P.C. **Higroscopicidade em telhas de cerâmica: efeitos sobre comportamento térmico.** Núcleo de Pesquisa em Construção. Universidade Federal de Santa Catarina, 1994. Disponível em: <<http://www.infohab.org.br/>>. Acesso em : 23/07/07.

CHIASSON, A.D. et al. A model for simulating the performance of a shallow pond as a supplemental heat rejecter with closed-loop ground-source heat pump systems. **Building and Environmental Thermal Systems Research Group**, Oklahoma State University, v.106, n.2, 107-121. 2000. Disponível em: <www.hvac.okstate.edu> . Acesso em: 23/07/07.

CLEMENTS, J.A.; SHERIF, S.A. Thermal analysis of roof-spray cooling. **International Journal of Energy Research**. n. 22 , p. 1337 – 1350, 1998.

COLLSCHONN, W. **Evaporação e evapotranspiração**, 2007. Disponível em: <<http://galileu.iph.ufrgs.br/collischonn/IPH%20109/evapotranspira%C3%A7%C3%A3o.ppt#18>>. Acesso em: 23/07/07.

COOLINGZONE. **Dimensionless numbers in heat transfer**, 2007. Disponível em: <<http://www.enequip.com/coolingzone/libraly.php?read=481>>. Acesso em: 23/07/07.

DA SILVA, A.; BELLINI, J.; LAMBERTS, R. Spray vaporization for evaporative cooling of buildings In: INTERNATIONAL IBPSA CONFERENCE, 8., 2003, Eindhoven, Netherlands. **Anais...** Eindhoven: IBPSA, 2003. v. 1. p. 1209 - 1216.

DIAS DE FREITAS, E. **Notas de aula da Disciplina ACA-0429 Agrometeorologia**, 2005. Disponível em: <www.master.iag.usp.br/ensino/apostila_agrometeorologia.pdf>. Acesso em: 23/07/07.

DORNELLES, K. **Relatório interno de experimento**. 2005. Universidade Federal de São Carlos, São Carlos, 2005. Não publicado.

ECOBRIISA. **VIVA Equipamentos** , 2007. Disponível em: <<http://www.ecobrisa.com.br/funcionamento.html>>. Acesso em: 23/07/07.

ELETOBRÁS. **ELETOBRÁS** 2007. Disponível em: <http://www.eletobras.gov.br/procel/site/areadeatuacao/residencias_apresentacao.asp>. Acesso em: 23/07/07.

EMBRAPA PECUÁRIA SUDESTE. **Dados meteorológicos**. 2007. Disponível em: <<http://www.cppse.embrapa.br/servicos/dados-meteorologicos/>>. Acesso em: 23/07/07.

GIVONI, B. **Passive and low energy cooling of buildings**. New York: John Wiley and Sons, 1994.

GIVONI, B. **Climate considerations in building and urban design**. New York: John Wiley and Sons, 1998.

GONZÁLES, E. M. **Sistemas pasivos de climatización: enfriamiento natural**. Notas de aula do Curso. ENCAC/COTEDI 2003. Curitiba. 2003. Disponível em: <<http://150.162.76.35/encac-cotedi/minicursos.htm>> Acesso em: 23/07/07.

GONZÁLES, E. M. **Enfriamiento radiactivo en edificaciones**. Notas del Curso de actualización Sistemas de enfriamiento aplicados a la vivienda. U. de Guadalajara y CYTED. Guadalajara, 2002.

GONZÁLEZ, E. M. Técnicas de enfriamiento pasivo. Resultados experimentales en el clima cálido y húmedo de Maracaibo, Venezuela. **Información Tecnológica**, La Serena, Chile, v. 8, n. 5, p. 99-103, 1997.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D.P. **Fundamentals of heat and mass transfer**. 4. ed. New York: John Wiley and Sons, 1996.

INFIBRA. **Infibra** 2007. Disponível em: <<http://www.infibra.com.br/telhas.asp?id=8>> Acesso em: 23/07/07.

LAVIGNE, P. **Architecture climatique: une contribution au développement durable**. França: ÉDISUD, 1994. v.1.

LEVINSON, R. M. **Near-ground cooling efficacies of trees and high-albedo surfaces**. Berkeley: Department of Mechanical Engineering. University of California., 1997.

MACIEL, A.; LAMBERTS, R. Avaliação de estratégias passivas em edifício de escritórios em Brasília. In: ENCONTRO NACIONAL SOBRE CONFORTO NO AMBIENTE CONSTRUÍDO (ENCAC), 7, 2003, Pontifícia Universidade Católica do Paraná. **Anais...**, Curitiba, 2003.

MACINTYRE, J. A. **Ventilação industrial e controle da poluição** 2. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1990.

MUNEER, T. **Solar radiation and daylight models for the energy efficient design of buildings**. Oxford: Architectural Press, 1997.

NAHAR, N. M.; SHARMA, P.; PUROHIT, M. M. Performance of different passive techniques for cooling of buildings in arid regions. **Building and Environment**, Oxford, n. 38, p. 109 – 116, 2003.

NASCIMENTO, G. **Refrigeração evaporativa de telhados por meio de gotejamento de água**. Experimento em bancada de testes. 09/12/2005. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Civil, Universidade Federal de São Carlos, São Carlos, 2005.

NATIONAL GEOPHYSICAL DATA CENTER (NGDC). U.S. DEPARTMENT OF COMMERCE, 2007. Disponível em: <<http://www.ngdc.noaa.gov/seg/geomag/jsp/Declination.jsp>>. Acesso em: 23/07/07.

PACUBI, O et al. Mecânica dos fluidos: algumas considerações sobre a viscosidade. In: XVI Simpósio Nacional de Ensino de Física (SNEF), 16, 2005, CEFET-RJ. **Anais...**, Rio de Janeiro, 2005. Disponível em: <<http://www.sbf1.sbfisica.org.br/eventos/snef/xvi/>> Acesso em: 23/07/07.

RORIZ, M. **Jardim**. São Carlos: Departamento de Engenharia Civil, Universidade Federal de São Carlos. Programa de Pós-Graduação em Construção Civil, 2003. (software)

RORIZ, M. **Relatório interno**. Departamento de Engenharia Civil, Universidade Federal de São Carlos, 2006. Não publicado.

RORIZ, V.; DORNELLES, K.; RORIZ, M. **Fatores determinantes da absorptância solar de superfícies opacas**, 2007. Trabalho submetido ao ENCAC2007.

RORIZ, V.; RORIZ, M. Sistemas evaporativos de resfriamento de coberturas: estudo de casos em São Carlos, SP, Brasil, In: ENCONTRO NACIONAL DE CONFORTO NO AMBIENTE CONSTRUÍDO E V ENCONTRO LATINO-AMERICANO DE CONFORTO NO AMBIENTE CONSTRUÍDO, 8., **Anais...**, Maceió. 2005. (Cd-Rom).

SHORE'S HOME PAGE, 2007. Disponível em: <<http://www.esva.net/~lights/turb03.jpg>>. Acesso em: 23/07/07.

SOUZA, R. **Gestão da qualidade: tópicos avançados**. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003.

SZOKOLAY, S. V. Approaches to tropical house design. In: ENCONTRO NACIONAL DE CONFORTO NO AMBIENTE CONSTRUÍDO E II ENCONTRO LATINO-AMERICANO DE CONFORTO NO AMBIENTE CONSTRUÍDO, 5., **Anais...**, Fortaleza, 1999. (Cd-Rom).

TANG, R.; ETZION, Y. On thermal performance of an improved roof pond for cooling buildings. **Building and Environment**, Oxford, n. 39, p. 201-209, 2004.

VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. 4.ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1995.

WALD, L.; BAUER, O. **Geometry of solar beam a near point source**. 2004. Disponível em: <www.helioclim.net/software/solar_geometry.c>. Acesso em: 23/07/07.

11. GLOSSÁRIO

Símbolo	Nome	Descrição	Unidade
α	Absortância	Quociente entre a taxa de radiação solar absorvida por uma superfície e a taxa de radiação solar incidente sobre esta mesma superfície.	s/d
α	Difusividade térmica	Quociente entre a capacidade de um material de conduzir calor e a sua capacidade de armazenar energia térmica.	m ² /s
α_2	Absortância efetiva	Absortância ajustada para o efeito de inter-reflexão das superfícies onduladas	s/d
AIR	Ângulo de inter-reflexão	Ângulo plano suplementar ao Ângulo de visão de céu (AVC)	°
AVC	Ângulo de visão de céu	Ângulo plano relativo a um ponto da superfície, delimitado pelas tangentes à superfície que passam pelo ponto.	°
β	Coefficiente de expansão volumétrica	Razão entre a variação relativa de volume sofrida por um material e a variação de temperatura a que foi submetido	1/K
c	Calor específico	Quociente entre a capacidade térmica e a massa.	J/(kg °C)
c_p	Calor específico a pressão constante	Quantidade de calor que é necessário fornecer a uma unidade de massa para aumentar a temperatura em 1 °C a pressão constante.	kJ/(kg °C) (J/(kg °C))
c_v	Calor específico a volume constante	Quantidade de calor que é necessário fornecer a uma unidade de massa para aumentar a temperatura em 1 °C a volume constante.	kJ/(kg °C) (J/(kg °C))

c_L	Calor latente	Quantidade de calor que uma unidade de massa de determinada substância deve receber para mudar de estado físico	kJ/kg
C	Condutância Térmica	Razão entre a condutividade do material e a espessura do sólido	W/(m ² .K)
C _{pm}	Calor específico do ar úmido na película	Quantidade de calor que é necessário fornecer a uma unidade de massa do ar imediatamente acima da telha para aumentar a temperatura em 1 °C a volume constante.	kJ/(kg °C) (J/(kg °C))
d _v	Densidade de vapor	Razão entre a massa do vapor d'água e o volume total da amostra	kg/m ³
E	Emitância	Taxa de emissão de radiação por unidade de área em todos os comprimentos de onda e em todas as direções.	W/m ²
E _v	Taxa de evaporação	Volume de água evaporado por área em um determinado período	l/(m ² dia)
f _{cAr}	Fator de correção da área	Quociente entre a área superficial da telha e a área de sua projeção ortogonal sobre o plano horizontal	s/d
FF _{AB}	Fator de forma	Fração da energia radiante emitida por uma superfície A que é interceptada por uma superfície B	s/d
FS	Fator solar	Razão entre a energia solar que penetra no edifício e a energia solar total incidente sobre as superfícies externas	s/d
f_{ni}	Fração molar do componente <i>i</i>	Relação entre o número de moles da substância e o número total de moles da solução	s/d
h	Entalpia específica	Entalpia por unidade de massa.	J/kg
H	Entalpia, ou conteúdo total de calor	Soma da energia interna com o produto da pressão pelo volume	J

I	Irradiância solar global sobre superfície horizontal	Taxa de radiação incidente sobre um corpo, por unidade de área da superfície, em todos os comprimentos de onda e em todas as direções.	W/m ²
I_{dif}	Irradiância solar difusa	Fluxo de radiação solar incidente sobre uma superfície por unidade de área, no conjunto de todas as direções, exceto a de incidência direta.	W/m ²
I_{dir}	Irradiância solar direta	Fluxo de radiação solar direta incidente sobre uma superfície por unidade de área.	W/m ²
k	Condutividade térmica	Quociente entre o fluxo de calor e o gradiente de temperatura	W/(m.K)
Kt	Fator de limpidez do céu	Quociente entre a Irradiância Horizontal Global e a Irrad. Extra-Terrestre Horizontal Global	s/d
μ	Viscosidade (Dinâmica)	Resistência de um fluido ao escoamento	Pa.s
μ	Grau de saturação	Razão entre o Teor de umidade de ar e o Teor de umidade do ar úmido saturado, à mesma temperatura e pressão	s/d
Pe	Potencial de refrigeração evaporativa	Quantidade de calor teoricamente possível a ser retirada da cobertura através do calor latente de evaporação da água em função das condições do ar ambiente	W
P_v	Pressão parcial de vapor	Parcela da pressão total, exercida pelas moléculas de vapor	Pa
P_{sat}	Pressão de Saturação	Pressão parcial de vapor em que o ar satura para uma determinada temperatura.	Pa
Q	Fluxo de calor	Quociente entre a quantidade de calor que atravessa uma superfície durante um intervalo de tempo e a duração desse intervalo.	W

q''	Densidade de fluxo de calor ou Densidade de taxa de fluxo de calor	Quociente entre o fluxo de calor que atravessa uma superfície e a área dessa superfície.	W/m^2
ρ	Ângulo de incidência	Ângulo que um raio de energia faz com a normal de uma superfície ao incidir sobre esta superfície	$^\circ$
ρ	Densidade	Quociente entre a massa e o volume aparente de um corpo.	kg/m^3
r	Resistência térmica	Quociente entre a diferença de temperatura verificada entre as superfícies de um elemento ou componente construtivo e a densidade de fluxo de calor, em regime estacionário.	$m^2.K/W$
\bar{R}	Constante universal dos gases	8.31	$J/(mol.K)$
ρ	Refletância	Quociente entre a taxa de radiação refletida por uma superfície e a taxa de radiação incidente sobre esta mesma superfície.	s/d
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	5.67×10^{-8}	$W/m^2.K^4$
TBS, T	Temperatura de bulbo seco	Temperatura do ar medida por um termômetro com dispositivo de proteção contra a influência da radiação ambiente.	$^\circ C$
TBU	Temperatura de bulbo úmido	Temperatura do ar medida por um termômetro cujo bulbo está embutido em uma mecha embebida em água destilada, sobre o qual atua um exaustor de ar, tornando forçada a convecção entre a mecha e o ar.	$^\circ C$

T _{orv}	Temperatura do ponto de orvalho	Temperatura em que o ar fica saturado, sob a mesma pressão total, para um dado Teor de umidade.	°C
u	Energia interna específica	Soma de todas as formas de energia microscópica tais como energia cinética e potencial das moléculas que compõe o sistema por unidade de massa.	J/kg
U	Transmitância Térmica	Inverso da resistência térmica total.	W/(m ² .K)
VV	Velocidade do ar	Velocidade unidirecional do ar em relação à um ponto de referência.	m/s
ν	Viscosidade Cinemática	Quociente entre a viscosidade dinâmica e a densidade do fluido	m ² /s
ν	Volume específico	Inverso da densidade	m ³ /kg
Δ PSI	Diferença psicrométrica	Diferença entre a Temperatura de Bulbo Seco e a Temperatura de Bulbo Úmido	K
ϵ	Emissividade	Quociente entre a taxa de radiação emitida por uma superfície e a taxa de radiação emitida por um corpo negro, à mesma temperatura.	s/d
ϕ	Atraso térmico	Tempo que transcorre entre os momentos de ocorrência da temperatura máxima do ar no exterior e no interior da edificação quando se verifica um fluxo de calor através de um componente construtivo submetido a uma variação periódica da temperatura do ar no exterior (4).	H
ω	Teor de umidade	Razão entre a massa do vapor d'água e a massa do ar seco	kg _v /kg _{as}
\emptyset	Umidade relativa	Quociente entre a umidade absoluta do ar e a umidade absoluta do ar saturado para a mesma temperatura.	%

Índices:

amb	Ambiente
as	Ar seco
m	Base mássica
n	Base molar
e	Entrada, Efetiva
•	Fluxo
l	Líquido
max	Máximas
–	Média
m	Médio
min	Mínimas
s	Saída, Seca
sup	Superficial externa
t	Total, Instante t
u	Úmida
v	Vapor
vc	Volume de controle

APÊNDICE A: Dedução da Equação 6.38.

Taxa de umidade do ar em função do grau de saturação.

$$\phi = \frac{\mu}{1 - (1 - \mu) \left(f \cdot \frac{P_{ws}}{P} \right)}$$

Se:

$$Z = \left(f \cdot \frac{P_{ws}}{P} \right)$$

$$\rightarrow \phi = \frac{\mu}{1 - (1 - \mu) \cdot Z}$$

$$\rightarrow \frac{\mu}{\phi} = 1 - (1 - \mu) \cdot Z$$

$$\rightarrow \frac{\mu}{\phi} = 1 - Z + Z \cdot \mu$$

$$\rightarrow \frac{\mu}{\phi} - Z \cdot \mu = 1 - Z$$

$$\rightarrow \mu - \phi \cdot Z \cdot \mu = \phi \cdot (1 - Z)$$

$$\rightarrow \mu \cdot (1 - \phi \cdot Z) = \phi \cdot (1 - Z)$$

$$\rightarrow \mu = \frac{\phi \cdot (1 - Z)}{(1 - \phi \cdot Z)}$$

Adaptando a equação (Eq. 4.19)

$$\omega = \omega_s \cdot \mu$$

$$\rightarrow \omega = \omega_s \cdot \frac{\phi \cdot (1 - Z)}{(1 - \phi \cdot Z)}$$

APÊNDICE B: Cálculo da Irradiância Solar Extraterrestre Instantânea.

Adaptado de:

ECOLE DES MINES DE PARIS
CENTRE D'ENERGETIQUE - GROUPE TELEDETECTION & MODELISATION
Rue Claude Daunesse, BP 207
06904 Sophia Antipolis cedex, FRANCE
Tel (+33) 04 93 95 74 49 Fax (+33) 04 93 95 75 35
E-mail : (name)@cenerg.cma.fr

L. Wald - O. Bauer - February 1997
modified 8 July 2004 L. Wald for geocentric - geographic lat

G0h: irradiância solar extraterrestre (em W/m²)

Direção Sol-Terra = direção definida por uma reta que passa pelo centro do Sol e do centro da terra em determinado momento.

DiaAno = Dia Juliano, ou seja, número do dia em contagem contínua, por exemplo 31 de dezembro seria 365

AngDia = ângulo entre a direção Sol-Terra no dia estudado e em primeiro de janeiro no plano da eclíptica.

$$\text{AngDia} = \text{DiaAno} * (2 * \text{PI}) / 365.2422$$

ECC = Fator de correção devido à excentricidade da órbita da Terra

$$\text{ECC} = 1 + 0.03344 * \text{Cos}(\text{AngDia} - (2.8 * \text{DtoR}))$$

Onde DtoR é o fator de conversão de decimal para radianos

$$D_{toR} = (\pi / 180)$$

DEC = declinação Solar (em radianos), ou seja, o ângulo entre o plano do equador e a direção Sol-Terra.

$$DEC = B1 + B2 * \sin(wt) + B3 * \sin(2 * wt) + B4 * \sin(3 * wt) + B5 * \cos(wt) + B6 * \cos(2 * wt) + B7 * \cos(3 * wt)$$

Onde:

As constantes B são:

$$B1 = 0.0064979; B2 = 0.4059059; B3 = 0.0020054; B4 = -0.002988$$

$$B5 = -0.0132296; B6 = 0.0063809; B7 = 0.0003508$$

n0 = hora do equinócio de primavera expresso em dias desde o princípio do ano i.e. o tempo em dias decimais que decorrem às 00:00 horas de 1º Janeiro ao equinócio de primavera em Greenwich em um determinado ano

$$n0 = 78.8946 + 0.2422 * (\text{Year} - 1957) - \text{Int}(0.25 * (\text{Year} - 1957))$$

t1 = tempo em dias, desde o equinócio de primavera, 0.5 representa o número do dia decimal ao meio-dia em 1º de Janeiro em Greenwich

$$t1 = -0.5 - \text{LonRad} / (2 * \text{PI}) - n0$$

As variáveis w0 e wt são calculadas por:

$$w0 = (2 * \text{PI}) / 365.2422$$

$$wt = w0 * (\text{DiaAno} + t1)$$

LatRad = latitude local (em radianos, positivo a Norte)

LonRad = longitude (em radianos, positivo a Leste)

Que para São Carlos fica:

$$\text{LatRad} = -22.02 * \text{DtoR}$$

$$\text{LonRad} = -47.89 * \text{DtoR}$$

ϕ = Latitude geocêntrica local

$$\phi = \text{arc Tan}(0.99330552 * \text{Tan}(\text{LatRad}))$$

Horiz = Ângulo do nascer do sol considerando a difração da luz na atmosfera

$$\text{Horiz} = (-50 / 60) * \text{DtoR} \text{ 'horizon= -50' in radians}$$

HNS = hora de amanhecer astronômico (em horas decimais)

HPS = hora de pôr-do-sol astronômico (em horas decimais)

S0 = duração do dia astronômico (em horas decimais)

$$\text{HNS} = 12 + \text{WSR} * (12 / \text{PI})$$

$$\text{HPS} = 12 + \text{WSS} * (12 / \text{PI})$$

$$\text{S0} = \text{HPS} - \text{HNS}$$

Onde:

$$\text{CosWS} = (\text{Sin}(\text{Horiz}) - (\text{Sin}(\phi) * \text{Sin}(\text{DEC}))) / (\text{Cos}(\phi) * \text{Cos}(\text{DEC}))$$

$$\text{omegas} = \text{ArcCos}(\text{CosWS})$$

$$\text{WSR} = -\text{omegas}$$

$$\text{WSS} = \text{omegas}$$

ω_1 = ângulo solar horário no começo do período de tempo

ω_2 = ângulo solar horário no fim do período de tempo

$$T = \text{Hora} + 0.5$$

$$\omega_1 = (T - 1 - 12) * (\pi / 12)$$

$$\omega_2 = (T - 12) * (\pi / 12)$$

$$\omega = (\omega_1 + \omega_2) / 2$$

$$a = \text{constante solar em W/m}^2$$

$$a = 1367 * \text{ECC} * 24 / (2 * \text{PI})$$

$$B_1 = \text{Sin}(\phi) * \text{Sin}(\text{DEC}); B_2 = \text{Cos}(\phi) * \text{Cos}(\text{DEC})$$

$$G_{0h} = a * (B_1 * (\omega_2 - \omega_1) + B_2 * (\text{Sin}(\omega_2) - \text{Sin}(\omega_1)))$$

APÊNDICE C: Acréscimo de Irradiância Devido à Forma da Cobertura

Demonstra-se aqui a equação 6.15

$$R^+ = H \left(\text{sen}(\rho) - \frac{R}{A \cdot \text{Tg}(\alpha)} \right)$$

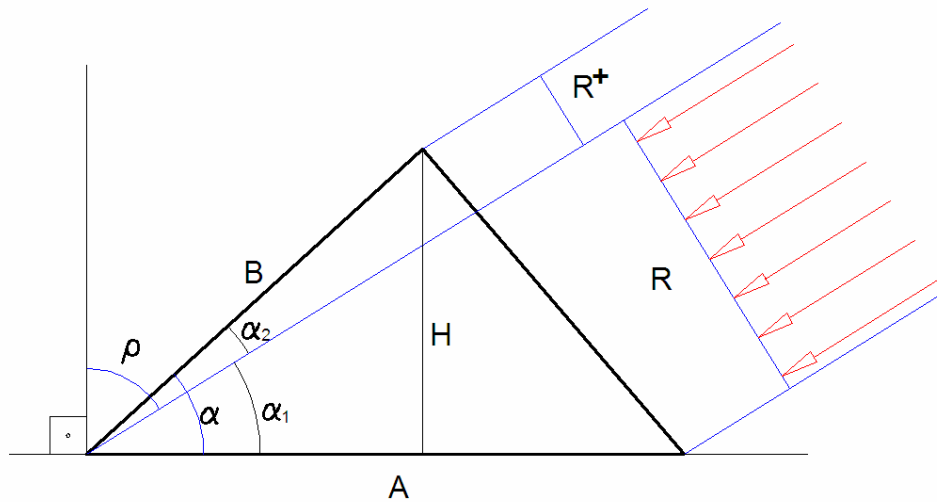


Figura 110: Geometria do Acréscimo de Irradiância

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 \quad (\text{Eq. C1})$$

$$\alpha_2 = \alpha - \alpha_1$$

$$\text{sen}(\alpha_2) = \text{sen}(\alpha - \alpha_1)$$

$$\text{sen}(\alpha_2) = \text{sen}(\alpha) \cdot \cos(\alpha_1) - \cos(\alpha) \cdot \text{sen}(\alpha_1) \quad (\text{Eq. C2})$$

mas:

$$\alpha_1 + \rho = 90^\circ$$

$$\text{sen}(\alpha_1) = \cos(\rho) \quad (\text{Eq. C3})$$

$$\cos(\alpha_1) = \text{sen}(\rho) \quad (\text{Eq. C4})$$

De C2, C3 e C4:

$$\text{sen}(\alpha_2) = \text{sen}(\alpha) \cdot \text{sen}(\rho) - \cos(\alpha) \cdot \cos(\rho) \quad (\text{Eq. C5})$$

Por definição:

$$\text{sen}(\alpha_2) = \frac{R^+}{B} \quad (\text{Eq. C6})$$

e

$$\text{sen}(\alpha) = \frac{H}{B}$$

$$B = \frac{H}{\text{sen}(\alpha)} \quad (\text{Eq. C7})$$

De C5, C6 e C7:

$$\frac{R^+}{B} = \text{sen}(\alpha) \cdot \text{sen}(\rho) - \cos(\alpha) \cdot \cos(\rho)$$

$$\frac{R^+}{\frac{H}{\text{sen}(\alpha)}} = \text{sen}(\alpha) \cdot \text{sen}(\rho) - \cos(\alpha) \cdot \cos(\rho)$$

$$R^+ = H \left(\frac{\text{sen}(\alpha) \cdot \text{sen}(\rho)}{\text{sen}(\alpha)} - \frac{\cos(\alpha) \cdot \cos(\rho)}{\text{sen}(\alpha)} \right)$$

$$R^+ = H \left(\text{sen}(\rho) - \frac{\cos(\rho)}{\text{Tg}(\alpha)} \right) \quad (\text{Eq. C8})$$

mas

$$\cos(\rho) = \frac{R}{A} \quad (\text{Eq. C9})$$

Portanto:

$$R^+ = H \left(\text{sen}(\rho) - \frac{R}{A \cdot \text{Tg}(\alpha)} \right) \quad (\text{Eq. 6.15})$$

APÊNDICE D: Cálculo dos Fluxos de Calor

Leitura dos valores das variáveis para o intervalo de tempo considerado (t).

$$Tp = T_{sup}(t)$$

Início de looping:

Ganho de calor solar:

$$Kt = I_G/E \quad (\text{conforme eq. 6.20})$$

$$I_{dif} = I_G \cdot (1.006 - 0.317 \cdot Kt + 3.124 \cdot Kt^2 - 12.7616 \cdot Kt^3 + 9.7166 \cdot Kt^4) \quad (\text{conforme eq. 6.21})$$

$$Q_{sol_dif} = I_{dif} \cdot \alpha_2 \cdot A \cdot fcAr \quad (\text{conforme eq. 6.19})$$

$$I_{dir} = I - I_{dif}$$

$$Q_{sol_dir} = I_{dir} \cdot \alpha_2 \cdot A \quad (\text{conforme eq. 6.18})$$

$$Q_{sol} = Q_{sol_dir} + Q_{sol_dif}$$

Transferência de calor por convecção do ar na superfície superior da telha:

$$f_{(P)} = y_0 + A_1 \cdot e^{\frac{-Tp}{T_1}} \quad (\text{conforme eq. 6.37})$$

Onde:

$$y_0 = 1.03912 - 0.03995 \cdot e^{\frac{-P}{797.403}}$$

$$A_1 = 2.746 \cdot 10^6 \cdot e^{\frac{P}{126.233}}$$

$$T_1 = 29.589 + 0.02719 \cdot e^{\frac{P}{136.19}}$$

$$PWS_{(P)} = e^{\frac{C8}{T_P} + C9 + C10 \cdot T_P + C11 \cdot T_P^2 + C12 \cdot T_P^3 + C13 \cdot \ln(T_P)} \quad (\text{conforme eq. 6.32})$$

Onde:

$$C8 = -5.8002206E+03$$

$$C9 = 1.3914993E+00$$

$$C10 = -4.8640239E-02$$

$$C11 = 4.1764768E-05$$

$$C12 = -1.4452093E-08$$

$$C13 = 6.5459673E+00$$

$$\omega_{s(P)} = 0.62198 \cdot \frac{f_{(P)} \cdot PWS_{(P)}}{P - PWS_{(P)}} \quad (\text{conforme eq. 6.36})$$

$$f_{(TBS)} = y_0 + A_1 \cdot e^{\frac{-TBS}{T_1}} \quad (\text{conforme eq. 6.37})$$

Onde:

$$y_0 = 1.03912 - 0.03995 \cdot e^{\frac{-P}{797.403}}$$

$$A_1 = 2.746 \cdot 10^6 \cdot e^{\frac{P}{126.233}}$$

$$T_1 = 29.589 + 0.02719 \cdot e^{\frac{P}{136.19}}$$

$$Pw_{S(TBS)} \quad (\text{conforme eq. 6.32})$$

$$\omega_{s(TBS)} = 0.62198 \cdot \frac{f_{(TBS)} \cdot Pw_{S(TBS)}}{P - Pw_{S(TBS)}} \quad (\text{conforme eq. 6.36})$$

$$\omega_{(TBS)} = \omega_{S(TBS)} \cdot \frac{\phi \cdot (1 - Z)}{(1 - \phi \cdot Z)} \quad (\text{conforme eq. 6.38})$$

onde:

$$Z = \left(f \cdot \frac{Pw_{S(TBS)}}{P} \right)$$

Se $\omega_{(TBS)} > \omega_{S(P)} \rightarrow \omega_{(P)} = \omega_{S(P)}$, senão $\omega_{(P)} = \omega_{(TBS)}$

$$v_{a(P)} = 0.2871(Tp + 273.15) \cdot (1 + 1.6078 \cdot \omega_{(P)}) / P \quad (\text{conforme eq. 6.35})$$

$$\rho_{a(P)} = 1/v_{a(P)} \quad (\text{conforme eq. 6.34})$$

$$Pw_{(P)} = \frac{\left(\frac{\omega_{(P)}}{0.62198} \right) \cdot P}{\left(1 + \left(\frac{\omega_{(P)}}{0.62198} \right) \right)} \quad (\text{conforme apêndice E})$$

$$Xw_{(P)} = \frac{Pw_{(P)}}{P} \quad (\text{conforme eq. 6.29})$$

Viscosidade dinâmica ($\mu_{(P)}$) do ar na temperatura da película:

$$\mu_{(P)} = \frac{A + B \cdot T_p}{10^6} \quad (\text{Pa.s})$$

$$d_1 = 1 + e^{\left(\frac{X_{w(P)} - 0.84393}{0.28934}\right)} \quad A = 3.7829 + \frac{13.9471}{d_1}$$

$$d_2 = 1 + e^{\left(\frac{X_{w(P)} - 0.63305}{0.15642}\right)} \quad B = 0.035525 + \frac{0.011023}{d_2}$$

Viscosidade Cinemática (ν) do ar na temperatura da película:

$$\nu = \mu_{(P)} / \rho \quad (\text{conforme eq. 6.28})$$

$$A = C \times L$$

Onde:

A = Área

C = Comprimento

L = Largura

$$L_F = \frac{\sqrt{A}}{2} \quad (\text{conforme eq. 6.27})$$

O Calor Específico do ar seco na película (C_p)

$$c_p = 1000 \cdot (1.00373 + 5.3791E-6 \cdot T_p + 7.3012E-7 \cdot T_p^2 - 1.3447E-9 \cdot T_p^3 + 1.2303E-12 \cdot T_p^4) \quad (\text{conforme eq. 6.42})$$

O Calor Específico do ar úmido na película (C_{pm}):

$$C_{pm} = (1 + W_{(P)}) \cdot C_p \quad (\text{conforme eq. 6.41})$$

$$K_{ap} = A + B.T_p \quad (\text{conforme eq. 6.43})$$

Onde:

$$A = 0.013302 + \frac{0.011397}{1 + e^{\frac{X_w - 0.77201}{0.18919}}}$$

$$B = 0.0000773 + (0.00000683333.X_w) - (0.0000125 . X_w^2) + (0.00000416667.X_w^3)$$

O coeficiente de expansão volumétrica (β) do ar na temperatura da película:

$$\beta = \frac{1}{(T_p + 273.15)} \quad (\text{conforme eq. 6.46})$$

$$L_N = \frac{A}{Per} \quad (\text{conforme eq. 6.45})$$

Onde:

A = Área

Per = Perímetro

$$Pr = \frac{C_{pm} . \mu_{(p)}}{K_{ap}} \quad (\text{conforme eq. 6.40})$$

$$Re = \frac{VV . L_F}{\nu} \quad (\text{conforme eq. 6.26})$$

$$Gr = \frac{g . \beta . L_N^3 . (T_p - T_{bs})}{\nu^2} \quad (\text{conforme eq. 6.44})$$

$$Ra = Gr . Pr = \frac{g . \beta . (T_p - T_{bs}) . L_N^3}{\nu . \alpha} \quad (\text{conforme eq. 6.47})$$

$$Nu_{(L)} = 0.54Ra^{1/4} (10^4 < Ra < 10^7 - \text{fluxo laminar}) \quad (\text{conforme eq. 6.24})$$

$$Nu_{(L)} = 0.15Ra^{1/3} (10^7 > Ra > 10^{11} - \text{fluxo turbulento})$$

$$Nu_{(F)} = 0.664.Re^{1/2}.Pr^{1/3} (\text{fluxo laminar})$$

$$Nu_{(F)} = 0.037.Re^{4/5}.Pr^{1/3} (\text{fluxo turbulento}) \quad (\text{conforme eq. 6.25})$$

$$hc_{(N)} = \frac{Nu_{(L)}.K_{a(P)}}{L_N} \quad (\text{conforme eq. 6.23})$$

$$hc_{(F)} = \frac{Nu_{(F)}.K_{a(P)}}{L_F}$$

Se $hc_{(N)} > hc_{(F)} \rightarrow hc = hc_{(N)}$, senão $hc = hc_{(F)}$

$$Q_{conv} = hc.A.fcAr.(Tbs - Tp) \quad (\text{conforme eq. 6.22})$$

Transferência de calor por radiação de ondas longas na superfície

superior da telha:

$$v_{a(P)} = 0.2871(Tp + 273.15).(1 + 1.6078.\omega_{(P)})/P \quad (\text{conforme eq. 6.35})$$

$$dv = \frac{\omega_{(P)}}{v_{a(P)}} \quad (\text{conforme eq. 6.51})$$

$$Eceu = 1.56.dv^{1/7} \quad (\text{conforme eq. 6.50})$$

$$Tceu = TBS.Eceu^{1/4} \quad (\text{conforme eq. 6.49})$$

$$Q_{rad} = \sigma.(1 - FF).(Eceu.Tceu^4 - E_{sup}.Tp^4) \quad (\text{conforme eq. 6.48})$$

Transferência de calor devida à evaporação:

$$Cl = (25.00 - 0.02274.Tp).10^5 \quad (\text{conforme eq. 6.58})$$

$$Dva = 2.11.10^{-5} \left(\frac{Tp}{T_0} \right)^{1.94} \cdot \left(\frac{P_0}{P} \right) \quad (\text{conforme eq. 6.57})$$

$$\alpha = \frac{K_{ap}}{\rho_{a(P)} \cdot Cpm} \quad (\text{conforme eq. 6.59})$$

$$Le = \frac{\alpha}{Dva} \quad (\text{conforme eq. 6.56})$$

$$hd = \frac{hc}{Cp \cdot Le^{2/3}} \quad (\text{conforme eq. 6.55})$$

O fluxo de massa máximo de água evaporada é:

$$mw = hd \cdot (\omega_{TBS} - \omega_{s(P)}) \quad (\text{conforme eq. 6.54})$$

$$MLE_{MAX} = mw \cdot Area \cdot fcAr \cdot 60000 \quad (\text{ml/min}) \quad (\text{conforme eq. 6.60})$$

$$MLs(t) = MLs(t-1) + MLasp(t) - MLcol(t) - FatIn \cdot MLE_{MAX} \quad (\text{conforme eq. 6.61})$$

$$mw^* = \frac{(MLasp - MLcol) - MLs(t)}{60000 \cdot fcAr \cdot Area} \quad (\text{conforme eq. 6.62})$$

$$Q_{evap} = Cl \cdot A \cdot mw^* \quad (\text{conforme eq. 6.53})$$

Transferência de calor por convecção da água na superfície superior da telha:

$$\Delta T = T2 - T1$$

Onde:

T2 = Temperatura da água na calha de saída da telha

T1 = Temperatura da água aspergida na telha

$$Q_{H2O} = m.c.\Delta T \quad (\text{conforme eq. 6.64})$$

Onde:

m = massa

c = calor específico da telha

Transferência de calor por condução:

$$Q_{cond} = \frac{A.FcAr.K.(T_i - T_p)}{L} \quad (\text{conforme eq. 6.67})$$

Onde:

K = Condutividade da Telha

T_i = Temperatura superficial Interna

T_p = Temperatura superficial Estimada

L = Espessura da telha

Q_{cond} = Fluxo de calor por condução

$$Q_{int} = Q_{cond}$$

Balço de energia:

$$Q_{int}(t) + Q_{conv}(t) + Q_{rad}(t) + Q_{solar}(t) + Q_{evap}(t) + Q_{H2O}(t) = Erro \quad (\text{conforme eq. 6.3})$$

Se $|Erro| < 0.1$, sai do Looping

Se $Erro > 0$, T_p = T_p + 0.001, retorna ao início do Looping

Se $Erro < 0$, T_p = T_p - 0.0001 , retorna ao início do Looping

APÊNDICE E: Dedução da equação 6.33.

Pressão parcial de vapor em função da taxa de umidade.

$$\omega_T = 0,622 \frac{P_v}{P_{as}|_T} \quad (\text{conforme eq. 4.18})$$

$$\rightarrow A = W / 0.62198$$

$$\rightarrow A = P_w / (P - P_w)$$

$$\rightarrow A (P - P_w) = P_w$$

$$\rightarrow A \cdot P - A \cdot P_w = P_w$$

$$\rightarrow P_w + A \cdot P_w = A \cdot P$$

$$\rightarrow P_w (1 + A) = A \cdot P$$

$$\rightarrow P_w = A \cdot P / (1 + A)$$

$$\rightarrow P_w = \frac{\left(\frac{\omega}{0,62198}\right) \cdot P}{\left(1 + \left(\frac{\omega}{0,62198}\right)\right)} \quad (\text{conforme eq. 6.33})$$

APÊNDICE F: Calibração de Sensores de Temperaturas.

A figura 111 representa os valores das temperaturas registradas para cada sensor de temperatura superficial:

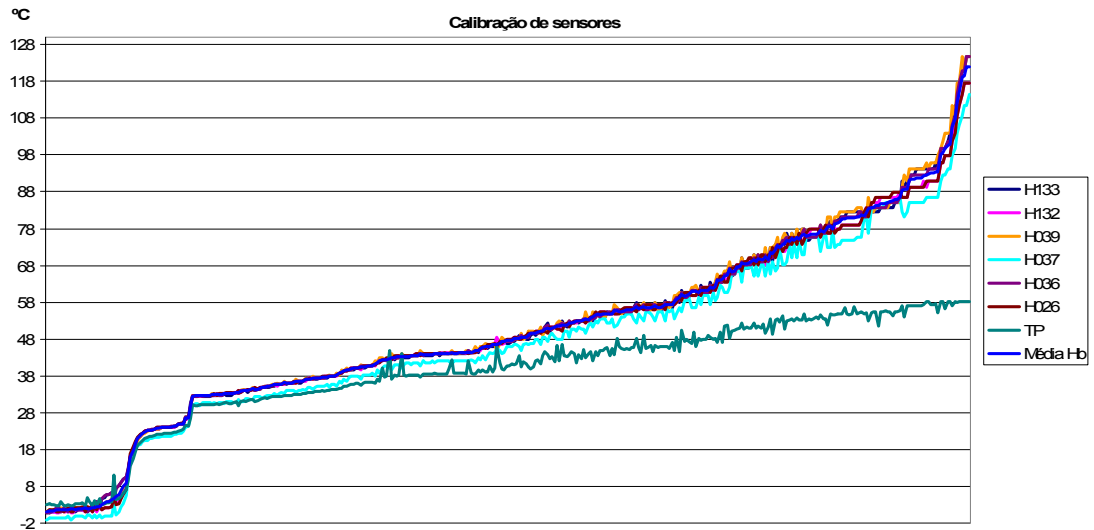


Figura 111: Calibração de Sensores

Resultando nas seguintes correlações:

A) Temperaturas Superficiais: $T_{sup} = A + B * T_{sup}(\text{instrumento})$

Tabela 9: Calibração de Sensores							
	H026	H039	H132	H133	T1	T2	T3
A	-0.38245	0.07106	-1.96827	-0.14089	1.19344	1.30522	0.27151
B	1.0199	1.00175	1.06621	1.01267	0.95261	0.95283	0.98357
R	0.998	0.999	0.999	0.999	0.999	0.999	0.999
SD	0.58	0.32	0.33	0.33	0.31	0.33	0.44

$X = T(\text{Climus})$

$A = -0.68481$; $B_1 = 1.20758$; $B_2 = -0.0106$; $B_3 = 2.39399E-4$; $B_4 = 1.12661E-7$

$T_{sup} = A + B_1 * X + B_2 * X^2 + B_3 * X^3 + B_4 * X^4$

$R^2 = 0.999$; $SD = 0.24$

B) Temperaturas do Ar: $TBS = A + B * TBS(\text{instrumento})$

Tabela 10: Calibração de Sensores (TBS)			
	H559	H573	Campbell
A	1.61387	1.63232	-3.73925
B	0.92808	0.92986	1.16647
R	0.999	0.999	0.996
SD	0.116	0.113	0.223

APÊNDICE G: Volume de Água que Atinge a Telha por Unidade de Tempo.

Utilizando os mesmos tempos de aspersão e de pausa que os experimentos (4 e 56 s respectivamente), os volumes medidos em um recipiente retangular de área $0,184 \text{ m}^2$, para testes com 10 aspersões são apresentados na tabela 11 e resultam em uma média de 173,3 ml em 10 aspersões, ou seja, em 40 s. Portanto um fluxo de água de $23,5 \text{ ml}/(\text{s.m}^2)$

Tabela 11: Medidas de Aspersão	
150 ml	130 ml
125 ml	167.5 ml
200 ml	150 ml
187 ml	212.5 ml
237.5 ml	

Para a telha estudada, o fluxo estimado é de $7,51 \text{ ml/s}$ de aspersão, ou $29,64 \text{ ml}$ a cada 4 s de aspersão.

O fluxo de água não evaporada que fluía para a calha, representou cerca de 22% do volume de água aspergido.

APÊNDICE H: Análise Estatística dos Comportamentos das Telhas

Uma opção para estimar o fluxo de calor causado pela evaporação da água baseia-se na comparação das temperaturas das duas telhas do experimento, medidas simultaneamente. Considerou-se como temperatura da telha em dado instante a média entre as temperaturas medidas das superfícies interna e externa, que as temperaturas de ambas as telhas deveriam variar igualmente enquanto não houvesse evaporação e que, caso a telha sob aspersão tivesse uma queda de temperatura maior que a da telha seca (sem aspersão), esta se deveria exclusivamente à evaporação.

Apesar da calibração feita para os sensores, as temperaturas médias obtidas para as 2 telhas ainda apresentaram diferenças, mesmo para valores abaixo de 25°C (figura 112), onde não eram esperadas. Para corrigir este erro, uma regressão linear foi adotada como correção dos valores lidos na telha seca, correção esta baseada nos momentos em que a temperatura média da telha seca (T_{mSeca}) apresentou valores abaixo de 25°C (figura 113) :

$$T_{mSeca}' = 1,00745 \times T_{mSeca} - 0,80055 \quad (\text{Eq. H1})$$

Esta regressão tem um desvio padrão de 0,323 (°C) e um coeficiente de correlação de 0.997.

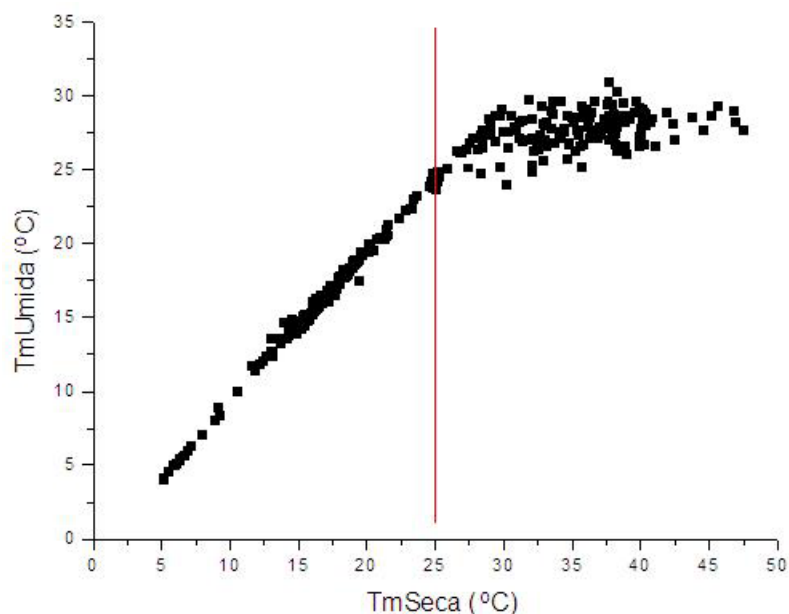


Figura 112: Temperaturas Médias das Telhas

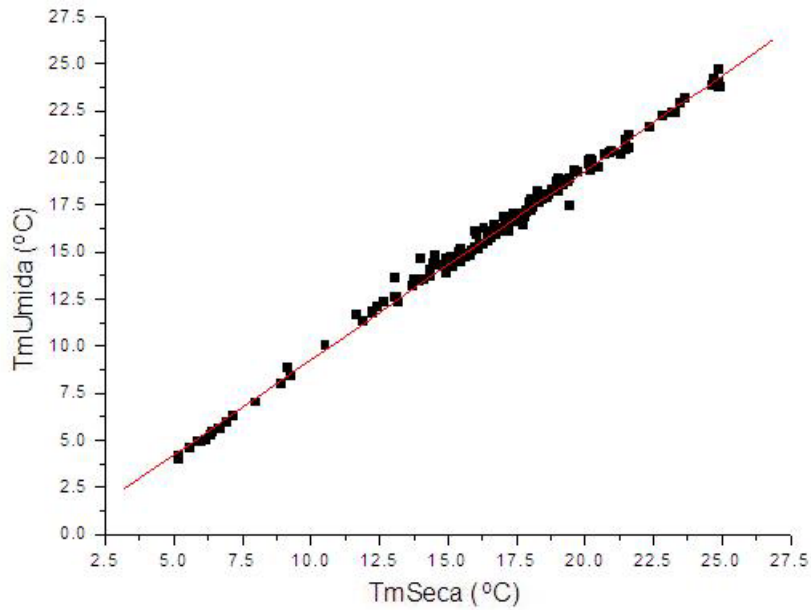


Figura 113: Temperaturas Médias das Telhas Abaixo de 25 °C

Considerando apenas os momentos em que foram registradas aspersões e que, portanto, certamente havia evaporação, foi possível verificar a relação entre a porcentagem acumulada de tempo sob aspersão (Asper) e a diferença instantânea entre as temperaturas médias das telhas ($\Delta T_{\text{Sec-Umi}}$) (figura 114), por uma regressão múltipla com a seguinte equação:

$$\Delta T_{\text{Sec-Umi}} = 1,10387 \times T_{\text{mSeca}} - 0,00155 \times \text{Asper} - 30,36288 \quad (\text{Eq. H2})$$

Coefficiente de determinação de 0.94 e um desvio padrão de 0.94 (K)

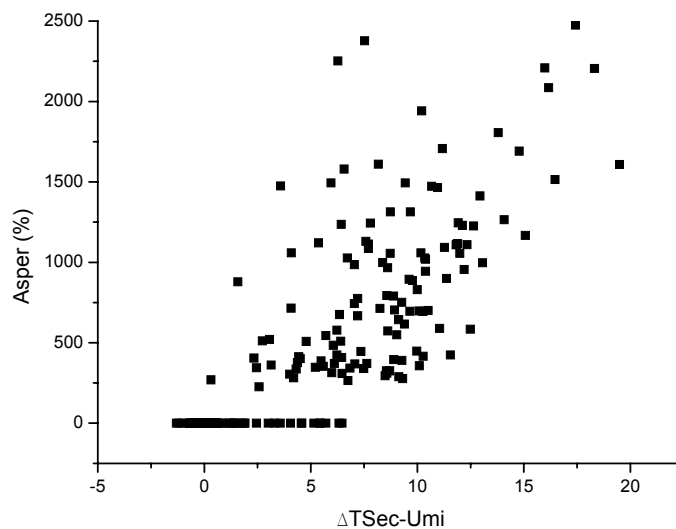


Figura 114: Porcentagem Acumulada de Tempo Sob Aspersão (Asper) Versus a Diferença Instantânea entre as Temperaturas Médias das Telhas ($\Delta T_{\text{Sec-Umi}}$)

Considerando o valor médio encontrado para o fluxo de água que evapora de 18,3 ml/s.m², conforme o apêndice G, é possível, a partir da porcentagem acumulada de tempo sob aspersão (asper), obter um valor estimado do Volume de água evaporado (Vevap).

$$V_{evap} = Asper \times 18,3 \times 4 \times 30 / 3000 \quad (\text{ml}/30\text{min. m}^2) \quad (\text{Eq. H3})$$

Esta variável (Vevap), para o mesmo período (com aspersão), tem uma relação com a diferença entre a temperatura das telhas (figura 115). Calculando a média dos Volumes de água evaporados (Vevap) para o período diurno dos experimentos, obtém-se um valor médio de 352 (ml/30min. m²) ou 0,7 (l/(m².h)), bastante acima do valor de referência obtido (0,4 l/(m².h)), divulgado por uma indústria especializada (Addresso, 2007). A média para os valores de diferença de temperatura entre as telhas ($\Delta T_{Sec-Umi}$) para o período diurno fica em 5,12 °C.

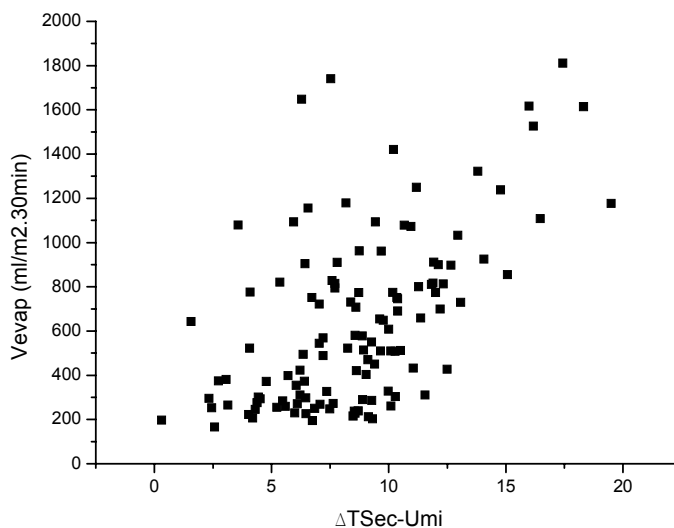


Figura 115: Volume de Água Evaporado (Vevap) Versus a Diferença entre as Temperaturas Médias das Telhas ($\Delta T_{Sec-Umi}$)

Uma regressão múltipla entre as variáveis climáticas e a diferença de temperaturas das telhas causada pela evaporação para o período diurno tem a seguinte equação com desvio padrão de 1,68 °C e coeficiente de determinação 0,887:

$$T_{mUmi} = 0,24816 \times T_{mSeca} + 0,60869 \times TBS + 1,58285 \times VV + 145,14879 \times Taxa - 1,74976 \quad (\text{Eq. H4})$$

APÊNDICE I: Histórico do Desenvolvimento do Experimento

Para aprimorar o método e identificar eventuais problemas, um experimento piloto foi montado. Inicialmente, consistia em comparar as temperaturas superficiais das telhas de dois ambientes reais, uma sob aspersão de água e outra seca (Fig. 116). Entretanto, por diversos imprevistos que serão comentados a seguir, foi necessário se modificar o experimento.

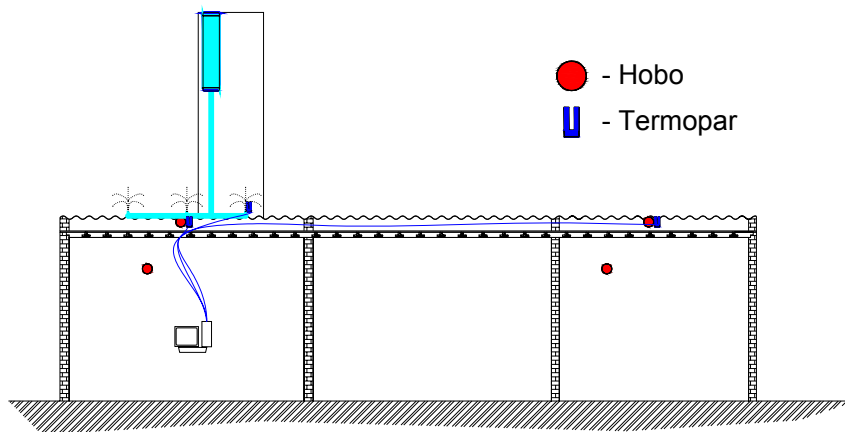


Figura 116: Primeiro Experimento Piloto

O projeto do sistema de aquisição de dados evoluiu ao longo de sua montagem, sendo testadas diversas hipóteses, em um processo de tentativa e erro, com o objetivo de torná-lo preciso, resistente ao clima, de baixo custo, e leve.

Inicialmente, pretendeu-se medir as seguintes variáveis: Temperatura de bulbo seco do ar ambiente, Temperatura superficial da telha sob aspersão, Temperatura superficial de uma telha de referência e Volume de água aspergido.

Para obter a precisão necessária na identificação do volume de água aspergido, a um custo compatível com os recursos disponíveis, optou-se por um reservatório específico com um registro eletrônico do nível da água, conforme a figura 117.

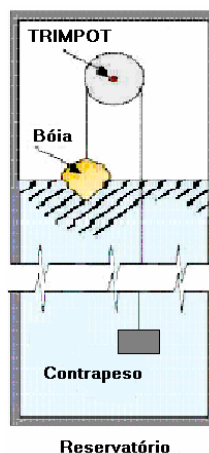


Figura 117: Primeiro Sistema de Registro de Volume de Água Aspergida

Um Sistema de controle e coleta de dados (Climus) foi desenvolvido, especificamente, para este experimento pela equipe do Professor Dr. Saulo Guths, da UFSC. Este, lê o sinal emitido por um trimpot multi-voltas (Figura 118) e, através do mecanismo mencionado, mede o nível do reservatório de água (N), possibilitando a quantificação do volume de água aspergido. Além disso, através de 3 termopares, registra as temperaturas da superfície interna da telha sob aspersão (T1), da água aspergida (T2) e da superfície interna da telha seca (T3). Um programa de computador, desenvolvido pela mesma equipe, permite o registro das leituras e o controle de uma válvula solenóide, que aciona ou interrompe o fluxo de água sobre a cobertura.

A aspersão é acionada sempre que a temperatura T1 ultrapassar uma temperatura de referência (R1) e desligada quando se resfriar abaixo de uma segunda temperatura de referência (R2). O sistema permite controlar o tempo de aspersão (t) e o intervalo entre aspersões, para que o fluxo seja intermitente e toda água aspergida evapore.

Assim, quando a temperatura T1 atingir a temperatura de referência de início de aspersão, a válvula solenóide se abre, permitindo a aspersão de água na cobertura em intervalos de tempo t, até que a temperatura T1 se reduza à temperatura de referência de fim de aspersão, quando a válvula solenóide é fechada. Através da diferença das porcentagens lidas pelo trimpot, sabe-se a diferença no nível do reservatório e, conseqüentemente, o volume de água aspergido.

Após uma série de testes, o tempo de aspersão foi fixado em 4 segundos a cada minuto, em função das condições atmosféricas médias do período em que foram realizados os experimentos. Da mesma forma, as temperaturas de acionamento e desligamento da aspersão foram adotadas de 28 e 26°C, respectivamente.

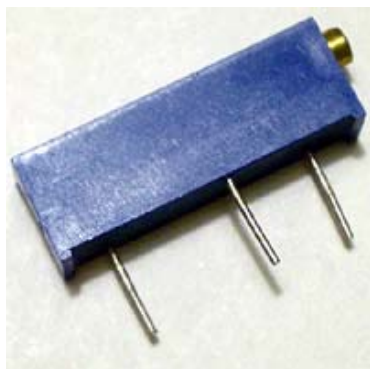


Figura 118: Trimpot

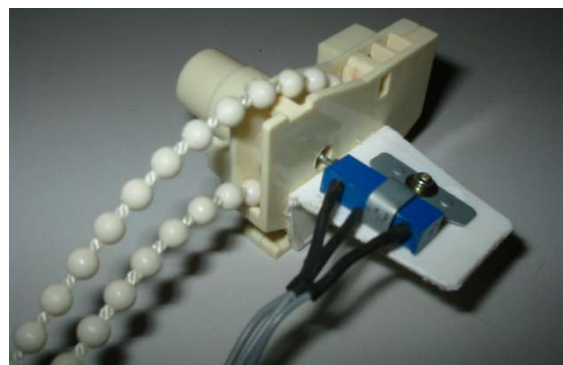


Figura 119: Montagem do Trimpot

Na montagem deste sistema, entretanto, diversas dificuldades foram encontradas, em parte pela falta de recursos financeiros, em parte por falta de equipamentos apropriados.

Uma primeira dificuldade encontrada foi o acionamento do trimpot, por seu diminuto tamanho e delicadeza de suas conexões elétricas e mecânicas.

Para transformar o movimento linear da bóia em um movimento rotativo, empregou-se um sistema de engrenagem com “corrente de bola”, do tipo utilizado em persianas. Adaptou-se ao eixo da engrenagem um parafuso limado na forma de pequena chave que se encaixa na fenda do trimpot. Nesta etapa, manter o parafuso concêntrico com a engrenagem e usinar o metal de forma correta se destacaram como principais dificuldades.

Um segundo passo foi a fixação da engrenagem e do trimpot entre si e dentro do reservatório. Pretendeu-se adaptar o suporte previsto para as persianas, colado a uma placa metálica, onde o trimpot foi fixado por parafusos (Fig. 119). Este conjunto, aparafusado em uma estrutura de alumínio, seria fixado dentro do reservatório (Fig. 120 e 121).

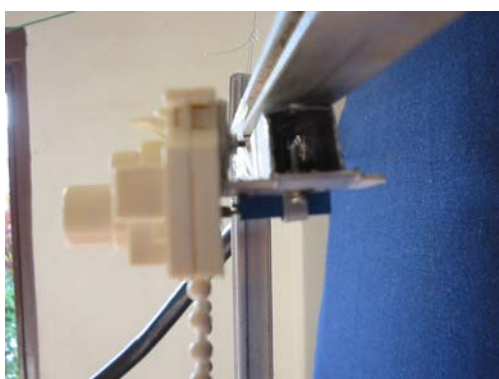


Figura 120: Montagem do Suporte 1



Figura 121: Montagem do Suporte 2

Entretanto, em função do tamanho necessário da bóia e do contrapeso, o sistema apresentou grande resistência mecânica. Diversas tentativas foram feitas no sentido de reduzir esta resistência. Entre elas, melhorar a fixação do trimpot, melhorar a “chave de fenda” (parafuso usinado), retirar algumas polias do suporte, utilizar engrenagens de redução, melhorar o alinhamento entre o eixo da engrenagem e o do trimpot, todas sem sucesso. Em seguida, substituiu-se o trimpot por um potenciômetro multi-voltas (Fig. 122), cuja fixação seria mais simples. Entretanto, este apresentou uma resistência tão grande quanto a anterior e, pela dificuldade em re-calibrar o equipamento eletrônico, optou-se por voltar ao uso do trimpot.

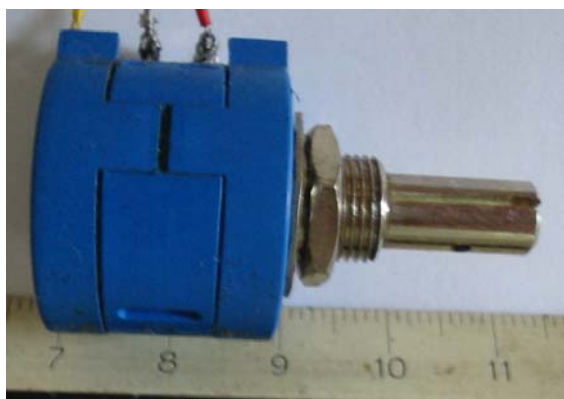


Figura 122: Potenciômetro Multi-voltas



Figura 123: Nova Montagem

Partiu-se então de uma nova premissa. Fixar-se-ia o trimpot de forma rígida e sobre ele se encaixaria o suporte da engrenagem, o que também surtiu pouco efeito. Esgotadas as possibilidades de uso do suporte previsto para as persianas, discos plásticos foram acoplados à engrenagem e foram fabricados mancais de fixação. Todavia, o problema de concentricidade entre o eixo e a engrenagem foi acentuado, pois o novo eixo tinha um comprimento muito maior que o anterior (Fig. 123). Como o eixo foi feito a partir de um parafuso, outro problema foi fazer com que este não se apoiasse sobre uma área muito pequena, pois caso contrário, ao girar ele avançaria sobre ou perderia o contato com o trimpot, o que foi resolvido com um par de buchas metálicas. Mesmo assim a resistência persistiu. Uma alteração que surtiu efeito embora insuficiente, foi fechar a corrente de forma a transformá-la em um circuito contínuo, desta forma garante-se que a bóia ao subir e descer fará todo o conjunto se mover, alia-se a isso uma possibilidade de controle da tensão da corrente alterando a posição das polias intermediárias.

Tentou-se então fabricar uma engrenagem maior, uma forma de vencer a resistência com um peso menor, primeiramente com um diâmetro cerca de 12 vezes maior

(Fig. 124), o que se revelou inapropriado, pois para que o curso do trimpot (15 voltas) fosse alcançado o curso da bóia teria de ser de aproximadamente 4,5 metros. Calculou-se então, baseado no curso do trimpot, no passo da corrente e em um curso da bóia de aproximadamente 1 metro, tendo em vista a precisão alcançada e o peso do sistema, uma nova engrenagem com cerca de 2,8 cm de diâmetro, fabricada massa plástica (Fig. 125).

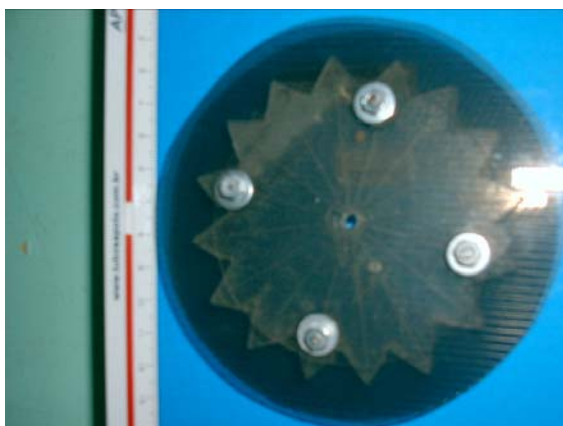


Figura 124: Montagem 6

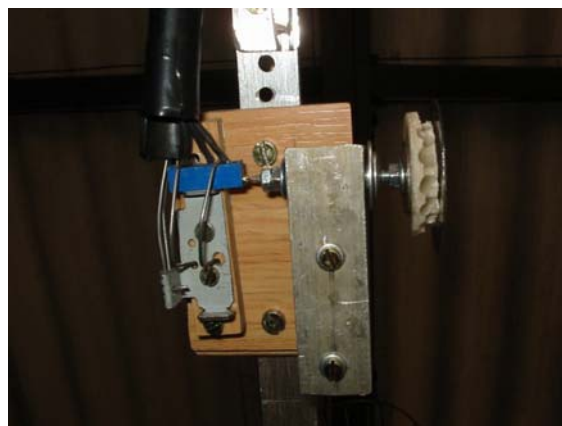


Figura 125: Montagem 7

Outra dificuldade encontrada foi a pressão requerida pelos aspersores. Para alcançá-la, pretendeu-se elevar o reservatório de água o máximo possível. Um sistema de suporte foi feito com este propósito, e fixado acima da cobertura. Entretanto, o sistema tinha uma grande perda de carga, a válvula solenóide adquirida (usada em máquinas de lavar roupas), mesmo após retirado o filtro, ainda apresentava um grande obstáculo ao fluxo. Além disso, conforme o nível de água do reservatório caía, a pressão se alterava, alterando a área molhada. Em resposta a estes problemas, substituiu-se a válvula solenóide por um par de bombas hidráulicas de pequeno porte modelo SARLO – SB2000 (fig. 126), utilizadas normalmente em chafarizes, ligadas em série.

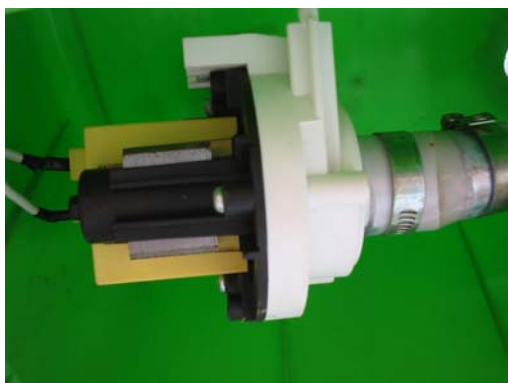


Figura 126: Bombas



Figura 127: Aspersor

Para molhar uma área maior sobre a cobertura, o fluxo de água foi dividido em dois, cada um deles alimentando um aspersor circular (Fig. 127).

Para medir as temperaturas das telhas e do ático em cada um dos ambientes (com telha molhada e o de referência), foram abertas “escotilhas” no forro de cada um destes, (figura 128), por onde foram instalados sensores tipo Hobo. Estes sensores monitoravam as temperaturas do ático e, através de um cabo externo, a temperatura na superfície interior das telhas.



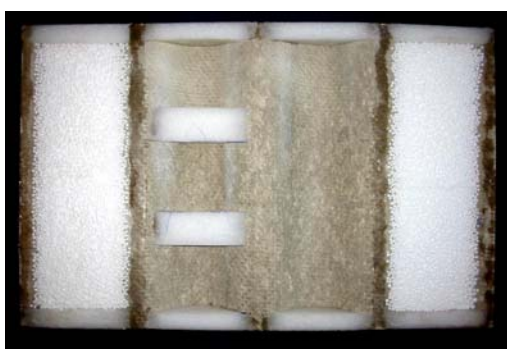
Figura 128: Escotilha



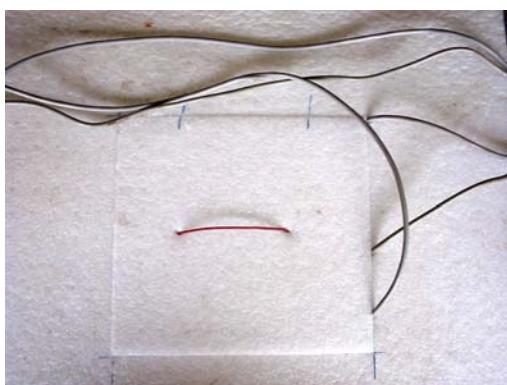
Figura 129: Células de Teste

Ao verificar a calibração deste sistema, constatou-se que, apesar de ambos os ambientes terem aproximadamente as mesmas características (dimensões, orientação, sistema construtivo), apresentaram diferentes temperaturas, impossibilitando seu uso. Provavelmente tal diferença tenha sido provocada pelo “envelhecimento” das telhas (figura 127), que estabelece irregularidades nas absorções das superfícies.

Para contornar este novo problema, foram construídas células móveis de teste, de pequenas dimensões (0,7 x 0,45 m), conforme a figura 129, fato que inviabilizou o uso de todo o sistema de controle e aspersão de água que já estava pronto. Por este motivo, a vazão de água aspergida, passou a ser estimada como a média entre diversos valores medidos em um recipiente, reproduzindo-se assim as mesmas características da célula teste. Optou-se também por isolar a superfície inferior das telhas para minimizar as trocas de calor nesta direção, privilegiando as trocas de maior interesse para a pesquisa (figuras 130 e 131).



Figuras 130: Isolamento Térmico das Células-Teste



Figuras 131: Instalação dos Sensores de Temperaturas Superficiais



Figura 132: Hobo

Inicialmente, 6 sensores tipo Onset - HOBO (Figura 132) foram previstos para aquisição dos dados. Estes sensores registram, em intervalos de tempo pré estabelecidos,

temperatura, umidade relativa e temperatura externa através de um cabo, além da intensidade de luz. Para cada célula, os sensores externos foram dispostos em diferentes alturas da ondulação. Para proteger os sensores contra a radiação, foi montada uma proteção construída em aço inoxidável e dotada de um exaustor elétrico (Fig. 129).

Para evitar o erro provocado pelos sensores, foi feita uma calibração dos mesmos. Neste sentido, os cabos externos dos sensores foram submersos em água (Fig. 133), cuja temperatura variou aproximadamente entre -1,5 e 120 °C. Assim, obteve-se uma curva específica de ajuste de cada um deles, tomando como referência a média dos valores registrados entre todos. Em tal calibração observou-se que um dos sensores esporadicamente apresentava problema, registrando erros nas temperaturas superficiais, sendo então excluído do experimento. Os valores obtidos nesta calibração podem ser vistos no apêndice F.



Figura 133: Calibração dos Sensores



Figura 134: Telha Usada
Fonte INFIBRA(2007)

A telha utilizada para confecção destas células foi tipo INFIBRA 5mm A – 1100 X 1220 mm (figura 134).

Um software foi desenvolvido para calcular o fator de forma desta telha, conforme o método descrito em 6.1.2.2. Por meio deste software, partindo-se de uma imagem escaneada do perfil da telha, calculou-se o AVC para pontos a cada 4,38 mm na direção das ondulações, a cada 45 mm na direção paralela às ondulações e a cada 15 graus do ângulo de corte. Como resultado, obteve-se um AIR para o ponto médio de 25,045° e portanto, um $FF = 0,139$.

Mesmo utilizando uma telha nova, foram observadas diferentes cores sobre sua superfície. Para resolver tal problema, a telha foi lixada (fig.135) e pintada (fig.136), utilizando tinta na cor concreto tipo Látex PVA, cuja refletância foi medida em um

espectrofotômetro por Dornelles (2005), resultando em uma absorptância (α) de 71,6 % já ajustada para o espectro solar padrão (vide item 6.1.2.1).



Figura 135: Telha Lixada

Para minimizar a influência de superfícies do entorno, estas células foram colocadas em uma bancada sobre a cobertura conforme a figura 137. As ondulações foram orientadas no sentido Leste-Oeste para que não houvesse acréscimo na irradiância (vide item 6.1.2.3).

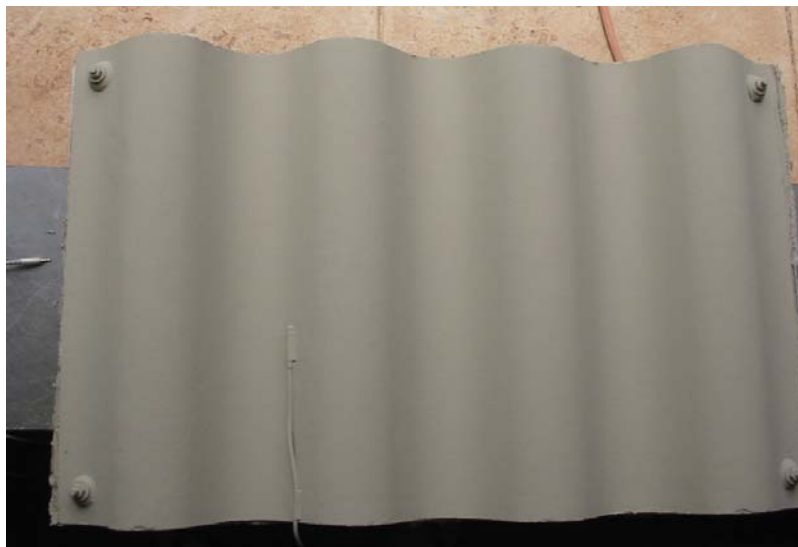


Figura 136: Telha Pintada



Figura 137: Suporte para Células de Teste

Para o registro da velocidade do vento, dispunha-se de um anemômetro digital modelo TAVR-650 - INSTRUTHERM (Figura 138) e, para que o sensor ficasse sempre normal à incidência do vento, um suporte rotativo foi instalado.



Figura 138: Termo - Anemômetro TAVR-650 - INSTRUTHERM

Para medir a parcela da água aspergida que não evapora, uma calha foi instalada e a água coletada por ela foi conduzida a um reservatório. Após cada experimento este volume foi registrado, permitindo identificar uma constante adotada nos cálculos.

Dentre as variáveis previstas para serem observadas, restava a irradiância global sobre a superfície horizontal. Pela falta de um sensor e pela facilidade na obtenção dos dados das estações de pesquisa implantadas na cidade, inicialmente optou-se por esta fonte. Entretanto, ao analisar os dados fornecidos por estes centros de pesquisa, observou-se lacunas em sua continuidade e diversos dados com valores seguramente incorretos.

Frente a esta insegurança, utilizou-se de um conjunto de equipamentos gentilmente disponibilizados pelo Centro de Recursos Hídricos e Ecologia Aplicada

(CRHEA) da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC-USP), através do professor Dr. Francisco A. S. Vecchia. Este conjunto de equipamentos consiste de:

- 1 Anemômetro modelo 014A – Campbell
- 1 Sensor de direção do vento tipo 03001 R.M. – Campbell
- 1 Módulo de Controle CR10X – Campbell
- 3 Termopares tipo T (Cobre / Constantan)
- 1 Piranômetro tipo LI200X – Campbell
- 1 Piranômetro tipo SP-Lite – Campbell
- 1 Sensor de temperatura e umidade tipo HMP45C – Campbell
- 1 Sistema de filtro e bateria – Campbell

Ao adicionar esta nova série de equipamentos ao experimento, foi possível verificar as temperaturas da água na saída do aspersor, sobre a telha e na calha de saída da água.

APÊNDICE J: Dados Registrados nos Experimentos e Estações Climatológicas

dia	mês	Hora	Min	TseUmi	TsiUmi	TseSec	TsiSec	Asper	TBS	UR	Rad	VelVen	TempAsp	Calha	ET	PminMB	PmaxMB
		h	min	°C	°C	°C	°C	%	°C	%	W/m ²	m/s	°C	°C	W/m ²	mb	mb
13	2	9	50	25.30	27.70	39.10	38.70	1115.5	23.03	56.87	807.43	1.37	21.73	22.13	1209	927	931
13	2	10	20	25.77	27.40	40.87	41.43	1264.8	24.23	52.23	839.23	1.97	22.23	23.60	1284	927	931
13	2	10	50	25.90	27.13	39.90	40.03	1411.8	24.63	52.27	833.57	1.77	23.63	25.97	1341	927	931
13	2	11	20	26.33	27.63	42.37	42.70	1167.6	25.33	50.80	842.30	1.90	24.17	27.60	1379	927	931
13	2	11	50	27.80	28.60	47.10	46.83	2205.2	26.47	47.93	1011.70	1.43	25.57	28.77	1396	927	931
13	2	12	20	27.00	28.37	44.10	45.13	1513.8	26.80	46.57	768.40	1.67	24.83	31.03	1393	927	931
13	2	12	50	27.20	28.17	47.43	47.80	1607.9	27.57	44.57	892.13	1.50	25.40	35.07	1369	927	931
13	2	13	20	24.67	27.27	37.90	40.03	584.6	26.53	46.13	337.43	1.50	24.57	29.07	1326	927	931
14	2	10	10	26.40	27.20	33.77	33.63	675.2	23.80	58.50	643.17	2.27	21.90	23.73	1261	926	929
14	2	10	40	25.17	27.47	32.20	32.97	544.9	24.13	56.10	579.43	2.97	22.57	24.17	1324	926	929
14	2	11	10	26.97	28.77	36.27	36.13	1243.5	25.20	54.47	815.27	2.53	23.93	25.03	1368	926	929
14	2	11	40	27.73	28.47	42.37	42.40	1806.2	26.57	50.13	981.10	2.27	24.87	25.50	1392	926	929
14	2	12	10	29.17	29.27	45.70	45.63	2209.2	27.70	47.37	1138.43	2.17	26.13	26.73	1395	926	929
14	2	12	40	28.67	29.20	46.17	47.47	2474.8	28.33	45.10	930.30	2.07	26.97	27.43	1379	926	929
14	2	13	10	28.13	28.93	43.27	44.30	1691.0	28.20	44.20	780.43	1.83	27.20	28.70	1342	926	929
14	2	13	40	28.10	29.07	44.90	45.53	2085.9	28.43	42.90	709.23	1.33	28.13	30.00	1286	926	929
14	2	14	10	25.57	27.73	37.33	39.10	589.4	27.63	44.13	348.20	1.33	25.63	27.67	1211	926	929
14	2	14	40	26.17	27.93	38.17	37.73	1018.8	27.67	43.43	482.30	0.90	26.83	28.37	1120	926	929
14	2	15	10	26.23	27.17	39.80	40.73	997.1	28.50	40.70	473.13	1.57	26.00	28.13	1012	926	929
14	2	15	40	25.53	26.87	31.40	33.00	0.0	27.47	41.03	133.47	1.07	27.03	27.17	891	926	929
14	2	16	10	26.13	27.60	31.30	31.60	303.7	27.07	41.53	153.63	0.53	26.33	27.20	758	926	929
14	2	16	40	24.80	25.53	29.50	30.10	0.0	26.87	42.07	93.83	0.70	26.83	27.17	615	926	929
14	2	17	10	27.60	27.47	30.83	30.03	404.0	27.03	39.47	220.10	0.33	27.33	28.00	465	926	929
14	2	17	40	22.27	25.60	29.80	30.63	0.0	27.07	40.60	78.87	1.37	25.67	27.23	311	926	929
19	4	14	40	27.93	28.97	40.83	40.90	1245.6	29.80	34.77	501.73	1.37	31.90	35.43	1083	933	936

19	4	15	10	27.17	27.97	37.87	38.27	447.0	29.63	32.53	624.67	1.33	31.77	37.47	979	933	936
19	4	15	40	26.70	27.53	36.87	36.97	751.6	29.80	32.00	682.00	1.87	31.03	35.37	861	933	936
19	4	16	10	24.13	25.40	31.73	32.40	265.1	29.17	32.33	429.97	1.50	30.70	33.10	733	933	936
19	4	16	40	24.90	25.27	27.40	27.47	0.0	28.10	37.63	463.80	1.60	31.03	33.73	595	933	936
19	4	17	10	26.87	27.30	28.47	28.53	0.0	29.03	34.97	123.53	1.53	28.47	28.50	450	933	936
19	4	17	40	24.67	25.43	25.87	26.07	0.0	27.87	37.30	139.10	0.90	29.10	29.53	301	933	936
19	4	18	10	21.77	22.73	22.77	22.93	0.0	26.40	42.80	130.90	1.10	29.10	30.43	152	933	936
19	4	18	40	19.80	20.77	20.90	20.93	0.0	25.73	47.13	28.63	0.73	28.40	29.27	30	933	936
19	4	19	10	18.93	19.80	20.20	20.23	0.0	25.40	49.73	4.23	0.13	27.37	27.67	0	933	936
19	4	19	40	18.47	19.30	19.43	19.43	0.0	24.97	51.40	0.00	0.03	26.33	26.93	0	933	936
19	4	20	10	17.90	18.70	18.87	18.77	0.0	24.60	50.90	0.00	0.13	25.80	26.47	0	933	936
19	4	20	40	16.67	17.70	18.07	18.07	0.0	23.83	56.70	0.03	0.00	25.17	25.63	0	933	936
19	4	21	10	16.23	17.23	17.57	17.43	0.0	23.17	62.57	0.10	0.00	24.63	25.20	0	933	936
19	4	21	40	17.17	17.83	18.20	17.97	0.0	22.90	61.73	0.13	0.00	23.93	24.33	0	933	936
19	4	22	10	18.50	19.23	19.13	19.00	0.0	23.30	57.40	0.20	0.00	23.27	23.77	0	933	936
19	4	22	40	18.40	19.13	19.03	18.90	0.0	22.97	60.47	0.20	0.33	23.37	23.80	0	933	936
19	4	23	10	17.57	18.47	18.43	18.27	0.0	22.20	65.80	0.23	0.73	23.57	23.70	0	933	936
19	4	23	40	17.20	18.07	18.00	17.93	0.0	21.83	68.93	0.30	1.13	23.30	23.40	0	933	936
20	4	0	20	16.63	17.50	17.50	17.30	0.0	21.33	73.33	0.30	0.90	22.40	22.40	0	933	937
20	4	0	50	16.37	17.20	17.23	17.20	0.0	21.07	76.10	0.37	0.90	22.13	22.10	0	933	937
20	4	1	20	15.80	16.77	16.87	16.67	0.0	20.83	77.23	0.40	0.83	21.70	21.60	0	933	937
20	4	1	50	15.63	16.57	16.60	16.40	0.0	20.67	77.93	0.40	0.83	21.40	21.33	0	933	937
20	4	2	20	15.47	16.30	16.83	16.57	0.0	21.03	74.77	0.40	0.43	21.10	21.10	0	933	937
20	4	2	50	15.50	16.40	16.83	16.73	0.0	21.10	73.13	0.40	0.30	20.93	20.97	0	933	937
20	4	3	20	16.27	17.10	17.77	17.73	0.0	21.10	72.03	0.40	0.90	21.33	21.60	0	933	937
20	4	3	50	16.40	17.40	17.80	17.80	0.0	20.97	72.47	0.40	0.80	21.37	21.50	0	933	937
20	4	4	20	15.40	16.47	16.77	16.73	0.0	20.50	73.40	0.40	0.87	21.53	21.60	0	933	937
20	4	4	50	15.10	16.00	16.50	16.40	0.0	20.40	73.60	0.40	1.17	21.30	21.33	0	933	937
20	4	5	20	14.83	15.90	16.20	16.20	0.0	20.10	74.27	0.40	0.80	21.00	21.03	27	933	937
20	4	5	50	14.70	15.67	16.10	16.10	0.0	20.00	75.27	0.40	0.93	20.80	20.90	147	933	937
20	4	6	20	14.70	15.63	16.10	16.00	0.0	20.00	75.80	0.40	0.87	20.57	20.67	296	933	937

20	4	6	50	14.90	16.00	16.37	16.23	0.0	19.70	76.37	0.40	0.77	20.43	20.50	445	933	937
20	4	7	20	16.20	16.93	17.53	17.30	0.0	20.00	76.30	0.60	0.87	20.37	20.43	590	933	937
20	4	7	50	19.17	19.77	20.53	20.47	0.0	20.67	75.10	6.70	1.27	20.33	20.40	728	933	937
20	4	8	20	22.07	22.70	23.30	23.33	0.0	21.60	71.57	16.17	1.47	20.70	20.93	857	933	937
20	4	8	50	24.03	24.67	25.13	25.40	0.0	22.33	67.43	25.10	1.77	21.57	22.13	975	933	937
20	4	9	20	26.50	27.13	27.47	27.67	0.0	23.37	61.80	62.90	2.50	22.47	22.67	1079	933	937
20	4	9	50	28.03	28.67	28.83	29.13	0.0	23.90	58.97	385.20	3.37	23.43	22.97	1169	933	937
20	4	10	20	27.97	28.63	31.33	31.53	226.7	24.87	56.33	483.37	3.37	24.50	23.57	1241	933	937
20	4	10	50	26.90	28.00	34.10	34.33	578.2	25.70	53.37	563.10	3.43	25.20	24.40	1296	933	937
20	4	11	40	27.30	28.40	37.87	38.17	696.1	26.90	49.73	668.23	2.63	23.43	21.70	1346	933	937
20	4	12	10	28.20	29.07	38.73	39.10	886.6	27.60	46.53	709.20	2.57	24.33	20.50	1349	933	937
20	4	12	40	28.00	29.17	40.23	40.67	899.7	28.10	44.10	735.47	2.30	25.33	26.53	1333	933	937
20	4	13	10	28.37	29.27	41.87	42.03	1226.8	28.43	43.27	764.10	2.10	26.93	28.63	1298	933	937
20	4	13	40	27.43	28.50	40.33	40.60	1056.1	28.83	41.70	661.83	1.93	27.53	27.97	1243	933	937
20	4	14	10	26.67	27.93	39.90	40.37	1110.0	29.27	40.63	738.20	1.43	28.40	28.53	1171	933	937
20	4	14	40	28.17	28.97	37.60	37.77	967.2	29.10	40.20	647.23	1.80	28.20	29.37	1082	933	937
20	4	15	10	28.10	29.07	38.70	38.73	894.5	29.53	37.57	608.43	2.13	28.33	29.10	978	933	937
20	4	15	40	27.43	28.13	37.23	37.47	549.8	29.90	34.93	575.50	2.10	29.87	30.37	861	933	937
20	4	16	10	28.43	29.00	36.13	36.50	367.6	29.93	33.93	540.23	1.37	31.10	31.07	732	933	937
20	4	16	40	26.03	26.90	28.23	28.70	0.0	26.93	41.80	461.57	1.70	30.20	30.83	595	933	937
20	4	17	10	23.57	24.47	24.80	25.03	0.0	25.37	46.93	309.77	1.17	29.83	30.20	450	933	937
25	4	10	40	29.23	29.93	36.63	36.70	1579.5	26.47	56.63	414.43	1.87	24.37	25.70	1276	929	933
25	4	11	10	29.07	29.97	38.60	38.93	1314.2	27.30	53.03	382.17	2.03	24.87	26.30	1319	929	933
25	4	11	40	29.20	29.90	39.43	40.03	1313.1	27.80	49.90	582.43	2.33	25.73	27.20	1342	929	933
25	4	12	10	28.27	29.23	40.10	40.77	1707.7	28.30	48.23	599.20	2.10	26.03	27.17	1346	929	933
25	4	12	40	28.23	29.43	39.30	39.80	1940.8	28.10	49.90	680.67	2.07	26.47	27.37	1330	929	933
25	4	13	10	28.07	28.67	38.90	39.60	943.6	27.93	51.00	583.63	2.00	27.27	29.27	1294	929	933
25	4	13	40	28.63	29.50	40.07	40.40	1473.2	28.53	49.07	621.23	1.83	28.27	32.07	1240	929	933
25	4	14	10	28.53	29.17	39.90	40.70	1465.1	29.07	45.23	468.30	1.63	27.90	29.83	1168	929	933
25	4	14	40	28.60	29.07	35.47	36.20	308.6	28.37	47.53	596.70	1.47	28.43	32.77	1079	929	933
25	4	15	10	27.30	27.97	30.60	31.27	511.2	27.77	51.93	435.30	1.63	28.60	32.07	976	929	933

25	4	15	40	28.50	28.80	29.70	29.90	0.0	26.97	56.77	303.87	1.63	29.40	33.00	859	929	933
25	4	16	10	23.60	24.70	24.53	24.87	0.0	25.23	73.03	206.33	1.07	28.20	30.33	730	929	933
25	4	16	40	26.03	26.37	26.73	26.53	0.0	25.13	71.30	142.53	1.50	28.60	29.40	593	929	933
25	4	17	10	25.83	26.43	26.83	26.87	0.0	25.80	64.77	276.03	1.60	25.70	27.90	449	929	933
25	4	17	40	22.70	23.60	23.57	23.73	0.0	25.07	70.17	179.90	1.47	25.70	27.47	300	929	933
25	4	18	10	19.73	20.73	20.67	20.80	0.0	24.30	76.27	78.40	0.03	25.97	29.90	151	929	933
25	4	18	40	19.30	20.07	20.23	20.10	0.0	23.70	78.63	13.03	0.00	25.27	24.47	30	929	933
25	4	19	10	18.77	19.63	19.73	19.60	0.0	23.60	80.77	1.37	0.00	24.70	23.67	0	929	933
25	4	19	40	18.50	19.27	19.53	19.33	0.0	23.33	81.33	0.27	0.00	24.27	23.47	0	929	933
25	4	20	10	18.30	19.13	19.40	19.27	0.0	22.77	82.93	0.30	0.00	23.73	22.83	0	929	933
25	4	20	40	18.20	19.00	19.27	19.13	0.0	22.67	83.13	0.40	0.00	23.60	22.67	0	929	933
25	4	21	10	18.27	18.93	19.20	19.07	0.0	22.17	83.73	0.40	0.00	23.07	22.23	0	929	933
25	4	21	40	17.83	18.70	19.03	18.93	0.0	22.40	84.87	0.40	0.00	22.87	21.97	0	929	933
25	4	22	10	17.90	18.77	18.97	18.93	0.0	22.30	83.30	0.40	0.00	22.50	21.83	0	929	933
25	4	22	40	18.13	18.93	19.13	19.03	0.0	22.10	84.60	0.40	0.00	22.50	21.80	0	929	933
25	4	23	10	18.47	19.20	19.43	19.27	0.0	22.13	84.17	0.40	0.00	22.33	21.67	0	929	933
25	4	23	40	17.83	18.77	18.93	18.90	0.0	21.83	83.40	0.40	0.00	22.30	21.87	0	929	933
26	4	0	20	17.37	18.17	18.50	18.33	0.0	21.60	84.37	0.40	0.00	22.27	21.73	0	928	932
26	4	0	50	16.93	17.93	18.17	18.07	0.0	21.63	83.30	0.40	0.00	21.90	21.17	0	928	932
26	4	1	20	17.00	17.80	18.13	17.97	0.0	21.60	82.90	0.40	0.00	21.77	21.10	0	928	932
26	4	1	50	17.53	18.43	18.70	18.60	0.0	22.03	79.00	0.40	0.03	21.97	21.10	0	928	932
26	4	2	20	17.60	18.50	18.77	18.67	0.0	21.90	80.10	0.40	0.10	22.03	21.10	0	928	932
26	4	2	50	17.30	18.20	18.43	18.40	0.0	21.53	82.00	0.40	0.53	22.50	21.60	0	928	932
26	4	3	20	16.20	17.23	17.40	17.37	0.0	20.93	84.10	0.40	0.20	22.37	21.53	0	928	932
26	4	3	50	16.43	17.27	17.73	17.70	0.0	20.97	84.93	0.40	0.03	21.97	20.93	0	928	932
26	4	4	20	16.57	17.50	17.77	17.63	0.0	20.83	84.20	0.40	0.00	21.23	20.33	0	928	932
26	4	4	50	16.00	17.07	17.23	17.20	0.0	20.63	84.30	0.40	0.03	21.50	20.43	0	928	932
26	4	5	20	16.80	17.67	17.93	17.87	0.0	21.13	82.07	0.40	0.20	21.43	20.30	27	928	932
26	4	5	50	16.40	17.33	17.60	17.47	0.0	20.90	80.93	0.40	0.03	21.03	20.00	147	928	932
26	4	6	20	16.37	17.13	17.60	17.33	0.0	20.70	81.80	0.40	0.53	21.83	20.57	295	928	932
26	4	6	50	16.30	17.20	17.50	17.37	0.0	20.73	82.47	0.40	0.03	21.47	20.27	444	928	932

26	4	7	20	17.43	18.23	18.57	18.40	0.0	21.20	80.87	0.83	0.03	21.30	20.23	588	928	932
26	4	7	50	19.10	19.77	20.30	20.13	0.0	21.83	79.03	9.67	0.23	21.30	20.27	726	928	932
26	4	8	20	20.10	20.93	21.77	21.43	0.0	22.27	76.77	39.47	0.57	22.00	21.13	854	928	932
26	4	8	50	23.23	23.97	25.30	24.83	0.0	22.90	74.67	88.87	1.30	22.93	22.20	971	928	932
26	4	9	40	26.50	27.33	29.33	29.40	0.0	24.13	66.63	217.20	2.07	23.97	22.93	1137	928	932
26	4	10	10	27.30	28.33	30.73	30.93	344.1	24.70	62.97	284.67	2.00	23.77	23.83	1215	928	932
26	4	10	40	28.47	28.90	33.47	33.77	376.4	25.50	60.07	365.00	2.67	24.60	23.97	1276	928	932
26	4	11	10	27.97	29.07	35.60	35.93	1026.4	26.37	56.13	393.97	2.33	24.80	24.77	1318	928	932
26	4	11	40	28.07	29.33	37.87	38.33	789.3	27.40	51.63	511.93	2.47	25.53	24.97	1341	928	932
26	4	12	10	27.77	28.70	38.63	39.20	1058.7	28.07	48.70	672.20	2.50	25.37	25.17	1345	928	932
26	4	12	40	27.00	28.53	39.80	40.40	1107.5	28.53	46.83	698.67	2.37	26.07	26.03	1329	928	932
26	4	13	10	28.40	28.70	36.10	36.47	667.7	28.13	46.43	671.57	2.77	27.17	27.60	1293	928	932
26	4	13	40	27.40	28.40	37.13	37.57	703.2	28.63	44.57	576.37	2.47	27.77	29.07	1239	928	932
26	4	14	10	28.07	28.83	37.23	37.47	998.6	28.87	42.87	465.90	2.30	28.57	29.93	1167	928	932
26	4	14	40	26.60	27.70	36.27	36.53	1056.5	28.77	44.23	359.67	1.90	27.90	29.97	1079	928	932
26	4	15	10	24.43	26.10	31.90	32.40	0.0	28.07	46.30	439.60	1.90	28.80	30.40	975	928	932
30	4	10	40	25.70	27.30	32.93	33.37	370.4	22.57	66.87	627.87	1.13	23.07	21.97	1273	933	936
30	4	11	10	26.73	27.97	36.93	37.43	277.1	23.73	60.53	679.17	1.00	23.13	23.27	1315	933	936
30	4	11	40	27.63	29.10	38.67	39.27	696.9	24.43	57.30	648.67	0.77	25.13	25.53	1338	933	936
30	4	12	10	25.37	27.07	37.77	38.80	423.6	24.73	56.23	483.10	0.93	24.43	26.30	1342	933	936
30	4	12	40	25.80	27.57	35.40	36.27	573.7	24.80	56.47	521.97	1.07	26.57	27.53	1326	933	936
30	4	13	10	26.70	27.50	35.90	36.77	325.2	25.47	53.77	609.60	1.53	26.63	30.30	1291	933	936
30	4	13	40	26.30	28.20	39.43	40.47	954.9	26.10	50.67	636.27	0.70	27.43	32.87	1237	933	936
30	4	14	10	24.40	25.90	35.27	36.30	355.9	26.00	50.23	382.60	1.30	25.73	30.60	1165	933	936
30	4	14	40	26.00	27.33	34.53	35.13	371.8	26.27	48.50	564.57	1.57	28.93	35.33	1076	933	936
30	4	15	10	24.93	26.33	34.37	35.07	325.0	26.57	46.90	441.40	1.20	28.70	34.33	973	933	936
30	4	15	40	25.43	27.07	34.93	35.60	294.1	27.60	43.20	456.37	1.03	30.20	37.40	856	933	936
30	4	16	10	26.47	27.67	30.87	31.53	0.0	27.07	44.87	286.20	1.67	29.53	36.00	728	933	936
30	4	16	40	25.97	26.73	27.97	28.37	0.0	26.53	47.20	205.03	1.67	27.93	34.90	591	933	936
30	4	17	10	23.27	24.17	24.80	25.07	0.0	25.67	50.10	70.17	1.70	26.67	33.03	447	933	936
30	4	17	40	21.23	22.10	22.27	22.43	0.0	24.43	53.40	27.17	1.53	25.73	28.93	299	933	936

30	4	18	10	18.90	19.83	19.60	19.67	0.0	23.07	60.33	3.07	0.87	24.43	24.07	151	933	936
30	4	18	40	17.77	18.63	18.27	18.27	0.0	22.43	63.47	0.20	0.63	23.63	22.67	29	933	936
30	4	19	10	16.37	17.27	17.13	17.03	0.0	21.97	66.10	0.33	0.20	22.83	21.70	0	933	936
30	4	19	40	15.83	16.67	16.43	16.20	0.0	21.77	67.70	0.40	0.13	22.40	21.07	0	933	936
30	4	20	10	15.43	16.37	16.20	15.90	0.0	21.40	69.13	0.40	0.07	22.00	20.70	0	933	936
30	4	20	40	14.57	15.47	15.47	15.40	0.0	21.10	70.77	0.40	0.00	21.50	20.00	0	933	936
30	4	21	10	14.70	15.57	15.60	15.30	0.0	20.90	70.87	0.40	0.10	21.40	19.97	0	933	936
30	4	21	40	14.23	15.20	15.17	15.03	0.0	20.57	71.23	0.40	0.03	21.00	19.53	0	933	936
30	4	22	10	13.83	14.73	14.73	14.60	0.0	20.27	72.80	0.40	0.13	20.50	19.00	0	933	936
30	4	22	40	14.10	15.17	15.03	14.90	0.0	19.97	73.53	0.40	0.23	20.43	19.17	0	933	936
30	4	23	10	13.17	14.23	14.40	14.30	0.0	19.63	75.07	0.40	0.10	19.97	18.40	0	933	936
30	4	23	40	13.60	14.47	14.47	14.23	0.0	19.33	76.53	0.40	0.27	19.77	18.40	0	933	936
1	5	0	20	13.90	14.83	14.63	14.37	0.0	19.10	77.27	0.40	0.53	19.50	18.27	0	932	935
1	5	0	50	13.03	14.07	13.90	13.70	0.0	18.70	78.90	0.40	0.10	18.93	17.50	0	932	935
1	5	1	20	13.10	14.00	14.07	13.73	0.0	18.27	80.47	0.40	0.47	18.53	17.27	0	932	935
1	5	1	50	13.07	14.00	14.17	14.03	0.0	17.97	82.00	0.40	0.70	18.37	17.17	0	932	935
1	5	2	20	12.93	14.00	14.10	13.80	0.0	17.80	83.37	0.40	0.63	18.00	16.87	0	932	935
1	5	2	50	13.10	14.00	14.20	14.10	0.0	17.53	84.37	0.40	1.03	17.90	16.87	0	932	935
1	5	3	20	12.57	13.73	13.87	13.57	0.0	17.27	84.90	0.40	0.67	17.57	16.47	0	932	935
1	5	3	50	11.77	12.87	13.27	13.07	0.0	17.03	84.90	0.40	0.47	17.23	15.87	0	932	935
1	5	4	20	12.13	13.13	13.17	13.00	0.0	16.80	84.90	0.40	0.50	17.07	15.87	0	932	935
1	5	4	50	12.10	13.07	13.23	13.00	0.0	16.60	85.97	0.40	0.77	16.90	15.73	0	932	935
1	5	5	20	11.83	12.90	12.77	12.60	0.0	16.50	85.27	0.40	0.50	16.73	15.47	27	932	935
1	5	5	50	11.50	12.60	12.53	12.37	0.0	16.30	85.20	0.40	0.57	16.53	15.33	146	932	935
1	5	6	20	11.23	12.27	12.33	12.20	0.0	15.87	86.70	0.43	0.77	16.00	14.93	294	932	935
1	5	6	50	10.70	11.90	11.97	11.87	0.0	15.60	88.40	4.20	0.30	15.63	14.67	442	932	935
1	5	7	20	11.37	12.27	12.43	12.10	0.0	16.10	86.53	14.43	0.27	16.33	15.10	586	932	935
1	5	7	50	13.43	14.33	14.97	14.87	0.0	17.40	81.13	22.10	1.10	18.07	16.60	724	932	935
1	5	8	20	15.57	16.53	17.27	17.20	0.0	18.67	76.73	26.50	0.93	19.60	18.00	852	932	935
1	5	8	50	19.47	20.43	20.30	20.13	0.0	19.87	72.63	227.97	1.20	21.23	19.20	969	932	935
1	5	9	20	24.30	25.07	24.83	24.90	0.0	20.87	69.70	468.87	1.40	22.23	20.17	1073	932	935

1	5	9	50	27.20	28.00	28.37	28.67	0.0	21.90	65.03	550.93	1.83	23.20	22.03	1161	932	935
1	5	10	20	28.60	29.43	29.67	30.13	268.8	22.57	60.50	621.17	2.27	23.97	23.10	1234	932	935
1	5	10	50	26.20	27.63	32.60	33.07	1121.2	23.60	57.33	673.50	1.70	22.97	23.57	1288	932	935
1	5	11	20	26.43	28.17	35.30	35.80	1113.3	24.47	53.77	715.90	1.50	23.77	23.70	1324	932	935
1	5	11	50	27.57	29.13	38.00	38.60	1493.4	24.97	52.00	740.60	1.00	24.63	24.70	1341	932	935
1	5	12	20	28.40	29.87	39.63	40.33	1026.6	25.57	44.23	754.77	1.03	25.70	29.63	1338	932	935
1	5	12	50	27.53	28.77	40.20	41.33	1228.6	26.10	37.23	741.30	1.00	26.63	33.50	1316	932	935
1	5	13	20	27.90	28.97	39.60	40.83	1092.9	26.37	34.80	714.13	1.00	27.37	35.77	1274	932	935
1	5	13	50	28.07	29.17	37.67	38.83	642.9	26.90	29.60	687.90	1.37	28.83	37.53	1214	932	935
1	5	14	20	27.47	28.30	36.40	37.57	792.9	27.30	27.80	649.53	1.50	28.33	38.00	1137	932	935
1	5	14	50	27.70	28.67	34.63	35.73	407.1	27.83	23.83	583.83	1.63	30.23	39.10	1043	932	935
1	5	15	20	27.57	28.27	32.53	33.50	0.0	27.87	21.77	502.10	2.07	29.80	38.70	935	932	935
1	5	15	50	27.87	28.43	30.83	31.50	0.0	28.40	20.83	419.67	2.03	30.97	38.03	814	932	935
1	5	16	20	27.53	28.37	28.80	29.30	0.0	28.33	22.10	322.10	2.17	29.90	36.87	683	932	935
1	5	16	50	25.67	26.50	26.83	27.20	0.0	28.00	22.50	213.47	1.97	28.23	36.20	544	932	935
1	5	17	20	23.57	24.47	24.80	24.97	0.0	27.33	26.17	44.87	1.57	27.47	36.40	398	932	935
1	5	17	50	20.73	21.77	21.53	21.73	0.0	25.07	33.40	19.63	1.43	26.93	30.37	250	932	935
1	5	18	20	17.23	18.40	17.97	18.10	0.0	23.30	39.83	1.00	0.50	24.70	23.77	107	932	935
1	5	18	50	15.53	16.60	16.03	16.03	0.0	22.33	39.33	0.33	0.47	23.43	22.00	7	932	935
1	5	19	20	14.33	15.30	14.60	14.47	0.0	21.57	39.67	0.40	0.53	22.33	20.77	0	932	935
1	5	19	50	14.20	15.10	14.13	13.93	0.0	21.10	37.70	0.40	0.73	21.77	20.10	0	932	935
1	5	20	20	13.10	14.07	13.17	13.03	0.0	20.47	41.07	0.40	0.50	20.93	19.17	0	932	935
1	5	20	50	11.00	12.37	11.73	11.63	0.0	19.90	44.13	0.40	0.07	20.07	17.93	0	932	935
1	5	21	20	9.37	10.63	10.60	10.47	0.0	19.13	48.63	0.40	0.03	19.33	17.10	0	932	935
1	5	21	50	7.67	9.07	9.40	9.13	0.0	17.77	59.17	0.40	0.00	17.93	15.93	0	932	935
1	5	22	20	7.33	8.57	9.10	8.73	0.0	17.20	60.53	0.40	0.00	17.40	15.43	0	932	935
1	5	22	50	8.23	9.40	9.37	8.97	0.0	18.00	52.90	0.40	0.07	18.30	16.30	0	932	935
1	5	23	20	6.27	7.73	8.03	7.90	0.0	16.43	63.17	0.40	0.00	16.27	14.23	0	932	935
2	5	0	30	5.20	6.70	7.03	6.83	0.0	15.27	68.27	0.30	0.00	15.17	13.20	0	932	935
2	5	1	0	4.70	6.40	6.70	6.60	0.0	14.80	70.10	0.27	0.00	14.60	12.63	0	932	935
2	5	1	30	5.63	6.90	7.37	6.93	0.0	14.50	71.50	0.20	0.03	14.40	12.67	0	932	935

2	5	2	0	4.93	6.33	6.83	6.63	0.0	14.63	71.27	0.20	0.00	14.20	12.27	0	932	935
2	5	2	30	4.43	6.00	6.43	6.23	0.0	14.23	72.17	0.10	0.00	13.73	12.03	0	932	935
2	5	3	0	4.77	6.10	6.57	6.27	0.0	13.67	73.70	0.00	0.00	13.47	11.80	0	932	935
2	5	3	30	4.20	5.67	6.13	5.80	0.0	13.70	73.63	0.00	0.00	13.23	11.60	0	932	935
2	5	4	0	4.20	5.60	6.07	5.70	0.0	13.60	74.53	0.00	0.00	13.00	11.27	0	932	935
2	5	4	30	3.77	5.33	5.73	5.47	0.0	13.57	74.43	0.00	0.00	12.90	11.13	0	932	935
2	5	5	0	3.27	4.70	5.33	5.03	0.0	13.17	75.20	0.00	0.00	12.43	10.80	0	932	935
2	5	5	30	3.40	4.83	5.40	5.00	0.0	12.87	76.13	0.00	0.00	12.23	10.40	60	932	935
2	5	6	0	4.33	5.73	6.37	6.00	0.0	13.07	75.90	0.00	0.07	12.67	10.30	195	932	935
16	5	10	40	26.03	26.83	30.07	30.57	0.0	23.17	51.83	590.47	2.37	24.27	23.00	1263	931	934
16	5	11	10	28.90	29.53	32.53	33.13	520.9	24.53	44.47	632.93	2.37	23.90	25.37	1305	931	934
16	5	11	40	29.17	29.93	33.87	34.50	1059.4	25.37	36.90	660.00	2.60	23.47	26.23	1328	931	934
16	5	12	10	28.63	29.53	35.70	36.40	1235.5	26.27	37.07	669.10	1.93	25.03	28.83	1331	931	934
16	5	12	40	30.73	31.17	37.37	38.13	2250.8	27.33	31.73	671.47	2.07	25.80	32.97	1316	931	934
16	5	13	10	29.93	30.57	37.97	38.63	2377.3	27.90	27.23	652.80	2.00	25.57	35.33	1281	931	934
16	5	13	40	29.03	29.63	37.67	38.37	1609.8	28.33	25.87	619.57	2.20	26.07	36.70	1227	931	934
16	5	14	10	29.23	29.53	37.27	37.97	1085.5	28.67	25.93	565.50	1.70	28.07	38.73	1156	931	934
16	5	14	40	29.30	29.83	37.33	38.00	1130.9	29.00	25.43	510.97	1.57	28.93	39.77	1068	931	934
16	5	15	10	28.53	29.23	36.13	36.77	743.6	29.23	24.00	436.53	1.57	29.20	40.20	965	931	934
16	5	15	40	28.17	28.80	34.77	35.40	483.5	29.67	23.60	372.33	1.30	30.93	40.17	850	931	934
16	5	16	10	25.00	26.07	32.63	33.23	342.4	29.87	23.63	253.23	1.13	28.77	39.00	723	931	934
16	5	16	40	27.27	27.80	29.87	30.17	0.0	29.03	27.43	176.53	0.60	29.93	37.37	587	931	934
16	5	17	10	26.97	27.70	28.23	28.57	0.0	28.60	30.97	88.43	1.00	29.33	35.90	444	931	934
16	5	17	40	23.37	24.40	24.53	24.83	0.0	26.93	36.60	18.93	0.43	28.07	30.37	297	931	934
16	5	18	10	19.60	20.83	21.20	21.43	0.0	25.37	44.40	1.50	0.07	25.73	26.10	150	931	934
16	5	18	40	16.87	18.03	19.43	19.50	0.0	24.50	48.83	0.17	0.00	23.83	24.17	29	931	934
16	5	19	10	15.90	17.00	17.77	17.70	0.0	23.43	56.90	0.20	0.00	23.77	22.63	0	931	934
16	5	19	40	15.87	16.73	17.27	17.07	0.0	22.53	62.10	0.30	0.00	22.97	22.00	0	931	934
16	5	20	10	14.73	15.73	16.03	15.93	0.0	22.23	62.77	0.37	0.00	22.40	21.27	0	931	934
16	5	20	40	14.07	15.17	15.47	15.33	0.0	21.70	64.33	0.40	0.00	21.80	20.73	0	931	934
16	5	21	10	14.63	15.63	16.10	15.90	0.0	21.53	65.03	0.40	0.00	21.60	20.87	0	931	934

16	5	21	40	15.20	16.23	16.63	16.50	0.0	21.40	65.20	0.40	0.00	21.37	20.47	0	931	934
16	5	22	10	14.07	15.23	15.47	15.40	0.0	20.70	66.60	0.40	0.00	20.80	19.97	0	931	934
16	5	22	40	13.63	14.87	15.07	15.00	0.0	20.43	67.87	0.40	0.00	20.60	19.77	0	931	934
16	5	23	10	14.23	15.17	15.83	15.53	0.0	20.63	67.27	0.40	0.10	21.23	20.37	0	931	934
16	5	23	40	18.03	18.47	19.20	18.87	0.0	21.53	62.33	0.40	0.87	21.97	21.60	0	931	934
17	5	0	20	19.50	20.20	20.27	20.03	0.0	21.97	60.97	0.40	0.23	22.37	21.97	0	931	934
17	5	0	50	19.57	20.20	20.30	20.30	0.0	22.10	61.60	0.40	0.03	22.60	22.03	0	931	934
17	5	1	20	18.80	19.60	19.77	19.70	0.0	21.97	63.57	0.40	0.03	22.43	21.50	0	931	934
17	5	1	50	17.27	18.33	18.50	18.47	0.0	21.57	66.30	0.40	0.03	22.07	21.00	0	931	934
17	5	2	20	17.23	18.07	18.40	18.33	0.0	21.40	67.67	0.40	0.83	22.13	21.30	0	931	934
17	5	2	50	16.87	17.93	18.03	18.03	0.0	21.23	67.33	0.40	0.80	21.87	20.80	0	931	934
17	5	3	20	16.10	17.10	17.37	17.33	0.0	20.83	68.97	0.40	0.63	21.47	20.37	0	931	934
17	5	3	50	15.70	16.77	17.10	17.10	0.0	20.63	69.23	0.40	0.60	21.30	20.10	0	931	934
17	5	4	20	15.80	16.67	17.17	17.03	0.0	20.47	69.47	0.40	0.67	21.23	20.27	0	931	934
17	5	4	50	16.97	17.80	18.17	18.03	0.0	20.70	68.43	0.40	1.23	21.37	20.53	0	931	934
17	5	5	20	15.90	16.97	17.10	17.13	0.0	20.43	69.30	0.40	0.80	20.97	19.83	27	931	934
17	5	5	50	14.63	15.77	16.03	16.03	0.0	20.00	71.10	0.40	0.47	20.67	19.30	145	931	934
17	5	6	20	14.03	15.13	15.47	15.47	0.0	19.80	71.93	0.40	0.33	20.47	19.03	292	931	934
17	5	6	50	13.50	14.70	14.97	14.97	0.0	19.50	73.40	2.63	0.07	20.17	18.53	439	931	934
17	5	7	20	14.00	15.03	15.57	15.37	0.0	19.50	73.77	19.40	0.23	20.37	19.03	582	931	934
17	5	7	50	16.27	17.00	17.87	17.67	0.0	20.10	71.83	24.03	0.90	21.03	20.20	718	931	934
17	5	8	20	20.17	20.67	21.53	21.50	0.0	21.00	68.20	31.23	1.67	22.07	21.60	845	931	934
17	5	8	50	23.53	24.00	24.80	24.93	0.0	22.13	63.10	37.80	1.90	23.53	22.77	961	931	934
17	5	9	20	26.07	26.63	27.20	27.50	0.0	23.07	57.83	357.70	2.37	24.43	23.93	1064	931	934
17	5	9	50	28.30	28.87	29.10	29.63	0.0	23.80	54.07	473.53	2.30	25.33	24.73	1153	931	934
17	5	10	20	29.37	30.10	31.63	32.10	878.6	24.67	52.03	531.13	2.07	24.27	25.70	1224	931	934
17	5	10	50	29.23	29.87	33.37	34.00	1475.0	25.60	45.83	587.17	2.40	23.83	26.57	1279	931	934
17	5	11	20	28.97	29.63	35.47	36.10	1493.6	26.53	42.37	620.93	2.03	24.10	27.43	1314	931	934
17	5	11	50	28.53	29.23	36.10	36.80	985.7	26.97	40.13	638.33	2.57	25.33	26.30	1331	931	934
17	5	12	20	27.47	28.43	37.43	38.07	390.5	27.67	37.20	611.47	2.00	26.97	27.47	1328	931	934
17	5	12	50	27.17	28.43	37.97	38.67	830.0	28.17	33.43	578.53	1.90	28.27	29.67	1306	931	934

17	5	13	20	26.47	27.43	37.43	38.07	415.0	28.10	35.27	594.57	1.93	28.37	31.47	1264	931	934
17	5	13	50	27.53	28.57	37.63	38.30	615.7	28.70	31.77	591.03	2.00	29.50	34.17	1205	931	934
17	5	14	20	26.57	27.67	37.83	38.43	699.9	28.93	31.30	540.70	1.63	28.87	36.97	1128	931	934
17	5	14	50	26.40	27.73	36.37	37.10	288.9	29.13	29.97	457.07	1.77	30.90	35.80	1035	931	934
17	5	15	20	25.90	27.20	35.30	36.00	311.1	29.20	29.27	382.70	1.53	31.03	37.47	928	931	934
17	5	15	50	26.10	27.37	34.57	34.97	338.9	29.83	28.13	364.97	1.43	30.40	38.57	808	931	934
17	5	16	20	26.17	27.43	32.57	33.00	0.0	29.97	28.17	233.93	1.33	30.47	38.67	678	931	934
17	5	16	50	26.87	27.73	28.93	29.30	0.0	28.70	30.77	109.30	1.17	29.47	34.43	540	931	934
17	5	17	20	24.03	25.03	25.13	25.47	0.0	26.80	37.30	30.77	0.57	28.17	28.60	395	931	934
18	5	10	40	26.70	27.53	32.03	32.20	412.0	24.80	45.40	460.33	1.53	24.63	25.63	1262	932	935
18	5	11	10	27.13	28.10	35.13	35.57	776.2	25.80	40.93	505.67	1.60	25.30	26.00	1304	932	935
18	5	11	40	27.23	27.97	35.23	35.77	445.8	26.27	36.73	555.83	1.97	24.83	27.20	1327	932	935
18	5	12	10	27.27	28.23	36.80	37.53	394.9	27.00	34.33	580.23	1.80	26.93	27.33	1330	932	935
18	5	12	40	27.07	28.17	36.17	36.63	713.6	27.00	34.10	484.30	1.83	27.37	29.43	1314	932	935
18	5	13	10	27.10	27.83	38.00	38.50	693.8	27.57	32.70	471.57	1.70	26.37	31.53	1280	932	935
18	5	13	40	27.50	27.93	34.30	34.67	424.3	27.23	34.40	301.90	1.07	27.97	31.03	1226	932	935
18	5	14	10	27.37	27.67	34.30	34.63	508.8	27.30	34.50	366.23	1.27	28.60	32.23	1155	932	935
18	5	14	40	26.70	27.47	33.83	34.37	0.0	27.43	33.43	253.53	1.00	27.93	31.10	1067	932	935
18	5	15	10	27.20	27.97	34.07	34.17	312.9	27.73	33.40	386.33	1.00	29.30	34.30	965	932	935
18	5	15	40	27.67	28.30	32.80	33.43	0.0	27.83	31.67	221.07	1.07	30.13	33.17	849	932	935
18	5	16	10	28.33	28.80	30.43	30.80	0.0	27.20	33.80	155.97	0.53	29.33	31.10	722	932	935
18	5	16	40	26.73	27.40	27.60	27.87	0.0	26.57	36.17	60.67	0.43	28.10	28.30	586	932	935
18	5	17	10	24.43	25.13	25.17	25.37	0.0	25.97	39.87	26.47	0.33	27.23	27.13	444	932	935
18	5	17	40	22.57	23.33	23.47	23.50	0.0	25.33	44.23	8.33	0.13	26.37	25.97	297	932	935
18	5	18	10	20.47	21.40	21.47	21.50	0.0	24.70	48.53	0.37	0.00	25.50	24.50	150	932	935
18	5	18	40	18.23	19.23	19.40	19.37	0.0	23.83	53.73	0.37	0.23	24.73	23.80	29	932	935
18	5	19	10	17.33	18.43	18.60	18.63	0.0	23.37	56.20	0.40	0.00	24.07	22.57	0	932	935
18	5	19	40	16.63	17.63	17.93	17.83	0.0	22.60	60.97	0.40	0.00	23.30	22.07	0	932	935
18	5	20	10	15.53	16.70	16.97	16.87	0.0	22.03	65.27	0.40	0.00	22.57	21.43	0	932	935
18	5	20	40	16.00	16.90	17.30	17.17	0.0	21.80	67.23	0.40	0.00	22.23	21.23	0	932	935
18	5	21	10	15.90	16.83	17.27	17.10	0.0	21.30	68.97	0.40	0.00	21.67	20.70	0	932	935

18	5	21	40	15.40	16.47	16.73	16.60	0.0	21.17	68.67	0.40	0.00	21.47	20.43	0	932	935
18	5	22	10	15.47	16.37	16.80	16.60	0.0	20.83	69.53	0.40	0.00	21.30	20.47	0	932	935
18	5	22	40	15.73	16.77	17.07	17.00	0.0	20.63	69.77	0.40	0.00	21.03	20.13	0	932	935
18	5	23	10	14.53	15.63	15.90	15.87	0.0	20.53	69.97	0.40	0.00	20.73	19.70	0	932	935
18	5	23	40	16.17	16.77	16.87	16.57	0.0	20.77	68.03	0.40	1.20	21.37	20.57	0	932	935
19	5	0	20	16.67	17.50	17.33	17.30	0.0	20.30	76.03	0.40	1.73	20.63	19.97	0	933	935
19	5	0	50	16.03	16.93	16.90	16.80	0.0	19.83	80.43	0.40	1.57	20.30	19.60	0	933	935
19	5	1	20	15.57	16.50	16.67	16.50	0.0	19.53	82.50	0.40	0.87	19.93	19.20	0	933	935
19	5	1	50	15.10	16.13	16.17	16.03	0.0	19.30	83.67	0.40	0.43	19.60	18.73	0	933	935
19	5	2	20	14.73	15.67	15.77	15.70	0.0	19.10	84.90	0.40	0.33	19.30	18.40	0	933	935
19	5	2	50	15.10	15.90	15.97	15.83	0.0	19.00	85.50	0.40	0.70	19.20	18.40	0	933	935
19	5	3	20	15.07	15.90	16.00	15.77	0.0	18.77	85.50	0.40	0.87	19.03	18.23	0	933	935
19	5	3	50	14.63	15.57	15.67	15.57	0.0	18.60	86.03	0.40	0.37	18.73	17.97	0	933	935
19	5	4	20	14.60	15.53	15.63	15.53	0.0	18.57	86.30	0.40	0.30	18.73	18.00	0	933	935
19	5	4	50	14.87	15.70	15.97	15.80	0.0	18.60	85.50	0.40	0.33	18.83	18.20	0	933	935
19	5	5	20	15.23	16.23	16.50	16.17	0.0	18.87	84.40	0.40	0.13	19.10	18.47	27	933	935
19	5	5	50	15.10	16.20	16.47	16.17	0.0	19.00	82.90	0.40	0.03	19.30	18.67	145	933	935
19	5	6	20	15.50	16.30	16.50	16.37	0.0	19.10	81.87	0.40	0.17	19.47	18.83	292	933	935
19	5	6	50	15.47	16.30	16.50	16.40	0.0	19.13	81.67	1.17	0.03	19.50	18.90	439	933	935
19	5	7	20	15.67	16.47	16.77	16.60	0.0	19.30	81.13	17.77	0.00	19.77	19.23	581	933	935
19	5	7	50	16.27	17.10	17.30	17.20	0.0	19.40	80.37	56.80	0.60	20.03	19.77	717	933	935
19	5	8	20	17.00	17.67	17.70	17.60	0.0	19.30	81.00	89.00	0.50	20.23	19.97	845	933	935
19	5	8	50	19.47	19.93	20.67	20.47	0.0	19.83	79.00	114.20	0.60	21.30	20.97	961	933	935
19	5	9	20	24.27	24.60	26.13	26.20	0.0	21.00	74.40	290.77	0.77	22.83	22.70	1064	933	935
19	5	9	50	27.40	27.80	28.87	29.30	0.0	21.80	70.90	324.93	0.33	23.90	23.90	1152	933	935
19	5	10	20	33.50	33.27	34.57	34.73	2407.1	23.03	66.40	474.07	0.30	25.13	26.77	1223	933	935
19	5	10	50	35.33	35.47	35.43	35.77	3000.0	24.23	57.43	362.67	1.07	25.03	28.10	1277	933	935
19	5	11	20	34.90	34.83	34.53	34.70	3000.0	24.43	53.20	356.13	0.83	25.37	29.03	1313	933	935
19	5	11	50	35.10	35.27	35.77	36.10	2993.8	24.83	55.33	453.13	0.80	25.47	30.10	1330	933	935
19	5	12	20	35.40	36.03	36.70	37.47	3000.0	25.13	54.87	415.10	0.93	25.87	30.27	1327	933	935
19	5	12	50	32.23	33.27	32.80	33.83	3000.0	25.03	56.13	392.20	1.83	26.27	28.80	1304	933	935

19	5	13	20	31.97	32.80	33.47	34.27	3000.0	25.57	54.83	542.30	1.93	27.70	31.50	1263	933	935
19	5	13	50	30.17	31.00	32.33	32.90	3000.0	25.43	54.33	343.70	1.80	26.43	30.53	1204	933	935
19	5	14	20	29.50	30.30	31.60	32.10	3000.0	25.13	54.67	368.10	2.30	26.30	29.83	1127	933	935
19	5	14	50	27.93	28.93	30.07	30.60	2706.7	24.73	55.87	253.70	2.40	26.67	28.27	1034	933	935
19	5	15	20	24.60	25.60	26.13	26.57	0.0	23.63	59.00	144.50	2.73	25.27	25.63	927	933	935
19	5	15	50	22.80	23.73	24.07	24.33	0.0	23.00	61.70	104.07	2.60	24.33	24.37	807	933	935
19	5	15	50	14.70	15.60	15.83	15.70	0.0	17.73	80.77	0.40	1.97	18.13	17.60	0	933	935
19	5	16	20	20.93	21.93	22.17	22.33	0.0	22.00	65.53	63.90	2.67	23.07	22.90	677	933	935
19	5	16	50	19.37	20.33	20.47	20.57	0.0	21.10	68.27	34.20	3.07	22.00	21.70	539	933	935
19	5	17	20	18.53	19.43	19.57	19.50	0.0	20.60	70.07	19.33	2.77	21.43	21.10	395	933	935
19	5	17	50	17.97	18.80	18.90	18.90	0.0	20.40	71.23	2.50	2.57	21.03	20.57	247	933	935
19	5	18	20	17.63	18.50	18.57	18.47	0.0	20.17	72.57	0.40	2.90	20.60	20.20	106	933	935
19	5	18	50	16.93	17.90	17.90	17.80	0.0	19.60	74.60	0.40	3.13	20.07	19.60	7	933	935
19	5	19	20	16.30	17.20	17.23	17.20	0.0	19.30	76.63	0.40	2.80	19.70	19.23	0	933	935
19	5	19	50	16.30	17.30	17.33	17.20	0.0	19.07	77.37	0.40	2.83	19.50	19.07	0	933	935
19	5	20	20	16.30	17.13	17.20	17.20	0.0	19.00	78.27	0.40	2.83	19.37	18.87	0	933	935
19	5	20	50	16.10	16.97	17.07	16.90	0.0	18.70	78.97	0.40	3.07	19.10	18.63	0	933	935
19	5	21	20	15.60	16.53	16.67	16.47	0.0	18.50	79.50	0.40	2.53	18.83	18.33	0	933	935
19	5	21	50	15.33	16.23	16.37	16.20	0.0	18.30	79.57	0.40	1.73	18.67	18.13	0	933	935
19	5	22	20	14.73	15.63	15.80	15.73	0.0	18.27	79.60	0.40	1.33	18.60	18.00	0	933	935
19	5	22	50	14.80	15.77	16.00	15.70	0.0	18.03	79.90	0.40	1.53	18.43	17.90	0	933	935
19	5	23	20	14.70	15.70	15.83	15.70	0.0	17.90	80.70	0.40	1.43	18.27	17.70	0	933	935
21	5	11	20	28.10	28.73	31.87	32.37	362.2	24.20	53.90	600.13	2.80	24.00	25.00	1312	931	934
21	5	11	50	28.53	29.33	33.30	33.80	714.2	24.87	50.90	628.47	2.50	24.63	25.53	1328	931	934
21	5	12	20	27.60	28.67	32.87	33.53	400.6	25.37	46.90	471.20	2.53	24.87	27.33	1326	931	934
21	5	12	50	27.07	27.60	32.50	32.83	508.0	25.70	43.90	522.17	2.63	26.40	29.73	1303	931	934
21	5	13	20	27.63	28.47	32.67	33.17	335.7	26.03	40.40	455.80	2.50	26.43	30.13	1262	931	934
21	5	13	50	26.67	27.33	32.90	33.17	387.0	26.17	41.83	501.40	2.23	27.13	31.13	1203	931	934
21	5	14	20	28.17	29.00	34.47	34.97	353.7	27.13	38.00	456.17	2.03	28.33	33.87	1126	931	934
21	5	14	50	26.50	27.07	32.30	32.67	0.0	26.83	37.63	321.47	1.87	28.47	31.03	1033	931	934
21	5	15	20	27.43	27.97	33.33	33.60	347.2	27.77	31.97	400.30	2.00	29.27	36.60	926	931	934

21	5	15	50	26.57	27.47	31.57	32.00	281.8	28.23	29.63	267.13	1.77	28.03	33.83	807	931	934
21	5	16	20	24.47	25.03	28.20	28.50	0.0	27.07	32.83	146.83	1.47	28.20	29.80	677	931	934
21	5	16	50	23.77	24.63	25.07	25.33	0.0	26.03	38.10	62.80	1.03	27.27	28.53	539	931	934
21	5	17	20	21.90	22.83	23.10	23.27	0.0	25.27	41.17	43.97	0.80	26.37	27.40	394	931	934
21	5	17	50	19.80	20.87	20.93	21.07	0.0	24.23	45.50	5.87	0.70	25.30	24.73	247	931	934
21	5	18	20	17.63	18.87	18.97	19.13	0.0	23.43	50.00	0.23	0.07	24.20	23.07	106	931	934
21	5	18	50	15.97	17.30	17.37	17.47	0.0	22.73	54.27	0.30	0.00	23.37	21.83	7	931	934
21	5	19	20	14.20	15.43	15.83	15.77	0.0	21.90	61.10	0.40	0.00	22.33	20.83	0	931	934
21	5	19	50	14.40	15.43	15.80	15.70	0.0	21.20	66.47	0.40	0.00	21.73	20.57	0	931	934
21	5	20	20	14.40	15.43	15.80	15.63	0.0	20.63	67.13	0.40	0.00	21.27	20.20	0	931	934
21	5	20	50	13.80	14.83	15.20	15.07	0.0	20.40	67.83	0.40	0.00	20.80	19.57	0	931	934
21	5	21	20	13.70	14.73	15.27	15.13	0.0	20.60	64.90	0.40	0.07	21.30	19.80	0	931	934
21	5	21	50	13.90	14.97	15.53	15.40	0.0	19.93	67.70	0.40	0.07	20.73	19.57	0	931	934
21	5	22	20	15.67	16.43	17.10	16.80	0.0	20.93	62.37	0.40	0.83	21.77	20.63	0	931	934
21	5	22	50	16.13	17.20	17.53	17.43	0.0	21.03	62.10	0.40	1.00	21.60	20.40	0	931	934
21	5	23	20	15.70	16.73	17.10	17.10	0.0	20.70	64.20	0.40	0.90	21.40	20.20	0	931	934