UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

UTILIZAÇÃO DE MATERIAIS ALTERNATIVOS COMO ENCHIMENTO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

JOSÉ ÂNGELO PEIXOTO DA COSTA

Recife, Dezembro de 2006

C837u **Costa, José Ângelo Peixoto da.**
Utilização de materiais alternativos como Enchimento de Torres de Resfriamento / José Ângelo Peixoto da Costa. - Recife: O Autor, 2006.
xxxi, 188 folhas, il : figs., tabs.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2006.

Inclui bibliografia e Anexos.

1. Resfriamento Evaporativo. 2. Torre de Resfriamento. 3.Enchimento – Material Alternativo I. Título.

UFPE

621 **CDD (22. ed.)** **BCTG/2007-128**

"UTILIZAÇÃO DE MATERIAIS ALTERNATIVOS COMO ENCHIMENTO DE TORRES DE RESFRIAMENTO".

JOSÉ ÂNGELO PEIXOTO DA COSTA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

Profa. Dra. ANA ROSA MENDES PRIMO
ORIENTADORA/PRESIDENTE

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO
CO-ORIENTADOR

Prof. Dr. SEVERINO LEOPOLDINO URTIGA FILHO
VICE-COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA:

Profa. Dra. ANA ROSA MENDES PRIMO (UFPE)

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO (UFPE)

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)

Prof. Dr. NISIO DE CARVALHO LOBO BRUM (COPPE/UFRJ)

UTILIZAÇÃO DE MATERIAIS ALTERNATIVOS COMO ENCHIMENTO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

DEDICATÓRIA

Em memória do meu pai, que apesar de nunca ter tido condições, sempre foi meu incentivador e inspirador na minha vida pessoal e profissional. Valeu a pena Pereira!

"*A medida máxima de um homem não é feita a partir de onde ele se firma em momentos de conforto e conveniência, mas sim a partir de onde ele se firma em tempos de desafios e adversidades*" (Martin Luther King, Jr.)

"***Se te mostras fraco no dia da angústia, quão pequena é a tua força***." Provérbios 24:10

AGRADECIMENTOS

À minha família que sempre me apoiou financeiramente e emocionalmente, especialmente a meus irmãos Leo, Carlinhos, Fellipe, Tayse e Patrícia que além de irmãos são meus amigos para qualquer situação, às minhas mães que tenho deixado espalhadas pelo mundo afora, Célia, Tia Valderice, "Tia" Telma, e a minha mãe querida (verdadeira) Graça, ao Tio Paulo e a Tia Gilda pelo apoio financeiro quando ainda estudava o 1º Grau (ensino médio), à Eugênio meu primo que sempre me incentivou a não desistir nunca do mestrado, a Flávia (Fal), a Andrea (Lapa) e a Serginho, por terem me suportado em sua casa quando fazia a graduação, às minhas Tias, Valdete e Vilma, pelo acolhimento em suas casas sempre que precisei, a todos os meus primos e primas que conviveram e convivem comigo e me ensinam a ser uma pessoa melhor.

Aos Reverendos Geremias Linhares e Halley Franco e respectivas famílias, pelo acolhimento, carinho e compreensão nos momentos mais difíceis da minha vida.

À professora Ana Rosa minha orientadora, que acreditou no meu potencial quando nem mesmo eu acreditava em mim, que sempre incentivou e deu orientações valiosas ao longo deste trabalho.

Ao professor Jorge Henríquez meu co-orientador, que gastou muito tempo em me orientar e também tendo que resolver alguns problemas na parte experimental e numérica deste trabalho, bem como pelos conselhos dados ao longo deste trabalho.

Aos professores do GET, Charamba, Fábio Magnani e Rita, pela amizade e a atenção ao tirarem dúvidas sobre este trabalho.

A Luiz Carlos e Adilson (que participaram da construção da torre), a Leo e a Tiago (que fizeram a animação da torre) e a todos os meus amigos do mestrado, que acredito serem muitos, um muito obrigado pelo coleguismo durantes estes anos de convívio.

Aos professores da Poli, Sérgio Peres e Eduardo Loureiro por terem me dado a carta de recomendação, que acredito foi um voto de confiança e o início desta jornada.

À minha patroa, Dona Eliane, pelas tardes de descontração e pelo apoio na secretaria.

À minha "nêga véia", Amanda, pelo amor, carinho e compreensão demonstrados nestes anos tão difíceis de nossas vidas. Te amo!

Ao SENAI pelo incentivo financeiro durante o período de realização deste trabalho.

À Deus, mestre dos mestres, pelo seu amor inexplicável e incondicional a uma criatura tão falha como eu.

RESUMO

Neste trabalho é estudado o comportamento de materiais alternativos como enchimento de torres de resfriamento. Foram utilizados os seguintes materiais: Bucha vegetal (Luffa Cylindrica), fibra de coco (Cocos nucifera Linnaeus), bobes e gargalos de garrafas PET. Para a investigação do desempenho desses materiais foi construída uma torre de resfriamento experimental, do tipo contra-corrente, constituída de carcaça formada por perfis de alumínio "L" e acrílico, recipiente de água em latão e distribuição de água através de tubos de PVC. O sistema também contou com difusores, ventilador axial de pás múltiplas e bomba centrífuga para circulação de água. Toda a torre foi construída em dimensões reduzidas, nos laboratórios do GET/DEMEC/UFPE (Grupo de Engenharia Térmica do Departamento de Engenharia Mecânica da UFPE). Para proceder às simulações necessárias, a torre dispõe de um dimmer para variação da velocidade do ventilador e de um by-pass para controle da vazão da bomba, além de duas resistências de 4400 W cada, para funcionar como carga térmica para a torre. As temperaturas foram indicadas por termopares tipo T e tipo K AWG-26. Foi utilizado um sistema de aquisição de dados baseado no Labview, com computador industrial PXI 1002 e placa de aquisição de dados NI 4351 da National Instruments. Foram analisados os efeitos da vazão mássica da água, da variação da vazão de ar e da carga térmica sobre os enchimentos em comparação a um enchimento padrão, tipo grades trapezoidais de polipropileno utilizado na indústria para águas tipo "problemáticas". São apresentados resultados do efeito do tipo de enchimento sobre a capacidade de resfriamento (ΔT) e do approach da torre. O enchimento de grades trapezoidais apresentou o melhor desempenho com uma efetividade de 46,40%, seguido do Bobe com 40,30%, do PET com 33,61%, da Fibra de Côco com 27,8% e por fim a lufa com 20,97% para vazão de ar de 0.49m³/s e de água de 0.11 l/s. Um programa feito em Matlab, foi utilizado para calcular o NUT para cada enchimento. Concordando com os resultados experimentais, os enchimentos que obtiveram o maior NUT foram exatamente os que tiveram a maior eficiência. Com o NUT calculado, foi possível através do programa simular situações diferentes das obtidas nos experimentos, como variação da umidade relativa, variação da temperatura da água de entrada da torre, variação da temperatura de bulbo úmido. Para validar o programa, uma comparação entre os resultados experimentais e numéricos foi feita, dando um erro inferior a 0,01. Com isto, este programa mostrou-se uma ferramenta valiosa no projeto e simulação de torres de resfriamento de contra-fluxo utilizando os materiais alternativos utilizados neste projeto.

Palavras-chave:*Resfriamento evaporativo,Torre de resfriamento, Enchimento.*

ABSTRACT

This work studies the behavior of alternative materials as packing for cooling towers. The following materials had been evaluated: vegetal sponge (Luffa Cylindrica), coconut (Cocos nucifera Linnaeus) fiber, curlers for hair and necks of PET bottles. In order to investigate the performance of those materials, a prototype of a cooling tower with forced circulation in counter flow was built, consisting of a skeleton formed by aluminum profiles in "L" shape, covered by acrylic, with a container in brass. The water distribution was done through PVC pipes. The system also counted with diffusers, axial fan of multiple shovels and centrifugal pump for water circulation. The prototype was constructed in reduced dimensions, in the laboratories of GET/DEMEC/UFPE (Group of Thermal Engineering, Mechanical Engineering Department, at the Federal University of Pernambuco, Brazil). For simulations, the tower makes use a dimmer for variation of the speed of the fan and a by-pass for control of the outflow of the pump, besides two resistances of 4400W each, to act as thermal load for the tower. The temperatures had been indicated by thermocouples type T and K, AWG – 26. A system of data acquisition based in the Labview was used, with industrial computer PXI 1002 and interface NI 4351 for data acquisition of the National Instruments. The effects of water outflow had been analyzed, as well as the variation of air outflow and thermal load, in comparison to a standard cooling pack of trapezoidal polypropylene grid, used in the industry for heavy waters. Results of the effect of the pad on the cooling capacity (ΔT) and the approach of the tower for each pad were presented. The cooling pad of trapezoidal grid presented the best performance with a 46,40% effectiveness, followed of the curlers for hair with 40,30% and the PET with 33,61%. The Coconut Fiber achieved 27,8% and the vegetal sponge achieved 20,97%, for air outflow of 0,49m³/s and water of 0,11 l/s. A program in Matlab, was used to calculate the NUT for each cooling pack. In agreement with experimental results, the cooling pads that achieved the highest NUT were the pads that reached the highest efficiency. Through the evaluated NUT the program to simulates different situations as variation of the relative humidity, variation of the temperature of the water getting in the tower and variation of the humid bulb temperature. To validate the program, a comparison between the experimental and numerical results was carried out, indicating an error less than 0,01. Thus, this program revealed to a valuable tool in the project and simulation of towers of reverse flow cooling using the used alternative materials in this project.

Keywords: *Evaporative Cooling, Cooling Tower, Packing.*

SIMBOLOS

Letras

a_{fi}	Densidade por área do enchimento (área molhada dividida pelo respectivo volume)
A_{fr}	Área frontal ou área de face [m²]
A	Área de contato entre o fluido e a superfície, [m²].
CC	Ciclo de concentração
C_{par}	Calor específico do ar seco [kJ/kgK]
C_{pu}	Calor específico do ar úmido [kJ/kgK]
C_{pag}	Calor específico da água [kJ/kgK]
dm_{ag}	Transferência de massa [kg/s]
D	Coeficiente de difusão de massa [m²/s].
H_{mist}	Entalpia da mistura [kJ]
H_{ar}	Entalpia do ar seco [kJ]
H_{v}	Entalpia do vapor de água [kJ]
h_{mist}	Entalpia específica da mistura [kJ/kg]
h_{ar}	Entalpia específica do ar seco [kJ/kg]
h_{v}	Entalpia específica do vapor [kJ/kg]
h_{i}	Entalpia do ar saturado a temperatura da água [ºC]
h_{lv}	Calor latente de vaporização [kJ/kg]
h_{d}	Coeficiente de transferência de massa por convecção, [m/s].
h_{c}	Coeficiente de transferência de calor por convecção, [W/m² ºC].
Lef	Fator de Lewis
Le	Número de Lewis
L	Comprimento característico da superfície, [m].
K	Condutividade térmica do fluido [W/m ºC].
$\dot{m}_{saida}$	Fluxo mássico de água de saída [kg/s]
$\dot{m}_{entrada}$	Fluxo mássico de água de entrada [kg/s]
$\dot{m}_{R}$	Vazão mássica de água de reposição [kg/s]
$\dot{m}_{F}$	Vazão mássica das perdas de água por outras fontes [kg/s]
$\dot{m}_{E}$	Vazão mássica das perdas de água por evaporação [kg/s]
$\dot{m}_{A}$	Vazão mássica das perdas de água por arraste [kg/s]
$\dot{m}_{D}$	Vazão mássica das perdas de água por descarga [kg/s]
$\dot{m}_{produtos}$	Quantidade de produtos [kg/h]
$\dot{m}_{v}$	Taxa de transferência de massa, [kg/s].
Mep	Número de Merkel

Nu	Número de Nusselt
NUT	Número de Unidades de Transferência
Pv	Pressão parcial do vapor de água [Pa]
Pg	Pressão de saturação do vapor de água [Pa]
Pt	Pressão total (atmosférica) [Pa]
Pa	Pressão parcial do ar seco [Pa]
Pr	Número de Prandtl
Q	Taxa de troca de calor [W]
δQ	Calor total transferido [kJ]
δQ_S	Calor sensível [kJ]
δQ_L	Calor Latente [kJ]
Ra	Constante de gás do ar seco [J/kgK]
Rv	Constante de gás do vapor [J/kgK]
Re	Número de Reynolds
Sh	Número de Sherwood
Sc	Número de Shmidt
T_{BS}	Temperatura de bulbo seco [ºC]
T_{BU}	Temperatura de bulbo úmido [ºC]
T_s	Temperatura da superfície, [ºC].
T_∞	Temperatura do fluido longe da superfície, [ºC].
T_{ag}	Temperatura da água [ºC]
T_{ar}	Temperatura do ar [ºC]
V	Velocidade do fluido, [m/s].
w	Umidade absoluta [kg / kg de ar seco]
w_{sat}	Umidade absoluta na saturação [kg / kg de ar seco]
w_i	Umidade absoluta a temperatura da água [kg / kg de ar seco]

Letras Gregas

α	Coeficiente de difusividade térmica, [m²/s].
ρ_s	Densidade do vapor de água junto à superfície molhada, [kg/m³].
ρ_∞	Densidade do vapor de água junto ao longe, [kg/m³].
Δ h	Variação de entalpia [kJ]
ΔT	Variação de temperatura [ºC]

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1- Distribuição mundial de água (Revista Galileu, 2006)..... 1

Figura 1.2 – Distribuição de recursos hídricos por setores (Revista Galileu, 2006)..... 2

Figura 1.3 – Captação de água do mar para os condensadores de uma termoelétrica.....2

Figura 1.4 – Torre de Resfriamento Alpina instalada numa Termoelétrica Brasileira.(ALPINA, 2006)..... 3

Figura 1.5 – Instalação com torre de resfriamento (Pirani & Venturini, 2004)..... 3

Figura 1.6 – Definição de Approach e Faixa de resfriamento.....4

Figura 1.7 – Pressão de recalque: igual à pressão estática mais as perdas de atrito, mais a pressão dinâmica (Elonka & Minich, 1978)..... 5

Figura 1.9 – Tipos de torres atmosféricas com enchimento e sem enchimento (Pirani & Venturini, 2004).....6

Figura 1.10 – Torre de resfriamento hiperbólica de grande estrutura com tiragem do tipo chaminé. (Elonka & Minich, 1978)..... 7

Figura 1.11 – Usina Termoelétrica de Chalk Point, 2640MW, Maryland, USA (DNP, 2006)... 7

(esquerda – Pirani & Venturini, 2004 , direira – Elonka & Minich,1978).....9

Figura 1.14 – Torre de tiragem induzida (Pirani & Venturini, 2004)..... 10

Figura 1.15 – Esquema de uma torre de tiragem induzida de contra corrente (Pirani & Venturini, 2004).....11

Figura 1.16 – Torre de tiragem induzida(ALPINA, 2006)..... 11

Figura 1.17 – Torre de tiragem induzida em contra corrente. (CARAVELA, 2006 e ALPINA, 2006).....12

Figura 1.20 – Bico pulverizador em polipropileno (ALPINA, 2006).....13

Figura 1.21 – Bico pulverizador tipo multiplate (CARAVELA, 2006)..... 14

Figura 1.22 – Sistema por pressão rotativo, (ALPINA, 2006)..... 14

Figura 1.23 – Defletores de ar numa torre (ANNEMOS, 2006)..... 15

Figura 1.24 – Tipos de eliminadores de gotas (Pirani & Venturini, 2004)..... 15

Figura 1.25 – Eliminador de gotas (ALPINA, 2006).....16

Figura 1.26 – Ventilador axial de grande porte (ALPINA, 2006)..... 16

Figura 1.27 – Ventilador axial de grande porte (ALPINA, 2006)..... 17

Figura 1.28 – Sistema hidráulico fechado..... 17

Figura 1.30 – Bomba centrífuga (IMBIL, 2006).....18

Figura 1.45 – Esquema básico de uma instalação de torre de arrefecimento (Creder, 2004).. 20

Figura 1.46 – Esquema de sistema com duas torres e depósito intermediário (Creder, 2004). 20

Figura 1.47 – Torre de resfriamento situada no pavimento inferior (Creder, 2004)..... 21

Figura 1.48 – Sistema com torre e caixa d'água em pequeno desnível (Creder, 2004)..... 21

Figura 1.49 – Refinaria da Petrobrás – Baía de Guanabara (ALPINA, 2006).....22

Figura 1.51 – Torre de Resfriamento Balcke (BALCKE, 2005)..... 23

Figura 1.52 – Torre de Resfriamento Balcke (BALCKE, 2005)..... 23

Figura 1.53 – Torre de Resfriamento Balcke (BALCKE, 2005)..... 23

Figura 1.54 – Sistema de resfriamento tipo Spray-ponds. (Trovati, 2006).....24

Figura 1.55 – Torre de resfriamento da Alpina feita em madeira imunizada nos anos 50. (Alpina , 2006)..... 25

Figura 1.57 - Crescimento Exagerado de Organismos, Pendentes em Um Recheio De Torre De Resfriamento (Trovati, 2006)..... 27

Figura 1.58 - Tubo de latão que sofreu processo de corrosão por tensão fraturante, após entrar em contato com amônia.(Trovati, 2006).....27

Figura 1.59 – Esquema do balanço de massa dentro de uma torre de resfriamento (Trovati, 2006).....28

Figura 1.60 – Diagrama mostrando os passos para obtenção do valor de pHs. No exemplo: Dureza cálcio = 240 mg/l; Alcalinidade total = 200 ppm; Temperatura = 70ºF; pH de Saturação (pHs) = 7,3 (Trovati apud kemmer, f.n., 1988).....31

Figura 1.61 – Sistemas de distribuição de água (Pirani & Venturini, 2004)..... 32

Figura 1.62 – Enchimento de respingo (Pirani & Venturini, 2004).....33

Figura 1.63 – Enchimento de respingo (ALPINA, 2006).....33

Figura 1.65 – Enchimento de corrugação vertical off-set da ALPINA (ALPINA, 2006).....35

Figura 1.66 – Enchimento de corrugação cruzada da ALPINA (ALPINA, 2006)..... 36

Figura 1.67 – Enchimento tipo misto (Pirani , 2004).....36

Figura 2.2 – Tipos de enchimentos testados: a) Splash, b) Trickle e c) Film corrugated (Kloppers & Kröger, 2005).....39

Figura 2.5 – Comparação dos dados experimentais e as equações empíricas para o enchimento "Splash" (Kloppers & Kröger, 2005).....40

Figura 2.6 – Esquema da torre para o estudo por zonas Bilal & Zubair (2006).....41

Figura 2.7 – Diagrama de entalpia do método de Poppe e Merkel (Kloppers & Kroger, 2005). 42

Figura 3.2 – Diagrama T – s para mostrar a definição de ponto de orvalho..... 45

Figura 3.4 – Carta Psicrométrica..... 46

Figura 3.5 – Componentes da carta psicrométrica.....47

Figura 3.6 – Processos Psicrométricos.....48

Figura 4.1 – Vista geral da torre..... 49

Figura 4.2 – Bóia de controle de nível da bacia de água fria.....49

Figura 4.3 – Tubulação e Termopar da água de reposição (make up)..... 50

Figura 4.4 – Saída de água fria..... 50

Figura 4.5 – Tubulação de água quente, tubos distribuidores com termopar para medir temperatura..... 51

Figura 4.6 – Exaustor 400 mm da VENTISOL para circulação de ar..... 51

Figura 4.7 – Chapas de acrílico de 4mm para fechamento da torre..... 52

Figura 4.8 – Bomba centrífuga para a recirculação de água..... 52

Figura 4.9 – Curva característica da Bomba Sea Pump..... 53

Figura 4.10 – Válvula esfera para regulagem da vazão..... 53

Figura 4.11 – Esquema de determinação da vazão de ar da torre..... 54

Figura 4.12 – By-pass para controle da vazão..... 55

Figura 4.15 – Válvula de esfera de fechamento da desconcentração (blow down)..... 56

Figura 4.17 – Termo higrômetro da OMEGA para medição da velocidade do ar e da umidade relativa..... 57

Figura 4.18 – Alicate amperímetro..... 58

Figura 4.20 – Termopar tipo K para medição do ar de exaustão..... 58

Figura 4.21 – Esquema de determinação da vazão de ar da torre..... 59

Figura 4.22 – Potenciômetro (Dimmer) para controle da vazão de ar..... 59

Figura 4.23 – Chuveiros elétricos usados como carga térmica..... 60

Figura 4.24 – Sistema de Aquisição de dados..... 60

Figura 4.25 – Computador industrial PXI-1002 da NI..... 60

Figura 4.26 – Borneira para conexão dos termopares..... 61

Figura 4.27 – Tela do supervisório feita no LabView da NI..... 61

Figura 4.28 – Exemplo de meros que formam o PET..... 62

Figura 4.29 – Resina de PET (ABIPET, 2006)..... 64

Figura 4.30 – Reciclagem de PET (ABIPET, 2006)..... 65

Figura 4.31 – Flocos granulados de PET. (ABIPET, 2006)..... 65

Figura 4.32 – Uso do PET reciclado (ABIPET, 2006)..... 66

Figura 4.33 – Mercado de PET reciclado (ABIPET, 2006)..... 66

Figura 4.34 – Arranjos dos gargalos no suporte..... 67

Figura 4.35 – Enchimento feito com gargalos de garrafas PET..... 68

Figura 3.36 – Produção mundial de coco.(Fonte: FAO (1999) apud Aragão (2002) apud Senhoras, 2003)..... 68

Figura 4.38 – Bucha Vegetal (luffa Cylindrica). (Revista Globo Rural, 2005)..... 71

Figura 4.39 – Plantação de Bucha Vegetal (Revista Globo Rural, 2005)..... 72

Figura 4.40 – Beneficiamento da Bucha Vegetal (Revista Globo Rural, 2005)..... 72

Figura 4.41 – Luffa (bucha vegetal) usada como enchimento..... 73

Figura 4.42 – Selas selenox de cerâmica. (Celene, 2006)..... 73

Figura 4.43 – Selas Berl de cerâmica (Celene, 2006)..... 73

Figura 4.44 – Anéis Raschig de cerâmica (Celene, 2006)..... 74

Figura 4.45 – Anéis Pall de cerâmica (Celene, 2006)..... 74

Figura 4.46 – Enchimentos soltos da M Chemical..... 75

Figura 4.47 – Bobes..... 75

Figura 4.48 – Enchimento de contato tipo GRADE PP (HIDROTERM, 2006)..... 76

Figura 4.49 – Enchimento tipo trapezoidal industrial..... 76

Figura 5.1 – Esquema do protótipo da torre de resfriamento..... 77

Figura 5.2 – Esquema de medições da torre..... 78

Figura 5.3 – Planilha eletrônica com dados de algumas medições realizadas..... 79

Figura 6.2 – Volume de controle do enchimento em contra corrente..... 87

Figura 6.3 – Volume de controle para o ar da torre..... 90

Figura 6.4 – Fluxograma de funcionamento do programa. (Moreira ,1999)..... 92

Figura 6.5 – Resultados obtidos com o programa em Matlab para um caso específico..... 93

Figura 7.1 – [PET] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões para uma vazão de água de 0.29 l/s..... 98

Figura 7.2 – [PET] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões para uma vazão de água de 0.15 l/s..... 98

Figura 7.3 – [PET] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões para uma vazão de água de 0.11 l/s..... 99

Figura 7.4 – [PET] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s..... 99

Figura 7.6 – [PET] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s..... 100

Figura 7.7 – [PET] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s..... 101

Figura 7.8 – [PET] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s..... 101

Figura 7.9 – [INDUSTRIAL] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s..... 102

Figura 7.10 – [INDUSTRIAL] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s..... 102

Figura 7.11 – [INDUSTRIAL] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s..... 103

Figura 7.12 – [INDUSTRIAL] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.....103

Figura 7.13 – [INDUSTRIAL] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.....104

Figura 7.15 – [INDUSTRIAL] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s..... 105

Figura 7.16 – [INDUSTRIAL] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s..... 105

Figura 7.17 – [INDUSTRIAL] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s..... 106

Figura 7.18 – [LUFFA] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s..... 106

Figura 7.19 – [LUFFA] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s..... 107

Figura 7.20 – [LUFFA] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s..... 107

Figura 7.21 – [LUFFA] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s..... 108

Figura 7.22 – [LUFFA] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s..... 108

Figura 7.23 – [LUFFA] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s..... 109

Figura 7.24 – [LUFFA] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.....109

Figura 7.25 – [LUFFA] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.....110

Figura 7.26 – [LUFFA] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.....110

Figura 7.27 – [BOBES] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s..... 111

Figura 7.28 – [BOBES] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s..... 111

Figura 7.29 – [BOBES] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s..... 112

Figura 7.30 – [BOBES] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s..... 112

Figura 7.31 – [BOBES] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s..... 113

Figura 7.32 – [BOBES] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s..... 113

Figura 7.33 – [BOBES] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.....114

Figura 7.34 – [BOBES] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.....114

Figura 7.35 – [BOBES] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.....115

Figura 7.36 – [FDC] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.....115

Figura 7.37 – [FDC] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.....116

Figura 7.38 – [FDC] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.....116

Figura 7.40 – [FDC] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.....117

Figura 7.41 – [FDC] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.....118

Figura 7.43 – [FDC] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.....119

Figura 7.44 – [FDC] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.....119

Figura 7.45 – Resfriamento (ºC) versus temperatura de saída da água (ºC) - Comparação entre enchimentos para uma vazão de ar de 0.34 m³/s, uma vazão de água de 0.11 l/s e carga de 3300W.....120

Figura 7.46 –Aproximação (approach) (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre enchimentos para uma vazão de ar de 0.49 m³/s e uma vazão de água de 0.11 l/s.....121

Figura 7.47 – Efetividade versus carga térmica (W) - Comparação entre enchimentos para uma vazão de ar de 0.49m³/s e uma vazão de água de 0.11 l/s..... 122

Figura 7.49 – Resfriamento versus carga térmica (W) - Verificação do efeito da vazão de ar sobre o enchimento para uma carga de 6600W e uma vazão de água de 0.29 l/s..... 123

Figura 7.50 – Resfriamento versus vazão de água (l/s) - Verificação do efeito da vazão de água sobre os enchimentos para uma carga de 4400W e uma vazão de ar de 0.49 m³/s..... 124

Figura 7.51 – Curvas da bomba obtidas da figura 4.9 através do software Markgraf.....125

Figura 7.52 – Pontos obtidos através do software Markgraf..... 125

Figura 7.53 – COP versus Temperatura de entrada da água para uma potência do ventilador de 96.8W, da bomba de 225,8 W e um L/G de 0.27.....126

Figura 7.54 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento PET 127

Figura 7.55 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento INDUSTRIAL ..127

Figura 7.56 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento LUFFA 128

Figura 7.57 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento BOBE 128

Figura 7.58 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento FDC 129

Figura 7.59 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento os enchimentos com um L/G=0.27 129

Figura 7.60 – Temperatura da água de saída em função da variação da Umidade Relativa 130

Figura 7.61 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura do ar 131

Figura 7.62 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura da água de entrada 131

Figura 7.63 – Temperatura da água de saída em função da variação da Umidade Relativa 132

Figura 7.66 – Temperatura da água de saída em função da variação da Umidade Relativa 133

Figura 7.67 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura do Ar 134

Figura 7.68 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura da Água de Entrada 134

Figura 7.69 – Temperatura da água de saída em função da variação da Umidade Relativa 135

Figura 7.70 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura do Ar 135

Figura 7.71 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura da Água de Entrada 136

Figura 7.72 – Temperatura da água de saída em função da variação da Umidade Relativa 136

Figura 7.73 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura do Ar 137

Figura 7.74 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura de Entrada da Água 137

Figura 7.75 – Estado do Ar Através da Torre utilizando o PET para vazão de água de 0.11 l/s, vazão de ar de 0.34m³/s e carga térmica de 3300W 138

Figura 7.76 – Estado do Ar Através da Torre utilizando o PET para vazão de água de 0.29 l/s ,vazão de ar de 0.49 m³/s e carga térmica de 8800W 139

Figura 7.78 – [PET] Resfriamento (ºC) versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.19..... 140

Figura 7.80 – [PET] Efetividade versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.27..... 141

Figura 7.81 – [BOBES] Resfriamento (ºC) versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.21..... 141

Figura 7.82 – [BOBES] Aproximação (ºC) versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.37..... 142

Figura 7.83 – [BOBES] Efetividade versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.25..... 142

Figura 7.84 – [FDC] Resfriamento (ºC) versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.25..... 143

Figura 7.85 – [FDC] Aproximação (ºC) versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.28..... 143

Figura 7.86 – [FDC] Efetividade versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.55..... 144

Figura 7.88 – [LUFFA] Resfriamento (ºC) versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.21..... 145

Figura 7.89 – [LUFFA] Efetividade versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.21..... 145

Figura A2.1 – Gráfico de causa efeito para calibração de termopares..... 154

Figura A2.2 – Banho de água com gelo picado..... 157

Figura A2.3 – Termômetro de referência dentro de recipiente com areia..... 157

Figura A2.4 – Estufa QUIMIS utilizada na calibração de termopares..... 157

Figura A2.5 – Esquema da calibração de termopares utilizando a estufa..... 158

Figura A2.6 – Sistema de aquisição de dados..... 158

Figura A2.7 – Gráfico de Aferição para o termopar T2..... 160

Figura A2.8 – Programa em LabView..... 160

Figura A2.9 – Tela do programa para aferição de termopares..... 161

Figura A3.3 – Distribuições simétricas para um valor de N(x) muito grande (Ismail,2003). 163

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 *Estimativas de arraste em água de resfriamento, expresso como porcentagem da água de recirculação, para cada tipo de equipamento. (Trovati, 2006).....29*

Tabela 4.1 *Consumo de embalagens. (ABIPET, 2006)..... 63*

Tabela 4.2 *Percentual de Reciclagem de PET no Brasil (ABIPET, 2006)..... 66*

Tabela 4.3 *Produção de coco no Brasil.(IBGE apud Senhoras (2003))..... 68*

Tabela 6.1 *Constantes para a Eq. 6.7 em várias situações de escoamento (Moreira, 1999).....81*

Tabela 7.1 *Potência da bomba.....123*

Tabela 7.2 *Potência do ventilador.....124*

Tabela A2.1 *Termômetros de referência1.....55*

Tabela A2.2 *Medições de temperatura para o termopar T2..... 158*

Tabela A.2.3 *Agrupamento das temperaturas padrão para o termopar T2.....159*

Tabela A.3.1 *Valores de probabilidade em função do Parâmetro Z.....163*

SUMÁRIO

DEDICATÓRIA.. vi
AGRADECIMENTOS. vi

RESUMO.. viii

ABSTRACT.. ix

LISTA DE FIGURAS. xii

LISTA DE TABELAS. xxii

1.0 – INTRODUÇÃO.. 1

1.1 – Motivação. 1

1.2 – Torres de Resfriamento. 2

1.2.1 – Torre de Tiragem Natural 5

1.2.2 – Torres de Resfriamento Hiperbólica. 6

1.2.3 – Torres de Tiragem Mecânica. 7

1.2.3.1 – Torres de Tiragem Mecânica Forçada. 8

1.2.3.2 – Torres de Tiragem Mecânica Induzida. 9

1.2.4 – Acessórios. 11

1.2.4.1 – Sistemas de Distribuição de Água. 11

1.2.4.2 – Defletores de Ar. 14

1.2.4.3 – Eliminadores de Gotas. 15

1.2.4.4 – Ventiladores. 15

1.2.4.5 – Bombas. 16

1.2.4.6 – Motores. 18

1.2.4.7 – Válvulas. 18

1.2.5 – Sistemas Típicos. 19

1.2.6 – Aplicações Industriais das Torres de resfriamento. 21

1.3 – Histórico do uso de Torres de Resfriamento. 23

1.4 – Noções Básicas de Tratamento de Água para Torres de Resfriamento. 25

1.5 – Tipos Convencionais de Material de Enchimento para Torres de Resfriamento. 31

2.0 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.. 37

2.1- Estudos com Enfoque Experimental 37

2.2 – Estudos com Enfoque Numérico. 39

3.0- PSICROMETRIA.. 42

3.1 – Equações Governantes. 42

3.2 – Carta psicrométrica. 45

CAPÍTULO 4.0 – Protótipo da Torre de Resfriamento. 48
4.1 – Descrição do Protótipo. 48
4.2 - Instrumentação do Protótipo. 53
4.3 – Tipos de Enchimento. 61
CAPÍTULO 5.0 – Análise Experimental 76
5.1 – Descrição dos Experimentos no Protótipo. 76
CAPÍTULO 6.0 – Simulação Numérica de uma Torre de Resfriamento. 80
6.1 – Fundamentos. 80
6.2 – Transferência de Calor e Massa. 83
6.3 – Modelagem Matemática de Torres de Resfriamento de Contra-corrente. 86
6.4 – Método de Integração Discreta de Simpson. 88
6.5 – Ferramenta Computacional 90
CAPÍTULO 7.0 – Discussão dos Resultados. 97
7.1 – Resultados das Medições no protótipo. 97
7.2 – Comparação entre os Enchimentos. 119
7.1.1.Variação da Carga. 119
7.1.2.Variação da Vazão de Ar. 121
7.1.3.Variação da Vazão de Água. 122
7.1.4.Análise do COP.. 123
7.2 – Resultados da Simulação Numérica. 125
7.2.1.Cálculo do NUT para cada enchimento. 125
7.2.2.Variação da Temperatura do ar, da Temperatura de Entrada da Água e da umidade relativa. 129
7.2.3 – Taxa de Evaporação e Estado do Ar Através da Torre. 137
7.3 - Comparação entre Dados Numéricos e Experimentais. 138
CAPÍTULO 8.0 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS. 145
8.1 – Conclusões. 145
8.2 – Sugestões para Trabalhos Futuros. 145
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS. 146
ANEXOS. 150
Anexo 1 – Terminologia de Instrumentação segundo o INMETRO. 151
Anexo 2 – Aferição de Termopares. 153
Anexo 3 – Análise de Erros. 161

1.0 – INTRODUÇÃO

1.1 – Motivação

Dois terços da superfície da terra são cobertos por água e apenas um terço restante é terra firme. Entretanto, a quase totalidade desta água (97,5%) é salgada, contida em oceanos e mares. Apenas 2,5% é água doce, distribuída da seguinte forma: 1,979% encontra-se nas geleiras, 0,514% em águas subterrâneas e por fim 0,006% em rios e lagos.

O aumento da população ao longo dos anos e a poluição das águas sinalizam que a água será cada vez mais necessária e rara, e há quem alerte para os riscos de conflitos devido aos mananciais potáveis. A figura 1.1 mostra a distribuição de água no mundo e a figura 1.2 mostra a distribuição da água no mundo por setores.

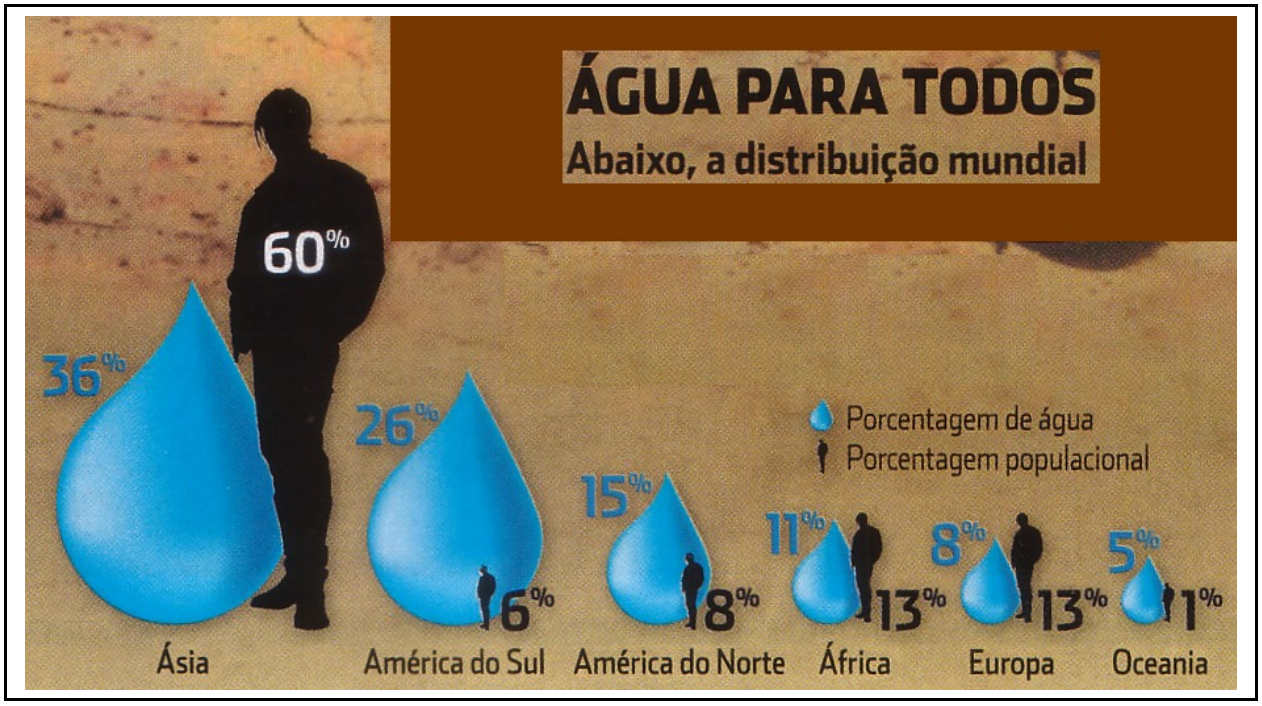


Figura 1.1- Distribuição mundial de água (Revista Galileu, 2006).

No Brasil a situação apresenta-se inicialmente confortável, pois possui 11,6% da água doce superficial do mundo. A grande questão reside na distribuição desta água, pois 70% destes recursos hídricos estão situados na região Amazônica, o que significa afirmar que os outros 30% são distribuídos para aproximadamente 93% da população, sendo a região Nordeste uma das mais atingidas pela a seca e pela falta deste recurso.

A indústria é um grande consumidor de água, como atesta a figura 1.2. Essa situação ocorre porque, em quase todos os processos industriais, bem como em sistemas de refrigeração e ar condicionado, há uma inevitável obrigatoriedade de rejeição de calor, a qual pode ser feita através de ar ou água. Sistemas que utilizam o ar para rejeição de calor são muito comuns em instalações de refrigeração e ar condicionado de pequeno e médio porte. Entretanto, aplicações de grande porte utilizam a água para rejeição de calor, por sua eficiência como meio de troca, apesar de seu alto custo e de sua difícil disponibilidade. Os sistemas de ar têm suas limitações devido ao máximo resfriamento teórico possível, que é a temperatura de bulbo seco do ar. Por isso, em aplicações de grande porte prefere-se utilizar a água para rejeição de calor. Para estes sistemas, a água pode ser tirada de um grande reservatório, como rios, lagos ou oceanos. Um exemplo desta

aplicação é a captação da água do mar para uso nos condensadores de uma usina termoelétrica instalada nas mediações de Suape – PE, Brasil, mostrada pela figura 1.3.

Figura 1.2 – Distribuição de recursos hídricos por setores (Revista Galileu, 2006).

Figura 1.3 – Captação de água do mar para os condensadores de uma termoelétrica.

Entretanto, o uso direto da água de um grande reservatório nem sempre é possível, seja por questões ambientais ou por questões técnico-financeiras. Nestas situações onde não se consegue retirar todo o calor necessário através do ar e a disponibilidade de água não é muito favorável para sua captação direta do reservatório, a única solução é o uso de torres de resfriamento.

1.2 – Torres de Resfriamento

Torres de resfriamento são equipamentos que usam o princípio do resfriamento evaporativo para retirarem calor do processo. Numa torre de resfriamento, a água goteja sobre uma superfície por onde escoa ar. Através de processos de transferência de calor e massa, parte da água que escoa pela superfície evapora e passa a fazer parte do fluxo de ar, que se torna mais úmido e tem sua temperatura elevada. A água remanescente, com temperatura mais baixa, é coletada na base da torre. As torres de resfriamento conseguem melhores resultados de

resfriamento do que equipamentos que utilizam o ar, devido ao limite teórico do resfriamento não ser a temperatura de bulbo seco do ar e sim a temperatura de bulbo úmido, que é em geral menor que a temperatura do ar. Devido ao próprio processo de troca de calor, a água utilizada em uma torre de resfriamento sofre evaporação (cerca de 2%) e o restante da água pode retornar ao processo industrial, economizando assim água e preservando o meio ambiente. A Figura 1.4 mostra a utilização de torres da ALPINA em uma termoelétrica brasileira.

Figura 1.4 – Torre de Resfriamento Alpina instalada numa Termoelétrica Brasileira.(ALPINA, 2006).

A Figura 1.5 mostra um esquema do funcionamento de uma torre de resfriamento. A água entra no processo para retirar calor, ganhando calor sensível e, portanto, aumentando sua temperatura, onde é transportada para a torre através de bombas e aspergida de encontro com uma corrente de ar contrária, onde acontece uma troca de calor e massa entre o ar frio e a água quente, onde parte desta água evapora indo para atmosfera e baixando a temperatura da água restante, que é recolhida em uma bacia coletora e por fim enviada de volta para o processo.

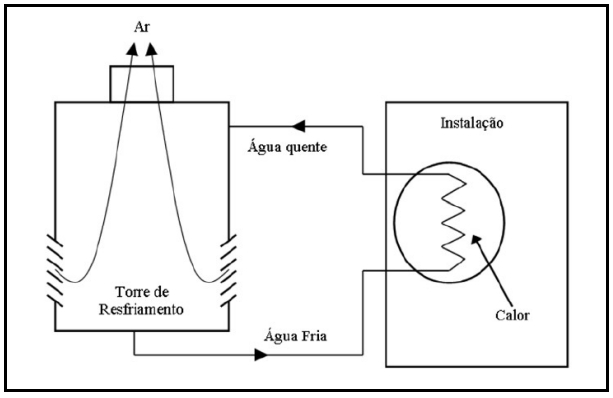


Figura 1.5 – Instalação com torre de resfriamento (Pirani & Venturini, 2004).

Torres de resfriamento têm um vocabulário próprio e o entendimento dos mecanismos que regem o seu funcionamento depende do correto uso destes termos, expressos a seguir de acordo com o *Cooling Technology Institute* (CTI, 2006), organização não governamental sediada nos Estados Unidos da América, dedicada ao uso responsável de técnicas de transferência de calor evaporativas.

- FAIXA DE RESFRIAMENTO

É o número de graus através do qual a água é resfriada pelo equipamento. Em outras palavras, é a diferença de temperatura entre a água quente que chega à torre e a água resfriada que sai da torre.

- APROXIMAÇÃO (*Approach*)

Conforme a figura 1.6 aproximação é a diferença entre a temperatura da água que sai da torre de resfriamento e a temperatura do bulbo úmido do ar ao redor dela.

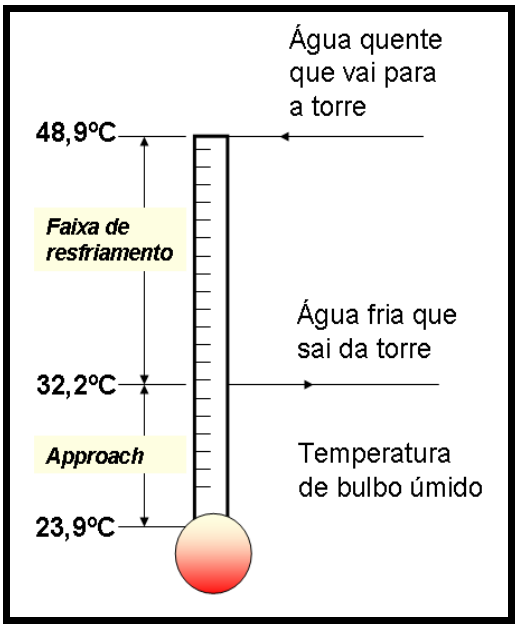


Figura 1.6 – Definição de Approach e Faixa de resfriamento.

- CARGA TÉRMICA

É a quantidade de calor dissipada pela torre de resfriamento, igual à vazão mássica de água multiplicada pela faixa de resfriamento e pelo calor específico.

- PRESSÃO DE RECALQUE

É a pressão necessária para elevar a água desde a sua superfície na bacia de acumulação até o topo da torre e forçá-la a atravessar o sistema de distribuição.

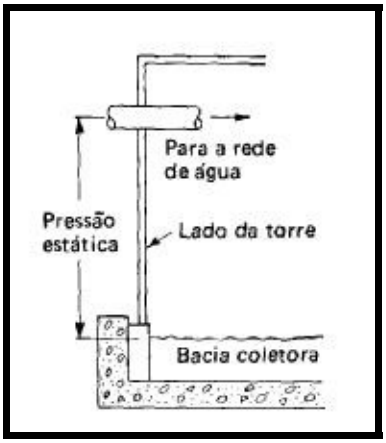


Figura 1.7 – Pressão de recalque: igual à pressão estática mais as perdas de atrito, mais a pressão dinâmica (Elonka & Minich, 1978).

- PERDA POR ARRASTE DE ÁGUA (*Drift*)

É a quantidade de água perdida nos equipamentos de resfriamento por evaporação, sob a forma de névoa ou gotículas que são carregadas pelo ar circulante.

- DESCONCENTRAÇÃO (*Blowdown*)

É a perda voluntária, contínua ou intermitente de uma pequena fração da água circulante que é rejeitada a fim de evitar o aumento da concentração de elementos químicos na água.

- REPOSIÇÃO DE ÁGUA (*Make up*)

É a quantidade de água necessária para repor a quantidade perdida por evaporação, arraste, desconcentração, assim como pequenos vazamentos.

As torres de resfriamento são classificadas de acordo com a forma de movimentação do ar através da mesma. São classificadas em:

- Torres de tiragem natural;
- Torres de tiragem mecânica com corrente de ar forçado;
- Torres de tiragem mecânica com corrente de ar induzida;

1.2.1 – Torre de Tiragem Natural

Estas torres têm como principal característica a utilização do ar circulante sem auxílio de ventiladores, onde o mesmo circula dentro da torre devido à convecção natural, a água é aspergida por cima da torre através de borrifadores e o ar penetra na mesma através das venezianas laterais formando assim um fluxo cruzado em relação à água que cai verticalmente, sendo assim produzido um efeito de contracorrente. Podem ser utilizadas com ou sem enchimento.

Segundo Pirani & Venturini (2004), suas principais características são:

- Alto tempo de vida com baixo custo de manutenção;
- Não se produz recirculação do ar utilizado;
- A torre precisa ser localizada num espaço amplo;
- Devido à sua altura é preciso uma ancoragem segura contra o vento;
- Não é possível atingir uma pequena temperatura de aproximação;

- O custo é quase tão alto quanto o de uma torre com elementos mecânicos.

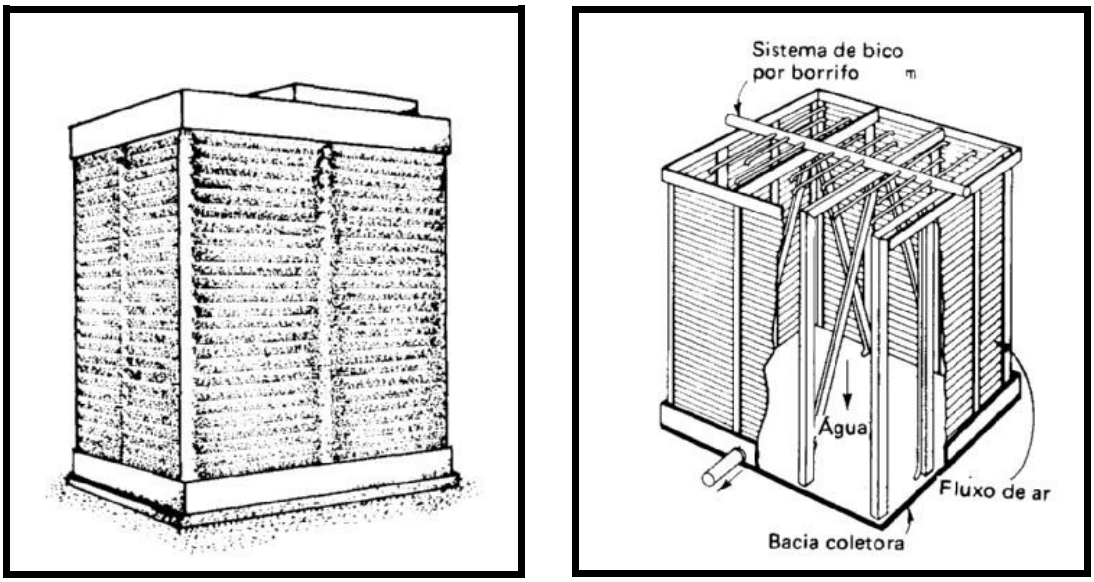


Figura 1.8 – Exemplo de torres atmosférica.(Elonka & Minich, 1978)

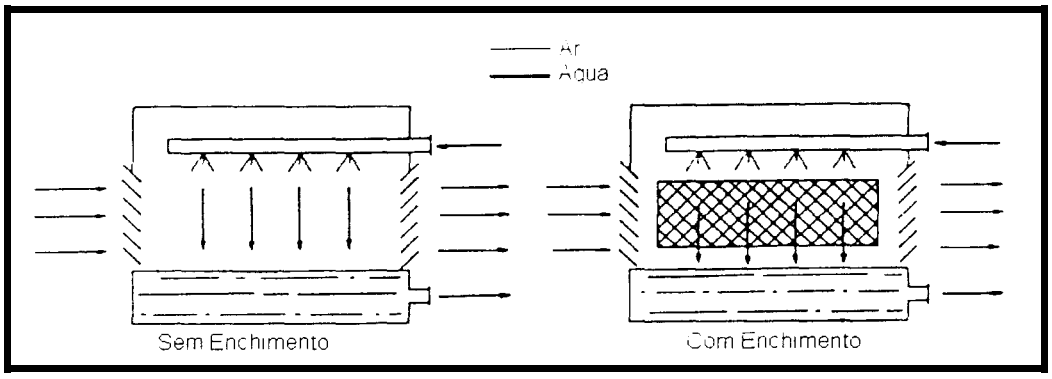


Figura 1.9 – Tipos de torres atmosféricas com enchimento e sem enchimento (Pirani & Venturini, 2004)

1.2.2 – Torres de Resfriamento Hiperbólica

As torres de resfriamento hiperbólicas são torres atmosféricas de tiragem natural, onde aberturas na parte inferior admitem o ar frio, que é movimentado dentro da mesma pelo efeito das forças de empuxo. Caracterizam-se pelo seu tamanho, podendo chegar a mais de cem metros de altura e oitenta metros de diâmetro na base. Seu nome é devido ao seu formato hiperbólico que facilita a circulação de ar. Normalmente são construídas em concreto armado e sua maior aplicação ocorre em termelétricas com potências acima de 100MW, Elonka & Minich (1978). Funciona mesmo em períodos de poucos ventos e só consome energia da bomba de circulação de água. Sua manutenção é pequena devido à sua robustez. Utilizam enchimento de respingo fabricado de madeira e operam normalmente aos pares com funcionamento independentes. A figura 1.10 mostra o esquema de uma torre hiperbólica e a figura 1.11 mostra a aplicação de torres hiperbólicas em uma usina termelétrica.

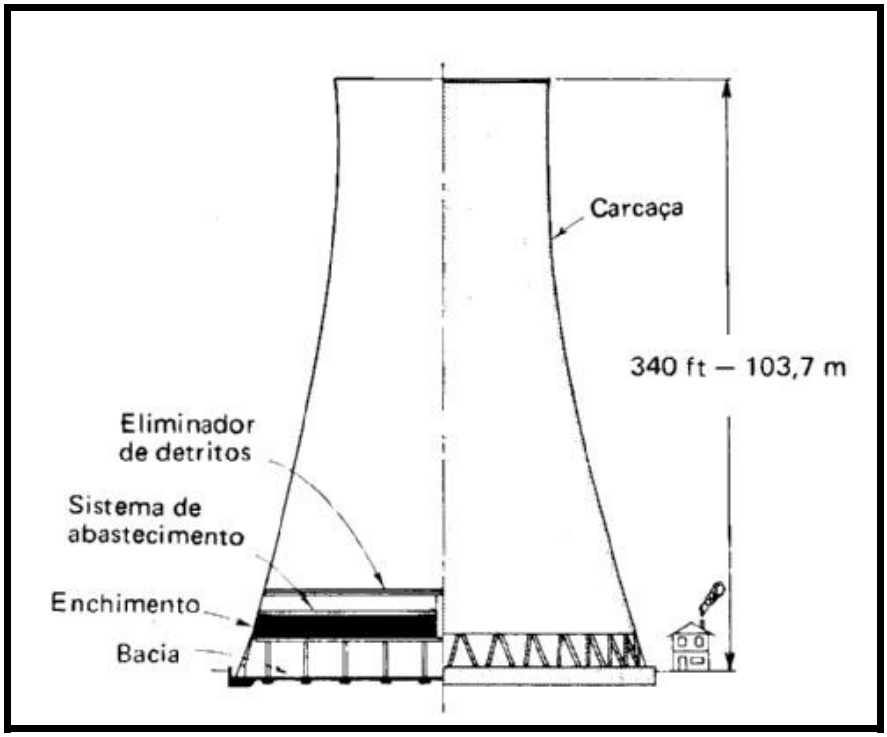


Figura 1.10 – Torre de resfriamento hiperbólica de grande estrutura com tiragem do tipo chaminé. (Elonka & Minich, 1978)

Figura 1.11 – Usina Termoelétrica de Chalk Point, 2640MW, Maryland, USA (DNP, 2006).

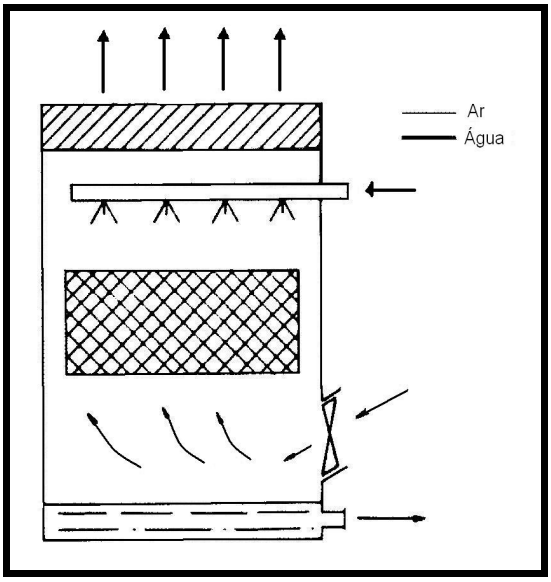
1.2.3 – Torres de Tiragem Mecânica

Torres de tiragem mecânica têm como principal característica o uso de ventiladores para a movimentação do ar através da torre. Em conseqüência do uso de ventiladores, têm tamanhos reduzidos para a mesma carga térmica em relação a torres atmosféricas; podem até mesmo chegar a uma aproximação (*approach)* de 1 a 2°C dependendo do enchimento, Piran & Venturini(2004). Podem ser instaladas em qualquer lugar, levando somente em consideração a questão acústica, devido ao ruído do ventilador em áreas de ocupação humana. Suas principais desvantagens são

devidas ao uso de ventiladores, pois requerem manutenção mais freqüente e dispendiosa do que em torres de tiragem natural. A vibração do ventilador pode ser mais um item de problemas, caso seja excessiva. Em caso de parada do motor ou quebra das pás do ventilador têm-se a parada da torre, devido a isto estas torres trabalham aos pares para sistemas que requerem alta confiabilidade como é o caso de torres de resfriamento para CPD´s (Centro de Processamento de Dados).

1.2.3.1 – Torres de Tiragem Mecânica Forçada

Torres de tiragem mecânica forçadas são um tipo de torre de tiragem mecânica. O ventilador é instalado na entrada de ar da torre criando uma corrente de ar forçada dentro da torre. Uma de suas grandes vantagens é que o ventilador e o motor estão a um nível baixo para realizar inspeções, bem como serviços de manutenção. Outrossim, o ar que é ventilado é frio, consequentemente mais denso, contribuindo para uma maior vazão mássica. Os motores, por trabalharem com ar seco, não precisam ter blindagem contra umidade. Entretanto, devido ao seu posicionamento na região inferior da torre, o tamanho dos ventiladores são limitados. Para maiores potências instaladas, é necessário a instalação de vários ventiladores menores ao redor da torre, aumentando o nível de ruído deste equipamento. Em aplicações onde a torre é instalada em locais que têm uma variação grande de temperatura durante o ano, nos períodos frios há uma tendência à formação de gelo nas pás do ventilador obstruindo assim, a entrada de ar na torre, Piran & Venturini(2004). Um outro problema que pode acontencer nestes tipos de torres é a recirculação de ar, devido às baixas velocidades de exaustão o ar aspirado pelo ventilador pode estar sendo o ar quente provindo da exaustão, diminuindo assim a eficiência da torre. A figura 1.12 mostra o esquema básico de uma torre de tiragem forçada.



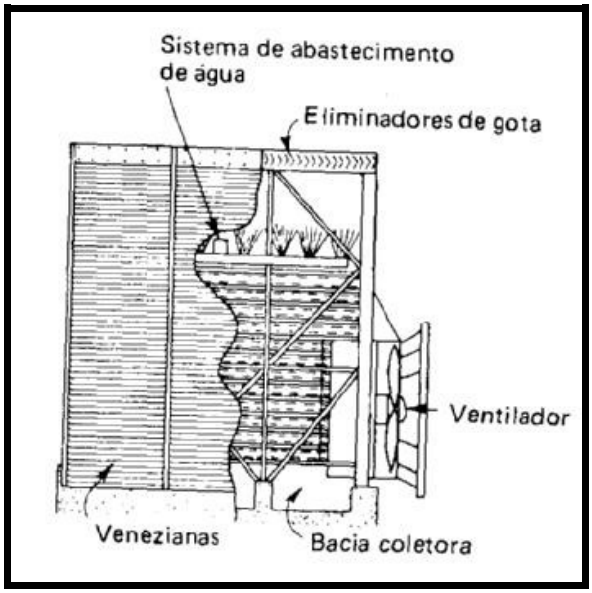


Figura 1.12 – Sistema básico de uma torre de tiragem forçada:
(esquerda – Pirani & Venturini, 2004 , direira – Elonka & Minich,1978)

Figura 1.13 – Torre de tiragem forçada Alpina (ALPINA, 2006).

1.2.3.2 – Torres de Tiragem Mecânica Induzida

Torres de tiragem mecânica induzida são outro tipo muito utilizado de torres de tiragem mecânica, sua principal característica é o ventilador estar instalado na saída do ar de exaustão. Com isto, advém algumas conseqüências como: o acesso para inspeções e manutenções torna-se mais difícil do que nas torres de tiragem forçada; por encontrar-se na exaustão, tanto o ventilador quanto o motor recebem uma carga de ar úmido e por isto os motores devem ter blindagem para não haver queimas, as pás também são mais agredidas que nas torres de tiragem forçada devido ao vapor formado na exaustão. Estas torres podem ser fabricadas em potências muito maiores que nas torres de tiragem forçada, pois como ventilador fica no nível superior da torres, os problemas com ruído são minimizados e o espaço ocupado pela torre também é reduzido devido à posição do ventilador diminuindo assim sua área lateral. Como os ventiladores podem ter potências maiores, altas velocidades de descarga são conseguidas, reduzindo substancialmente os problemas com recirculação de ar. Contudo, deve-se ter o cuidado de instalar na entrada do ar filtros ou telhas para impedir a entrada de corpos estranhos, que podem ser facilmente arrastados pelas altas velocidades do ventilador. Em regiões frias, não apresentam o problema de formação de gelo nas pás do ventilador, pois o ar que passa pelo ventilador é bem mais quente que a temperatura do ar exterior, impedindo a formação de gelo. A Figura 2.2.1 mostra o esquema básico de torres de tiragem mecânica induzida, que podem ser também subdividas em fluxo cruzado e fluxo em contra corrente. Nas figuras 1.14, 1.15 e 1.16 são mostrados exemplos de torres de tiragem mecânica induzida com o fluxo em contra corrente.

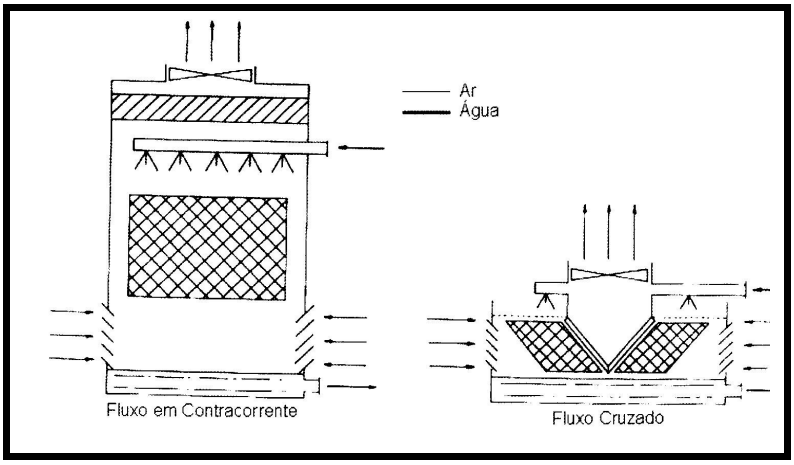


Figura 1.14 – Torre de tiragem induzida (Pirani & Venturini, 2004).

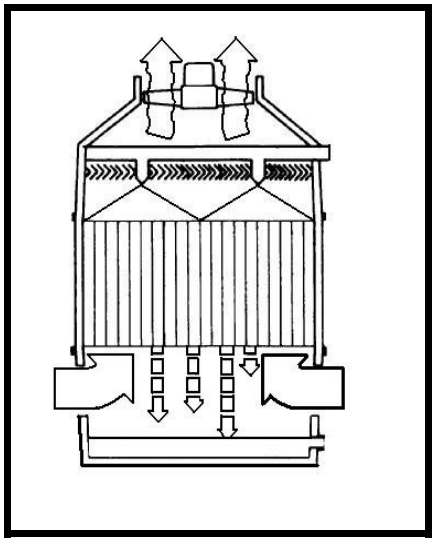


Figura 1.15 – Esquema de uma torre de tiragem induzida de contra corrente (Pirani & Venturini, 2004).

Figura 1.16 – Torre de tiragem induzida(ALPINA, 2006).

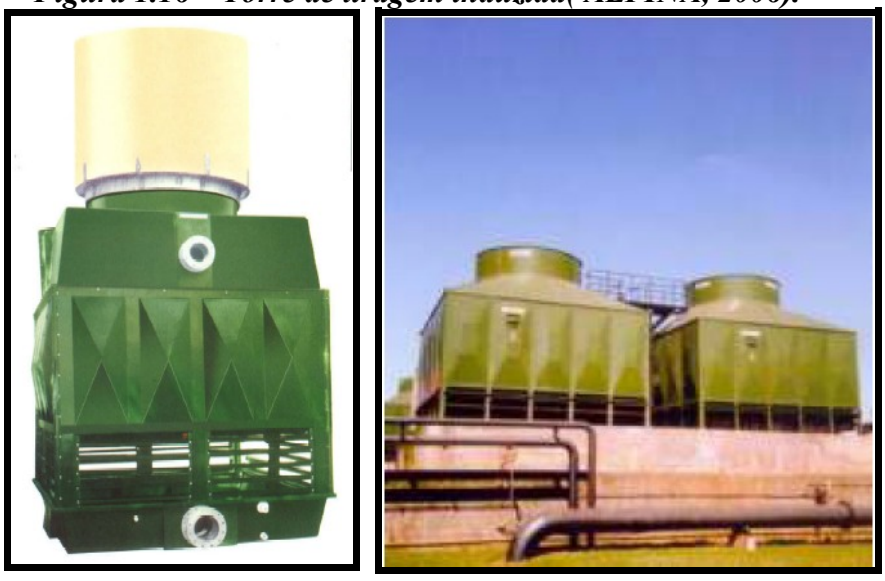


Figura 1.17 – Torre de tiragem induzida em contra corrente. (CARAVELA, 2006 e ALPINA, 2006).

1.2.4 – Acessórios

Os acessórios desempenham importante papel no desempenho das torres de resfriamento. Entender o que cada acessório faz e como funciona, é conseguir visualizar oportunidades de melhorias nestes equipamentos. Os principais acessórios são: sistema de distribuição de água, defletores de ar, eliminadores de gotas, ventiladores, bombas, motores, e válvulas. As figuras de 1.18 a 1.43 mostram uma visão geral dos acessórios. Nesta seção serão apresentados os principais componentes de torres de resfriamento para o melhor entendimento de seu funcionamento operacional.

1.2.4.1 – Sistemas de Distribuição de Água

O sistema de distribuição de água é um dos acessórios de maior importância em uma torre de resfriamento, pois é através do mesmo que se pode aumentar ou diminuir a eficiência da torre, pelo simples fato de se regular a vazão e a distribuição de água, pois uma má distribuição de água afeta o desempenho esperado pelo enchimento, onde o mesmo precisa do maior contato com a água sem os excessos que podem provocar descidas diretas de água para a bacia coletora sem ter tido o resfriamento desejado. Entretanto todos estes acessórios, são também o de maior dificuldade para inspeção, manutenção e operação devido a sua localização dentro da torre e também pela possibilidade da formação de incrustação no sistema. Há dois tipos de sistemas de distribuição de água: por gravidade ou por pressão.

Sistemas por gravidade são caracterizados pela sua reduzida altura de bombeamento, sendo vantajoso do ponto de vista econômico, significando uma menor potência de bombeamento, motores menos potentes para as bombas e consequentemente menor consumo de energia. Por ser um sistema que utiliza uma bandeja com furos para fazer a distribuição de água e seu controle feito através de uma válvula para impedir transbordamento da bandeja, fica do ponto de vista operacional, mais fácil para verificar se a distribuição está adequada.Entretanto, pelo mesmo motivo normalmente é usada em torres de resfriamento de fluxo cruzado, pois o ar passa perpendicular ao fluxo da água. Nos sistemas de contra fluxo, o ar passa em sentido contrário ao da água e acaba tendo dificuldade de passar ao encontrar a bandeja. A figura 1.18 mostra o esquema deste sistema.

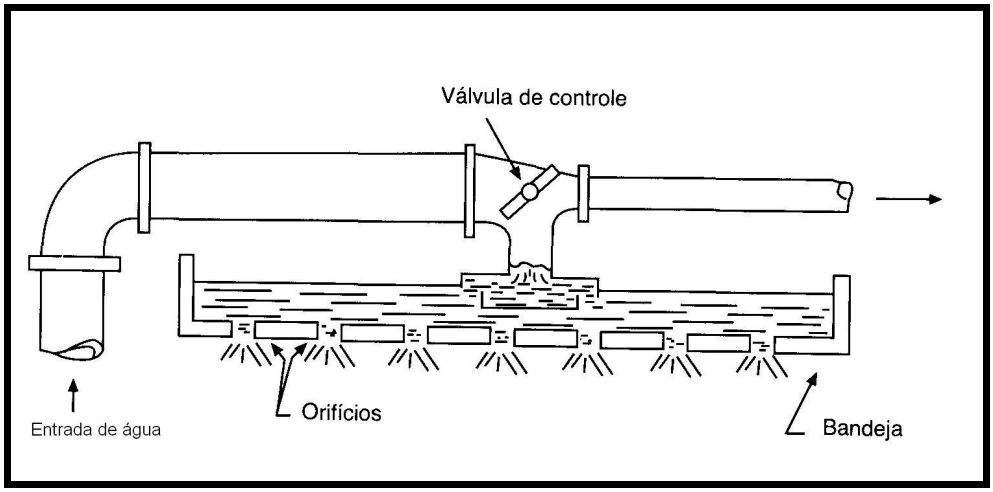


Figura 1.18 – Sistema de distribuição por gravidade (Pirani & Venturini, 2004) .

Devido ao motivos expostos anteriormente, o sistema por pressão tem aplicabilidade em torres de tiragem mecânica de ar forçado e induzido de contra fluxo. O tipo tubulação fixa é constituído de uma instalação hidráulica, composta por tubulações geometricamente distribuídas ao longo do coletor principal, o qual tem várias ramificações com bicos pulverizadores, conforme mostra a figura 1.19. Estes bicos pulverizadores são responsáveis pela distribuição e aspersão da água no enchimento. Um de seus inconvenientes é a sujeira que pode se instalar, prejudicando o rendimento da torre.

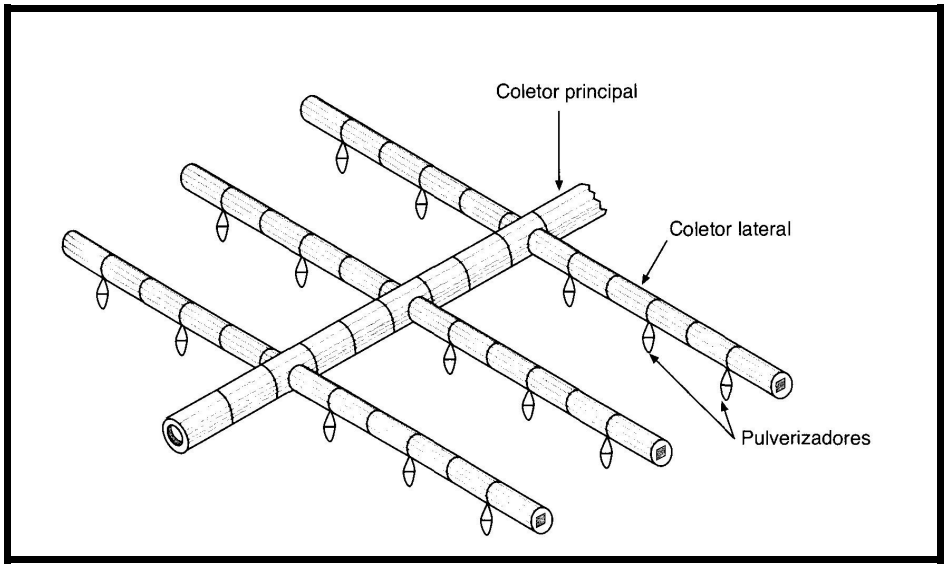


Figura 1.19 – Sistema por pressão com distribuição através de tubulação fixa. (Pirani & Venturini, 2004).

A figura 1.20 mostra um bico pulverizador em polipropileno, a velocidade da água pode ficar entre 1,5m/s e 2m/s.

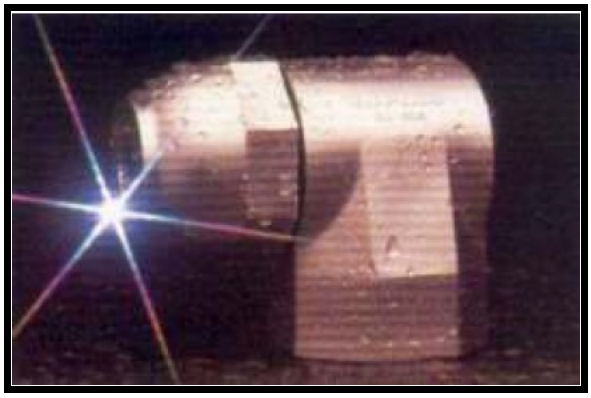


Figura 1.20 – Bico pulverizador em polipropileno (ALPINA, 2006).

A figura 1.21 mostra um bico pulverizador tipo *multiplate* usado nas torres do fabricante CARAVELA.

Figura 1.21 – Bico pulverizador tipo multiplate (CARAVELA, 2006).

Um outro sistema por pressão é o sistema rotativo, formado por uma cabeça giratória, à qual é acoplada a um braço giratório que faz o borrifo da água no enchimento. A figura 1.22 mostra o esquema deste sistema.

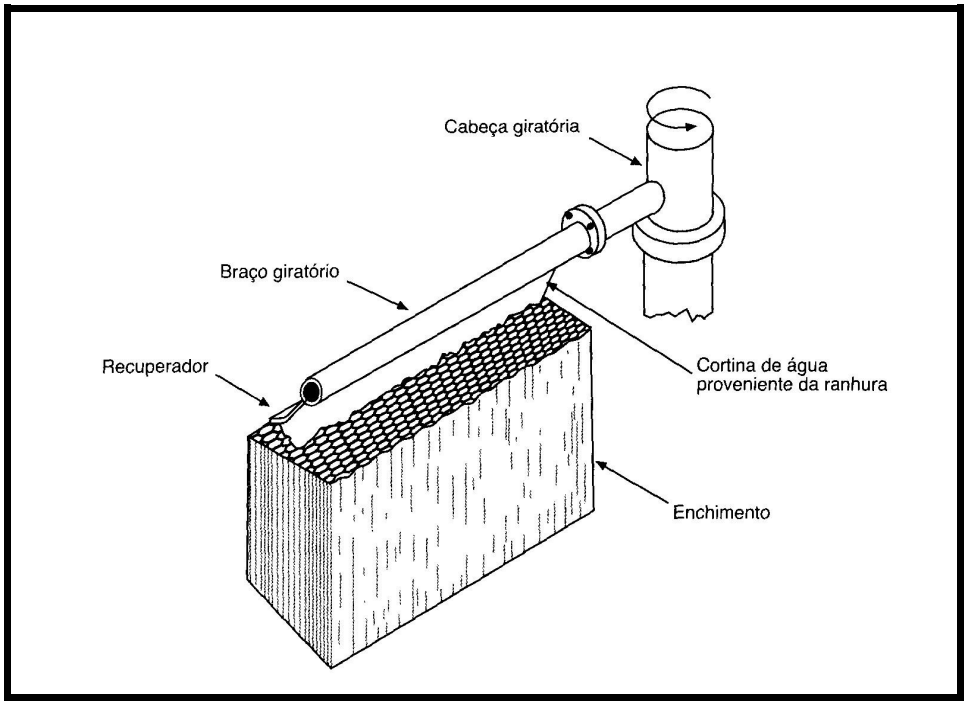


Figura 1.22 – Sistema por pressão rotativo, (ALPINA, 2006).

1.2.4.2 – Defletores de Ar

Defletores de ar são calhas instaladas nas entradas de ar de torres de tiragem mecânica induzida com o intuito de diminuir as perdas por arraste de água pelo vento (*drift).* Os defletores

também são usados para conduzir o ar para dentro da torre de forma a ter o maior contato com o enchimento. A figura 1.23 mostra defletores de ar em uma torre de resfriamento.

Figura 1.23 – Defletores de ar numa torre (ANNEMOS, 2006).

1.2.4.3 – Eliminadores de Gotas

Eliminadores de gotas são utilizados em torres de resfriamento para reter pequenas partículas de água que porventura possam escapar pela exaustão da torre. Com isto economiza-se água, reduz-se a formação de névoa e reduz-se a possibilidade de danificar algum equipamento ao redor da torre, bem como o próprio motor da torre. São constituídos de lâminas de formatos variados, mas com a mesma função,a de reter as gotas de água que serão novamente depositadas de volta para o enchimento. A figura 1.24 mostra os tipos de eliminadores de gotas e a figura 1.25 mostra um eliminador de gotas da ALPINA.

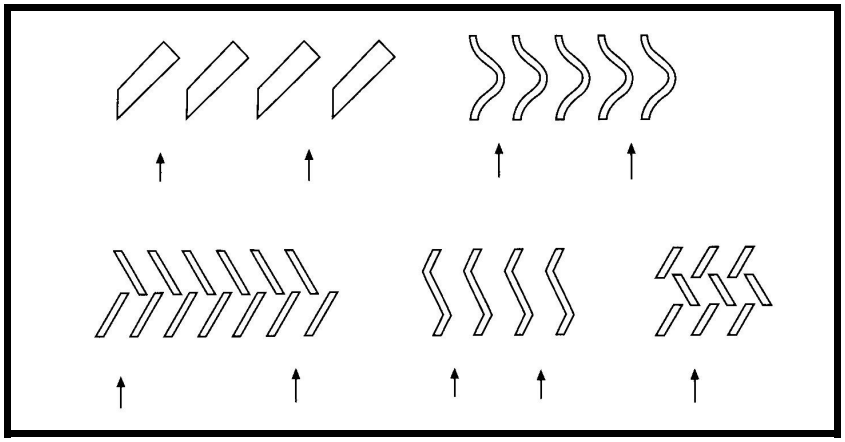


Figura 1.24 – Tipos de eliminadores de gotas (Pirani & Venturini, 2004).

Figura 1.25 – Eliminador de gotas (ALPINA, 2006).

1.2.4.4 – Ventiladores

Os ventiladores são acessórios característicos de torres de resfriamento de tiragem mecânica. Nestas torres, é o responsável pelo aumento da manutenção em comparação às torres atmosféricas. Podem utilizar dois tipos de ventiladores: axiais ou centrífugos. Os ventiladores axiais se caracterizam por terem o fluxo de ar no sentido do eixo, ou seja, não há mudança de direção do fluxo. Já os ventiladores centrífugos se caracterizam por terem o fluxo de ar descarregado na direção perpendicular ao eixo do ventilador.

Figura 1.26 – Ventilador axial de grande porte (ALPINA, 2006).

Figura 1.27 – Ventilador axial de grande porte (ALPINA, 2006).

1.2.4.5 – Bombas

Os sistemas hidráulicos de torres de resfriamento representam uma parcela importante dos acessórios no que diz respeito ao consumo de energia. Como tal necessita de alguns cuidados tanto do ponto de vista de projeto como de operação. Existem dois tipos de sistemas hidráulicos para bombeamento de água em torres de resfriamento, o sistema aberto e o sistema fechado. No sistema fechado a água de circulação da torre fica armazenada na própria bacia da torre, conforme mostra a figura 1.28. No sistema aberto, a água circula por outros tanques além da bacia de água fria torre. Estes sistemas são usados em casos onde a bacia de água fria da torre não suporte o volume total circulado ou quando se tem um tratamento de água acoplado. A figura 1.29 mostra em detalhes este sistema.

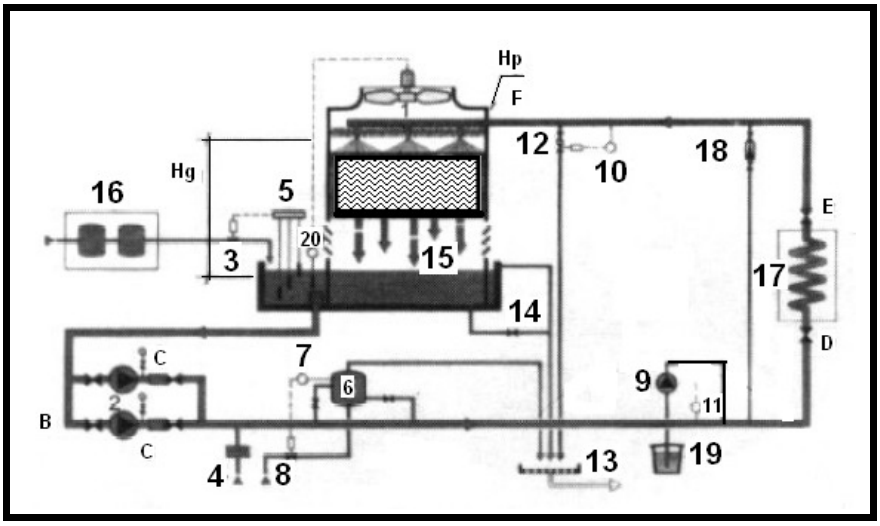


Figura 1.28 – Sistema hidráulico fechado.

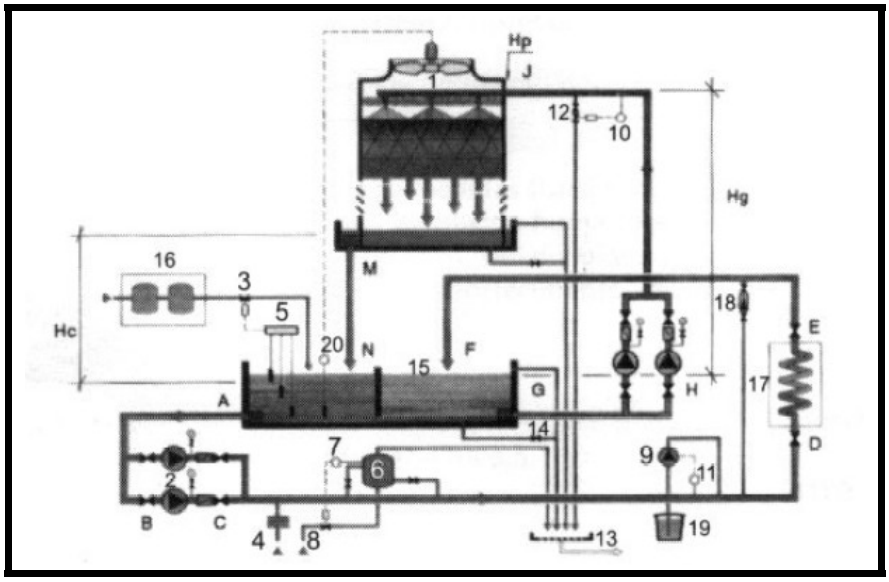


Figura 1.29 – Sistema hidráulico aberto.

Na Figura 1.29 a numeração corresponde a:

1. Torre	6. Filtro	11. Medidor de pH	16. Tratamento de água
2. Bombas	7. Manômetro	12. Alívio de ar	17. Fonte de calor
3. Alim. água fria	8. Enxaguar	13. Esgoto	18. Válvula *by pass*
4. Alim. água emerg.	9. Bomba dosadora	14. Dreno	19. Tanque dosador
5. Controle de nível	10. Medidor	15. Piscina	20. Termostato

As bombas mais comumente usadas em sistemas hidráulicos de torres de resfriamento são as centrífugas, mas pode-se encontrar bombas de pistão. Quando se tem um sistema de resfriamento de água com uma única torre, é boa prática ter uma bomba a mais do que o necessário no sistema de elevação da água, para aumentar a confiabilidade do sistema. A figura 1.30 mostra uma bomba centrífuga utilizada em torres de resfriamento.

Figura 1.30 – Bomba centrífuga (IMBIL, 2006).

1.2.4.6 – Motores

Os motores utilizados em torres de resfriamento para acionar o ventilador precisam ser robustos, pois estarão sujeitos a todo tipo de intempérie, como chuva, incidência solar, umidade ou atmosferas contaminadas. Em torres de tiragem forçada, é usual utilizar-se uma cobertura metálica para proteger o motor, já que o mesmo é instalado na horizontal. A cobertura não atrapalha a passagem do ar, o que não acontece em torres de tiragem induzida, onde os motores são instalados na vertical e uma cobertura causaria uma obstrução da saída do ar de exaustão. A figura 1.31 mostra este tipo de cobertura. Em regiões onde se tem variações de temperatura grandes no período noturno é comum o uso de ventiladores de duas velocidades, onde durante o dia, período que mais se solicita resfriamento, o motor é ligado à rotação máxima e a noite quando a temperatura baixa, liga-se motor com 75 ou 50% de sua rotação, dependendo das condições climáticas, com isto é possível economizar energia.

Figura 1.31 – Torre de tiragem forçada Alpina com proteção para o motor do ventilador.

1.2.4.7 – Válvulas

Válvulas são dispositivos mecânicos comuns em instalações de torres de resfriamento. O seu correto uso e o entendimento das aplicações de cada tipo de válvula é de extrema importância para a operação de torres de resfriamento. As válvulas normalmente são aplicadas para o bloqueio ou o controle da vazão de água. Abaixo segue os principais tipos de válvulas usadas em sistemas de torres de resfriamento.

- **Válvula Gaveta**
- **Válvula Globo**
- **Válvula De Retenção**
- **Válvula “Macho”**
- **Válvula Esfera**

1.2.5 – Sistemas Típicos

As figuras 1.45 a 1.48 mostram sistemas típicos de utilização de torres de resfriamento.

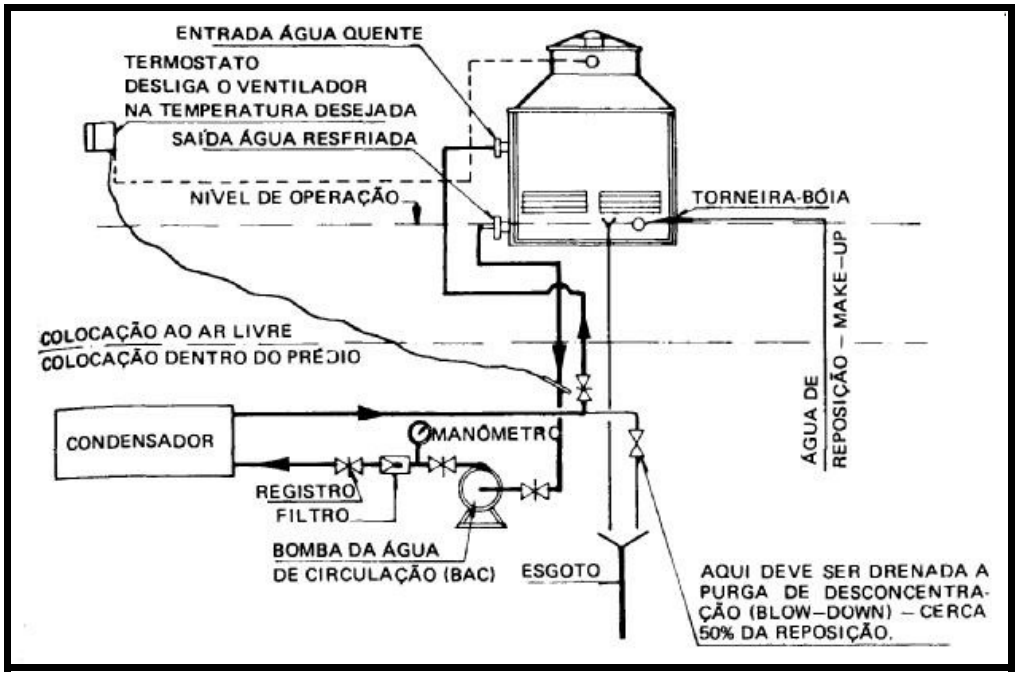


Figura 1.45 – Esquema básico de uma instalação de torre de arrefecimento (Creder, 2004).

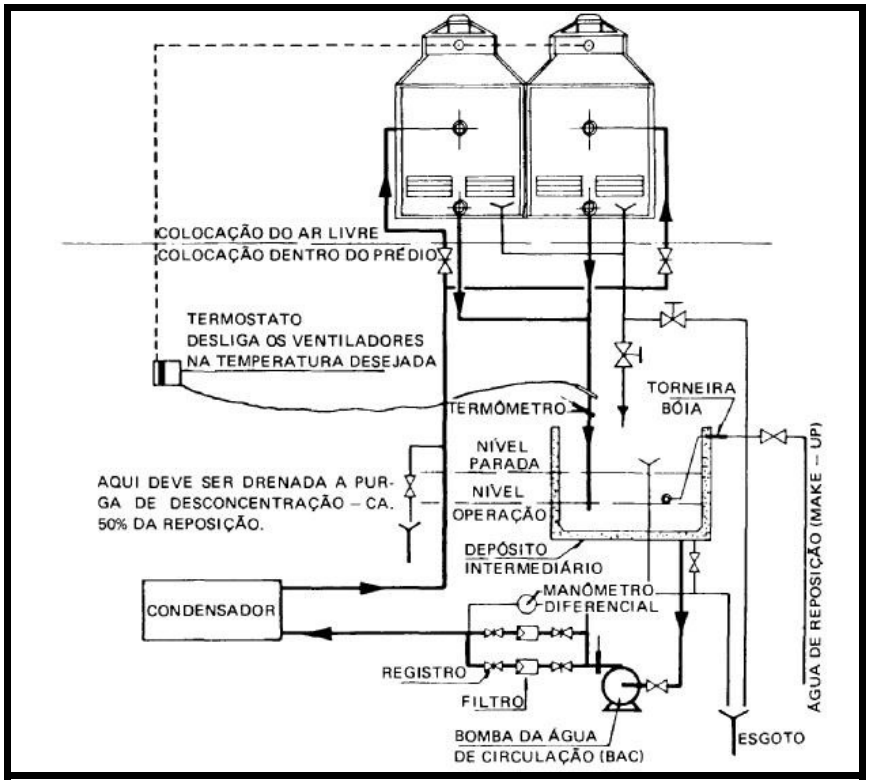


Figura 1.46 – Esquema de sistema com duas torres e depósito intermediário (Creder, 2004).

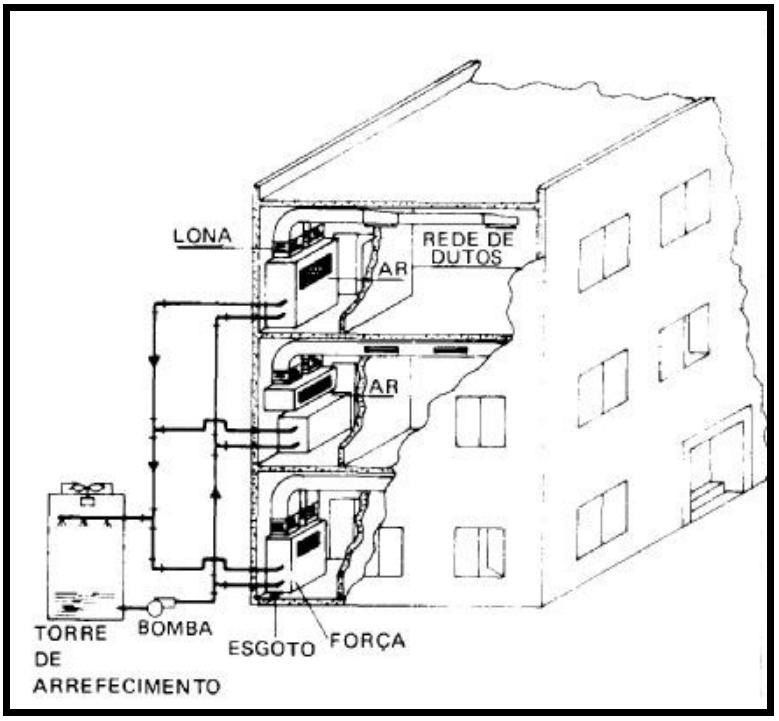


Figura ***1.47 – Torre de resfriamento situada no pavimento inferior (Creder, 2004).***

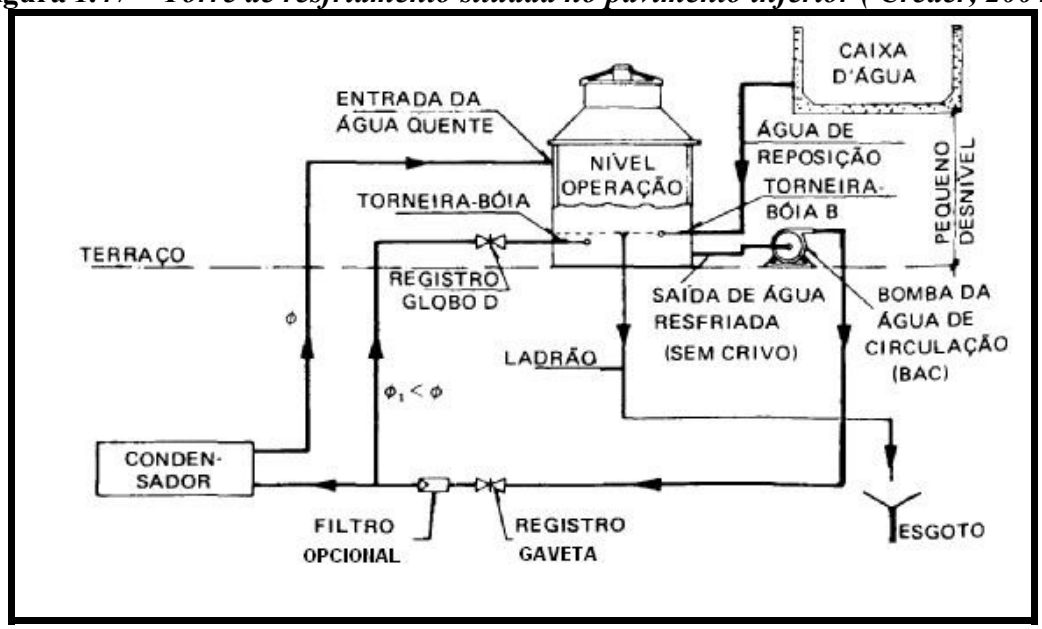


Figura 1.48 – Sistema com torre e caixa d'água em pequeno desnível (Creder, 2004).

1.2.6 – Aplicações Industriais das Torres de resfriamento.

Praticamente todas as indústrias de processo utilizam, de alguma forma em algum processo, torres de resfriamento. Onde há necessidade de rejeição de calor e sistemas a ar não são viáveis, as torres de resfriamento dominam o mercado. As Figuras 1.49 a 1.53 mostram uma série de exemplos de aplicações de torres de resfriamento em vários tipos de indústrias.

Figura 1.49 – Refinaria da Petrobrás – Baía de Guanabara (ALPINA, 2006).

Figura 1.50 – Torre de Resfriamento Alpina instalada numa indústria de fertilizantes (ALPINA, 2006).

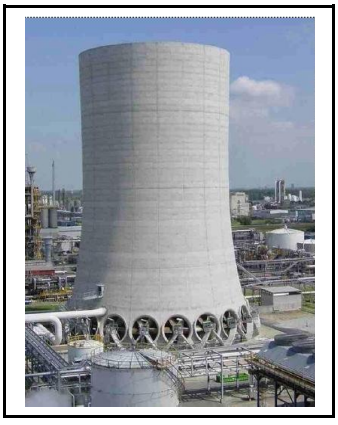


Figura 1.51 – Torre de Resfriamento Balcke (BALCKE, 2005).

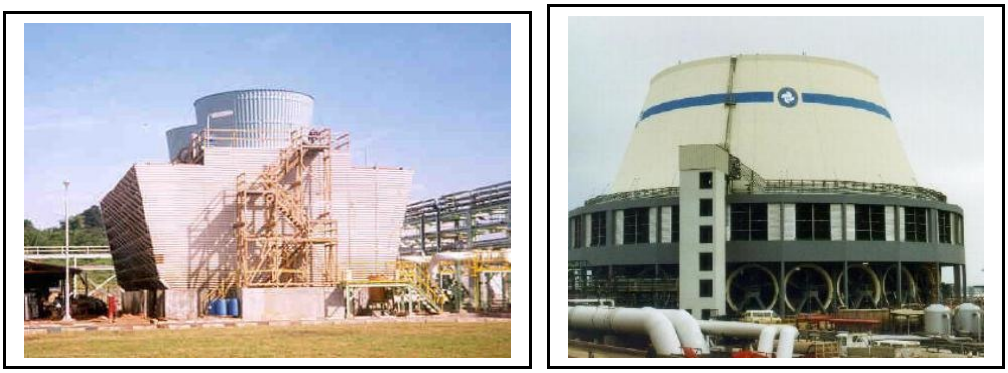


Figura 1.52 – Torre de Resfriamento Balcke (BALCKE, 2005).

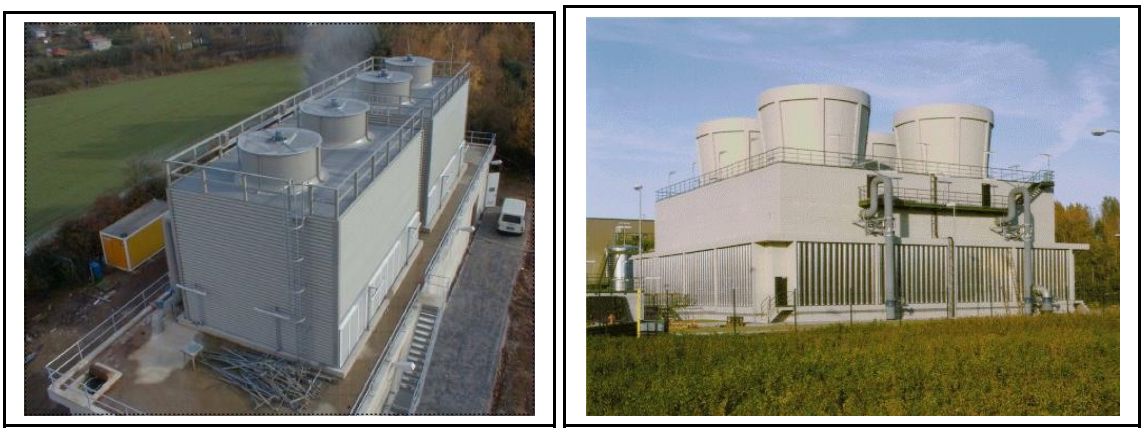


Figura 1.53 – Torre de Resfriamento Balcke (BALCKE, 2005).

1.3 – Histórico do uso de Torres de Resfriamento

A remoção de calor sempre foi uma necessidade de vários processos industriais e com a revolução industrial esta necessidade tornou-se cada vez mais latente. O surgimento das torres de resfriamento está atrelado a quatro acontecimentos históricos deste período: a rápida industrialização,o surgimento da refrigeração a vapor, o uso da eletricidade em larga escala e o aumento populacional nas cidades. Nos Estados Unidos após a guerra civil, grandes levas de pessoas foram em direção ao sul formar grandes centros urbanos com grande necessidade de conservação dos alimentos, que no prezado momento era feito com gelo natural retirado das geleiras do Norte. Atrelado a isto veio a crise da indústria do gelo natural, dando espaço ao desenvolvimento de grandes plantas de fabricação de gelo artificial, as quais viriam requerer grandes quantidades calor a serem retiradas. Isto se deu nos idos de 1888 e 1889. Paralelamente a este período, precisamente em 1886, foi instalado o primeiro sistema elétrico de corrente alternada em Greensburg, Pennsylvânia. Com isto deu-se a expansão do setor elétrico e então foram construídas 410 plantas de geração elétrica. Tanto a indústria do gelo artificial quanto a de eletricidade precisavam de meios mais eficientes para retirada da crescente quantidade de calor demandada.

Os primeiros sistemas de resfriamento foram as lagoas de borrifo (*spray-ponds*). Eram muito simples e por isso dispensavam grandes custos para sua fabricação. Tinham como inconveniente a excessiva perda de água por arraste (*drift*) e ocupavam grandes áreas. Em 1898, o imigrante alemão, George Stocker, construiu a primeira torre de resfriamento feita nos Estados Unidos de madeira de cipreste. Depois surgiram as torres atmosféricas que nada mais eram que uma estrutura gradeada em forma de muro ao redor das lagoas de borrifo (*spray-ponds*) para evitar a perda de água por arraste. Mais tarde foi acrescentado um enchimento plano para dar mais rigidez à estrutura e aumentar o contato da água com o ar. Depois vieram as chaminés de tiragem natural que foram instaladas nas torres para aumentar o fluxo de ar.

Figura 1.54 – Sistema de resfriamento tipo Spray-ponds. (Trovati, 2006)

A medida que a industrialização crescia, necessitava-se rejeitar uma maior quantidade de calor. Com isto surgiram as torres de tiragem mecânica forçada. Estas dispunham de ventiladores instalados em sua base, que sopravam uma quantidade maior de ar do que nas torres de tiragem natural. Entre os anos 30 e 40 surgiram devido a esta mesma demanda no setor industrial, as torres de tiragem mecânica induzida, esta com os ventiladores instalados na parte de cima da torre, havia algumas vantagens e desvantagens em relação às torres de tiragem mecânica forçada, conforme visto na seção 1.1. Ao longo dos anos, cada tipo de torre de resfriamento conseguiu seu nicho de mercado, sendo atualmente as torres de tiragem mecânica as de maior uso. A partir dos anos 60 houve apenas mudanças nos materiais de fabricação das torres de resfriamento. A madeira foi sendo substituída por fibras reforçadas, devido ao seu alto custo e limitações ambientais. Sem dúvida, o componente que mais sofreu alterações, tanto na estrutura, quanto no material de fabricação foi o enchimento. Este, nas antigas torres atmosféricas, era feito de ripas de madeira. Neste período as torres de tiragem mecânica tomaram o lugar das torres atmosféricas, devido a menor quantidade de enchimento que era empregado. Posteriormente, enchimentos de respingo de 1” foram extensivamente utilizados. Este tipo de enchimento foi utilizado nos mais variados materiais como, poliestireno, polietileno, fibra de vidro e PVC. Depois, foram feitos enchimento de respingo com as mais variadas formas, com o intuito de se obter uma máxima rigidez estrutural e uma maior superfície molhada, com uma perda de pressão estática mínima e uma maior relação superfície molhada por volume ocupado. Mas sem dúvidas, a maior mudança significativa nos enchimentos, foi o advento do enchimento de película, que trouxe uma maior eficiência e consequentemente menores quantidade de energia requerida. Eram feitos de folhas de PVC que resultavam em grandes áreas de contato do ar com a água através de pequenas películas de água ao longo do enchimento.

A história de torres de resfriamento no Brasil se confunde um pouco com a própria história da Alpina, maior fabricante de torres de resfriamento do Brasil. Até os anos 50, todas as torres de resfriamento do Brasil eram importadas. Foi quando o alemão Carlos von Wieser viu que no país não existiam fabricantes de torres de resfriamento e observou a precariedade das instalações de resfriamento. Em 1951, a Alpina, liderada por Carlos von Wiser, construiu a primeira torre de resfriamento do Brasil vendida à Companhia Sul-Americana de Metais. As torres da Alpina eram feitas de madeira imunizada, até que em 1978, sob a pressão da mídia internacional para conservação das florestas úmidas e tropicais, a Petrobrás contatou a Alpina para construir torres com materiais alternativos à madeira. Então se deu início à era das torres feitas com fibra reforçada, abrindo espaço para novos materiais de construção de torres. Gradativamente as grandes torres de resfriamento foram sendo construídas com fibra, em detrimento do uso da madeira de lei e do concreto protendido, que tinham um custo elevado. Atualmente a maioria das torres de resfriamento são construídas com fibra de vidro reforçado, com exceção de torres de grandes dimensões, onde se emprega o concreto.

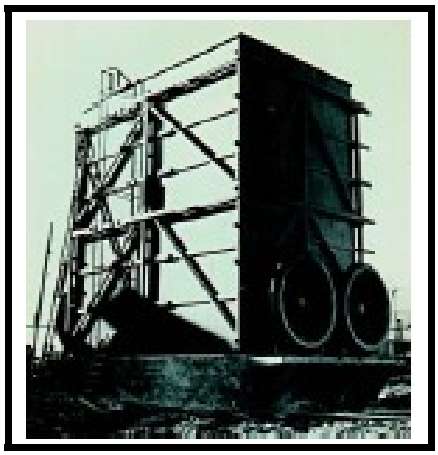


Figura 1.55 – Torre de resfriamento da Alpina feita em madeira imunizada nos anos 50. (Alpina , 2006)

Percebe-se que a evolução da torres de resfriamento foi dotada de vários acontecimentos históricos e em se comparando com outros equipamentos industriais, as torres tiveram um desenvolvimento lento ao longo dos anos. Vê-se que o enchimento sempre foi um dos componentes de maior atenção nas torres por influenciar diretamente no resfriamento evaporativo entre a água e o ar e que seu desenvolvimento torna-se cada vez mais necessário nos dias atuais.

1.4 – Noções Básicas de Tratamento de Água para Torres de Resfriamento

Apesar de não ser o foco deste trabalho, faz-se necessário conhecer alguns aspectos básicos sobre tratamento de água para torres de resfriamento, pois o mesmo incide diretamente no desempenho do enchimento ou até mesmo na sua limitação de uso, dependendo da qualidade da água. Isto será verificado na próxima seção onde serão mostradas as características dos principais enchimentos utilizados em torres de resfriamento.

Os principais métodos de tratamento de água para torres de resfriamento são os métodos químicos, físicos ou uma combinação dos dois. Não existe um melhor método de tratamento, existe sim, a melhor solução técnico-financeira para o problema de tratamento de água em questão. Segundo Trovati (2006), os objetivos do tratamento de água para torres de resfriamento são:

- Evitar a formação de incrustações;
- Minimizar os processos corrosivos;
- Controlar o desenvolvimento microbiológico.

Todos estes problemas que podem ocorrer em um sistema de resfriamento de água por torres de resfriamento muitas vezes estão relacionados entre si, ou seja, pode-se fazer um tratamento para minimizar os processos corrosivos, quando os mesmos atacam as incrustações, levando a um aumento desta última. Existem também certos microrganismos que intensificam os processos de corrosão, etc. Por isto em um tratamento de água objetiva-se minimizar os efeitos destes três problemas de forma que o custo benefício seja favorável para a empresa. A figura 1.56, 1.57 e 1.58 mostra exemplos destes três problemas que podem ser ocasionados caso o tratamento da água seja negligenciado.

Figura 1.56 - Incrustações de carbonato de cálcio formadas no lado água: (esq.): em um condensador. (dir.): em um trocador de calor com tubos de cobre (Trovati apud HERRO, H. M. & PORT, R. D.; 1993)

Figura 1.57 - Crescimento Exagerado de Organismos, Pendentes em Um Recheio De Torre De Resfriamento (TROVATI, 2006).

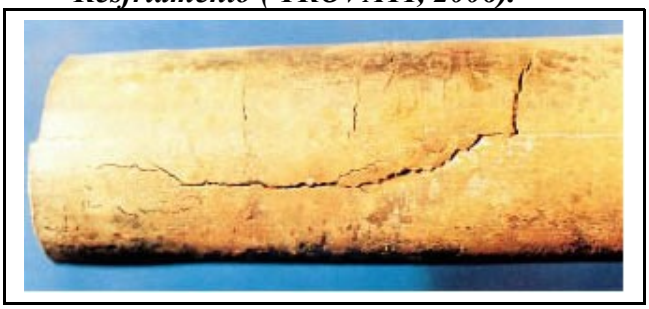


Figura 1.58 - Tubo de latão que sofreu processo de corrosão por tensão fraturante, após entrar em contato com amônia.(TROVATI, 2006)

Dentro de um sistema de resfriamento de água por torres de resfriamento existem muitas perdas de água, como perdas por evaporação, perdas por arraste e perdas por vazamentos nas tubulações e válvulas. Com estas perdas, a água que retorna para o processo e continua recirculando pela torre vai gradativamente aumentando sua concentração de sais dissolvidos, o que é um inconveniente para os equipamentos. Por isto, é preciso numa torre de resfriamento, frequentemente, proceder a uma descarga desta água com excesso de sais dissolvidos para que uma nova quantidade de água sem sais dissolvidos possa repor a água que foi retirada propositalmente para diminuir as concentrações da água da torre. Do exposto acima, pode-se mostrar graficamente o esquema do balanço de massa dentro de uma torre.

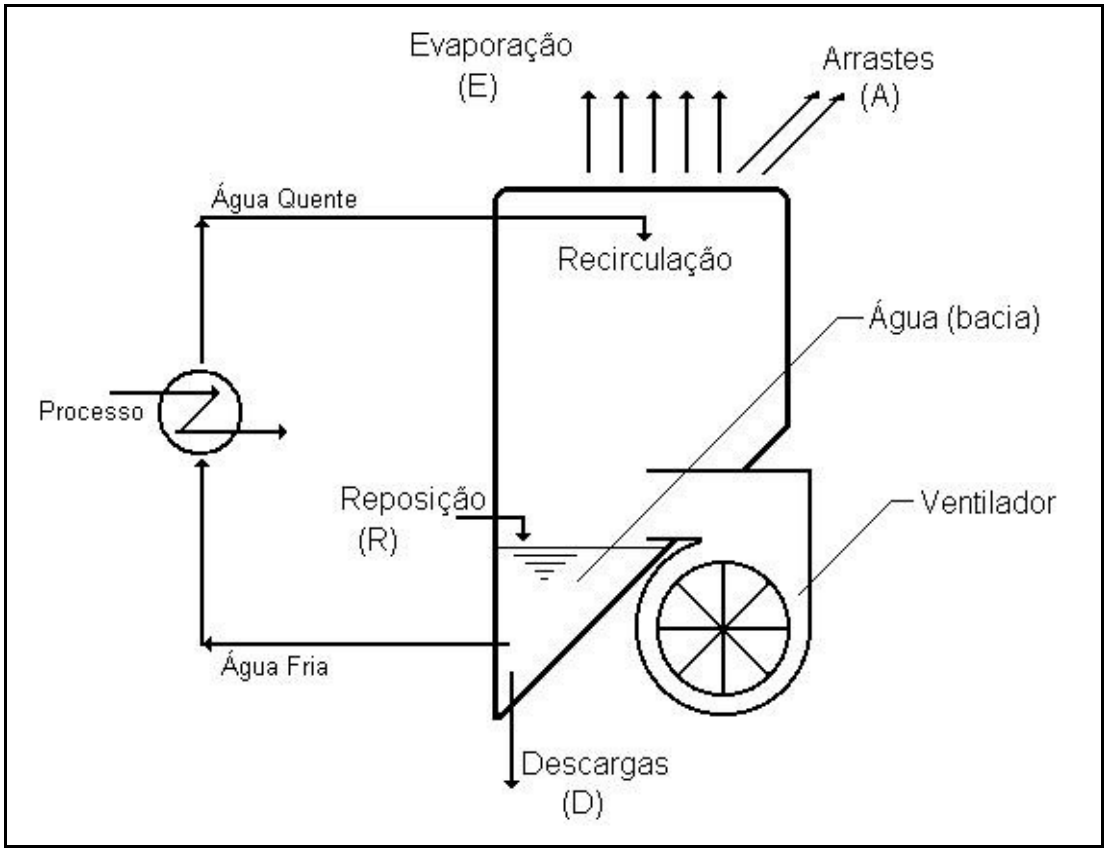


Figura 1.59 – Esquema do balanço de massa dentro de uma torre de resfriamento (Trovati, 2006)

Tomando como base o sistema da figura 1.59 e fazendo um balanço de massa em regime permanente e sem acúmulo de material temos:

$$\dot{m}_{saída} = \dot{m}_{entrada} \qquad \text{(Eq. 1.1)}$$

$$\dot{m}_R + \dot{m}_F = \dot{m}_E + \dot{m}_A + \dot{m}_D + \dot{m}_I \qquad \text{(Eq. 1.2)}$$

Onde:

$\dot{m}_R \rightarrow$ *vazão mássica de água de reposição*

$\dot{m}_F \rightarrow$ *vazão mássica das perdas de água por outras fontes*

$\dot{m}_E \rightarrow$ *vazão mássica das perdas de água por evaporação*

$\dot{m}_A \rightarrow$ *vazão mássica das perdas de água por arraste*

$\dot{m}_D \rightarrow$ *vazão mássica de água de descarga*

$\dot{m}_I \rightarrow$ *vazão mássica das perdas de água por fontes indeterminadas*

Considerando para efeito de estudo, que as perdas por outras fontes e indeterminadas sejam nulas, a Equação 1.2 torna-se:

$$\dot{m}_R = \dot{m}_E + \dot{m}_A + \dot{m}_D \qquad \text{(Eq. 1.3)}$$

Chama-se de ciclo de concentração (CC), a quantidade de vezes que água é concentrada e é dado pela seguinte expressão:

$$CC = \frac{\dot{m}_E + \dot{m}_A + \dot{m}_D}{\dot{m}_A + \dot{m}_D} = \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_A + \dot{m}_D} \qquad \text{(Eq. 1.4)}$$

Ou organizando-se a Equação 1.4 temos:

$$CC = \frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_A + \dot{m}_D} + 1 \qquad \text{(Eq. 1.5)}$$

Da equação 1.5 podemos tirar algumas conclusões: quanto maior a evaporação da água de uma torre, maior será a seu ciclo de concentração, de outra forma, quanto maior as descargas menor será o ciclo de concentração. Com isto as descargas são utilizadas para manter a água em níveis aceitáveis de concentração de sais. Através do arranjo das Equações 1.4 e 1.5 podemos calcular a quantidade de água de reposição.

$$\dot{m}_R = \dot{m}_E \times \frac{CC}{CC - 1} \qquad \text{(Eq. 1.6)}$$

Para o cálculo do ciclo de concentração e da água de reposição é preciso saber as perdas por evaporação e por arraste. Para cálculo das perdas por evaporação considera-se de 1,7% a 2% da vazão de água de recirculação. Para cálculo das perdas de arraste é considerado de acordo com o equipamento conforme mostra a tabela 1.1.

Tabela 1.1 – Estimativas de arraste em água de resfriamento, expresso como porcentagem da água de recirculação, para cada tipo de equipamento. (Trovati, 2006)

EQUIPAMENTO	**Arraste (%) Valor médio**	**Arraste (%) Faixa Usual**
Tiragem Induzida	0,2	0,1 – 0,3
Tiragem Forçada	0,2	0,1 – 0,3
Tiragem Natural	0,5	0,3 – 1,0
“Spray-pond”	2,5	1,0 – 5,0
Condensador Evaporativo	0,2	0,1 – 0,2

O cálculo da quantidade de produtos químicos a ser inserida na água para tratamento é dado pela seguinte expressão(Trovati, 2006):

$$\dot{m}_{produtos} = \frac{C \times (\dot{m}_A + \dot{m}_D)}{1000} = \frac{C \times \dot{m}_R}{CC \times 1000} \qquad \text{(Eq. 1.7)}$$

Onde:

$\dot{m}_{produtos}$ - quantidade de produtos [kg/h]

C - concentração desejada do produto [ppm]

$\dot{m}_A$ - perdas por arraste [m³/h]

$\dot{m}_D$ - descargas [m³/h]

$\dot{m}_R$ - reposição [m³/h]

CC – ciclos de concentração

Outra forma de se calcular o ciclo de concentração por meios analíticos quando se tem dificuldade de mensurar as vazões de arraste, evaporação, descarga e reposição, é dada pela seguinte expressão (Trovati, 2006):

$$CC = \frac{Si_{SISTEMA}}{Si_{REPOSIÇÃO}} \; ou \; CC = \frac{Ca_{SISTEMA}}{Ca_{REPOSIÇÃO}} \; ou \; CC = \frac{Mg_{SISTEMA}}{Mg_{REPOSIÇÃO}} \qquad \text{(Eq. 1.8)}$$

Onde cada termo após o sinal de igualdade representa as respectivas relações de concentração de sílica, cálcio e magnésio entre a água do sistema e a água de reposição.

No tratamento de água de resfriamento é muito comum utilizar-se índices de estabilidade da água no intuito de se verificar sua tendência corrosiva e incrustante. Um destes índices mais conhecido é o índice de saturação de Lagelier, que mede a tendência da água formar incrustações calcáreas ou o potencial de corrosividade, levando em conta o pH, a alcalinidade a bicarbonatos, a dureza cálcica, temperatura e sólidos totais dissolvidos da água em circulação, para evitar incrustação alcalina. É dado pela seguinte expressão (Trovati, 2006):

$$Índice\ de\ Saturação(Langelier) = pH - pHs \qquad \text{(Eq. 1.9)}$$

Onde , pHs segundo Trovati (2006) indica o pH de saturação, isto é, o pH no qual uma água com dada concentração de cálcio e alcalidade está em equilíbrio com carbonato de cálcio é dado pela seguinte expressão:

$$pHs = (pK_2 - pK_S) + pCa + pAlc \qquad \text{(Eq. 1.10)}$$

Onde, K2 e Ks representam, respectivamente, a segunda constante de dissociação e o produto de solubilidade do CaCO3 (carbonato de cálcio), pCa e pAlk são os logaritmos negativos da concentração de cálcio (em mol/l) e da alcalinidade total.

Os valores de pHs podem ser obtidos graficamente conforme mostra a figura 1.60.

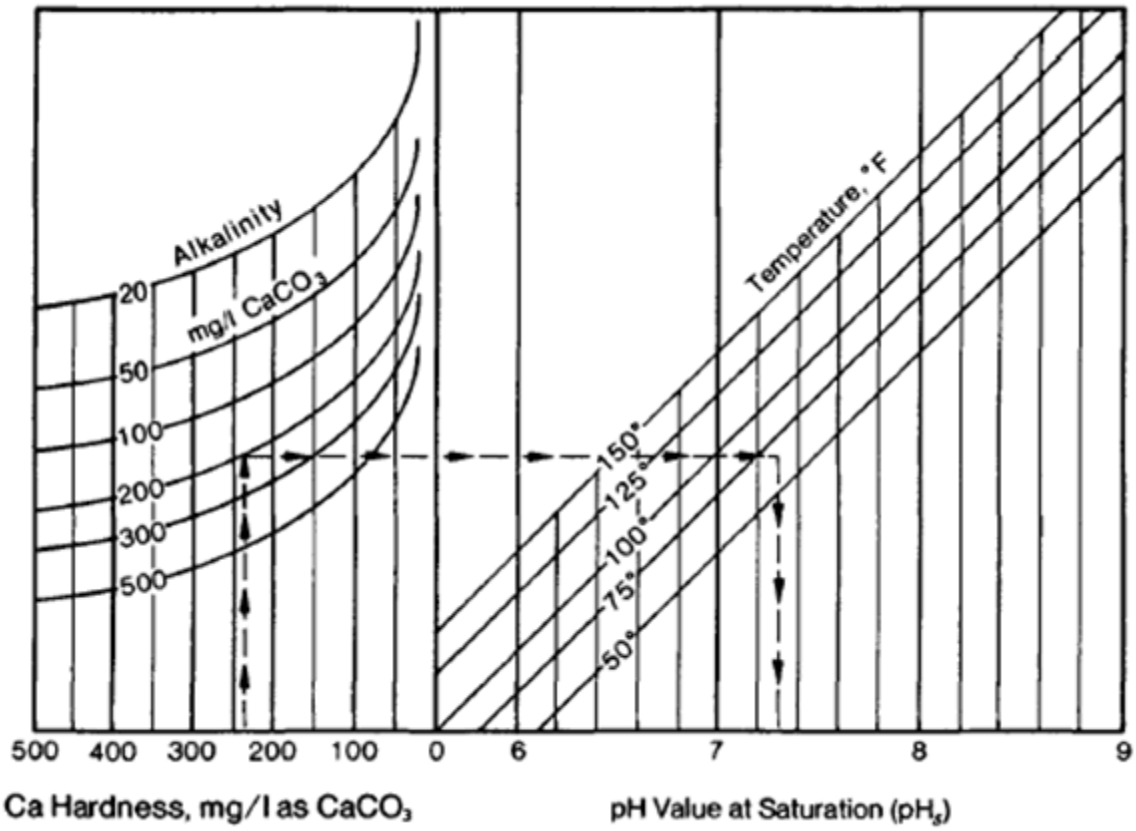


Figura 1.60 – Diagrama mostrando os passos para obtenção do valor de pHs. No exemplo: Dureza cálcio = 240 mg/l; Alcalinidade total = 200 ppm; Temperatura = 70ºF; pH de Saturação (pHs) = 7,3 (Trovati apud kemmer, f.n., 1988).

O significado físico do índice de Langelier indica que valores positivos revelam tendência de deposição (precipitação) e valores negativos mostram tendência de dissolução de carbonato de cálcio. Este índice é apenas qualitativo, ou seja, é apenas uma indicação da tendência e da força motriz do processo e não um método de quantificar esta tendência (corrosivo ou incrustante).

1.5 – Tipos Convencionais de Material de Enchimento para Torres de Resfriamento

Existem muitas formas construtivas para se colocar eficientemente o ar em contato com a água. Para isto, utiliza-se em torres de resfriamento enchimentos para darem à água uma maior superfície de contato com o ar, a fim de se ter uma máxima troca de calor. Estes enchimentos podem ter as mais variadas formas e materiais sendo classificados em enchimentos laminares e enchimentos de respingo. A figura 1.61 mostra esta classificação.

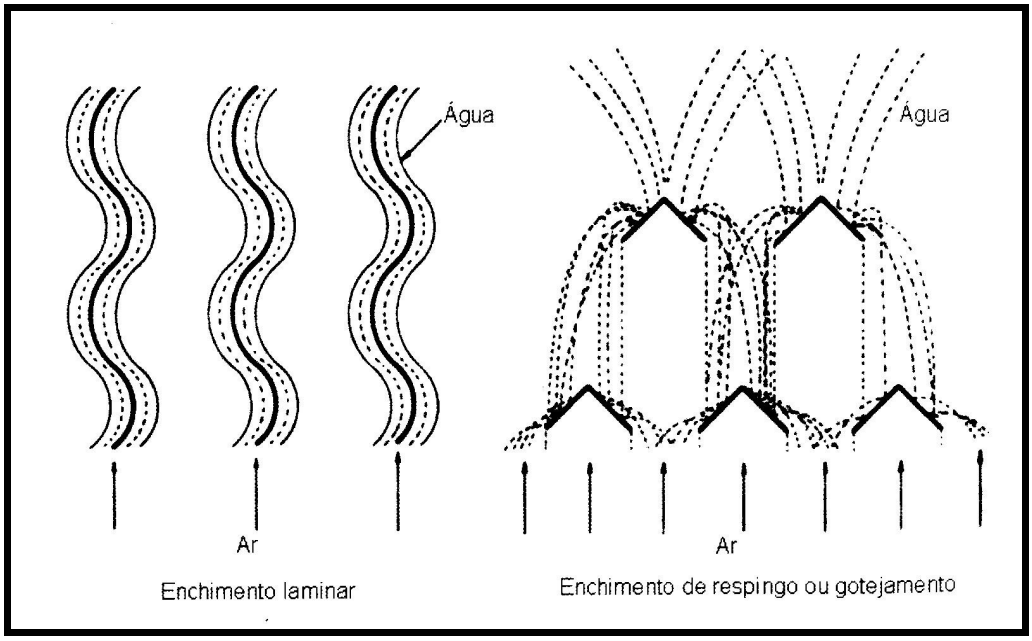


Figura 1.61 – Sistemas de distribuição de água (Pirani & Venturini, 2004).

O enchimento nas torres tem a missão de acelerar a dissipação de calor. Isto é conseguido aumentando-se o tempo de contato entre a água e o ar, favorecendo a presença de uma ampla superfície úmida mediante a criação de gotas ou películas finas. O enchimento deve ser de um material de baixo custo e de fácil instalação. Deve oferecer pouca resistência à passagem de ar, proporcionar e manter uma distribuição uniforme de água e de ar durante todo o tempo de vida da torre. Também é importante que o material apresente uma boa resistência à deterioração.

Os diferentes tipos de enchimento podem ser classificados dentro das seguintes categorias:

- De gotejamento ou respingo;
- De película ou laminar;
- Misto.

Enchimentos de gotejamento ou de respingo são enchimentos formados por um arranjo de barras horizontais dispostas ao longo da torre com o intuito de atomizar a água que cai na torre. Com esta atomização, a água é transformada em pequenas gotículas as quais facilitam o processo de transferência de calor e massa requeridos. Devido a sua disposição estes enchimentos ocupam mais espaço na torre do que enchimentos de película. Para o bom desempenho deste tipo de enchimento é imprescindível um correto nivelamento do mesmo, para evitar que escorra água quente para dentro da bacia de água fria. O material mais utilizado neste tipo de enchimento é a madeira que tem uma vida média de 20 anos. A madeira está entrando em desuso em substituição a enchimentos de respingos feitos de material plástico como o polipropileno, PVC, polietileno etc., que têm uma relação peso/volume de área ocupada bem menor do que a madeira.A figura 1.62 mostra o esquema deste enchimento e a figura 1.63 mostra um enchimento de respingo da ALPINA.

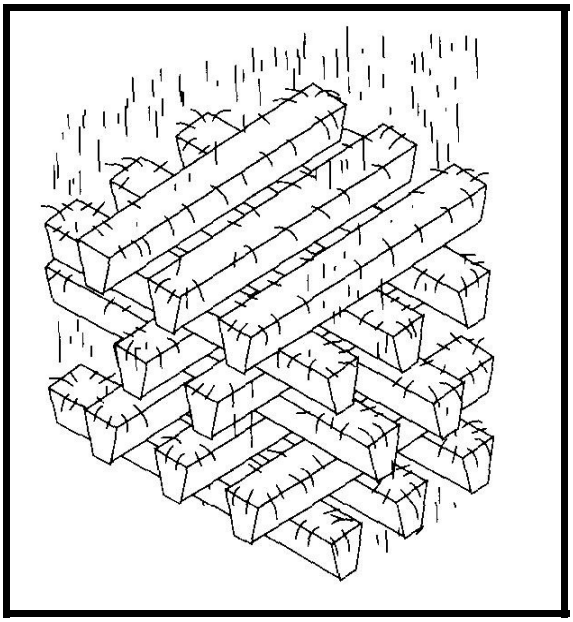


Figura 1.62 – Enchimento de respingo (Pirani & Venturini, 2004).

Principais Características de enchimento de respingo da ALPINA.

- Barras robustas de respingo, estruturadas em perfil triangular de PVC auto-extinguível, lisas e " stream-lined";
- Fluxo do ar com o mínimo de turbulência;
- Boa troca térmica, com baixa perda de pressão estática;
- Efeito de autolavagem, através do alinhamento vertical / paralelo das barras;
- Estrutura de poliéster auto-extinguível, com fibra de vidro em malha losangular, apóiam cada barra em seus flancos inclinados;
- Máxima resistência à aglutinação de biolimo e sólidos em suspensão, para águas industriais "pesadas".

Figura 1.63 – Enchimento de respingo (ALPINA, 2006).

Os enchimentos de película ou laminar têm um desempenho melhor do que os enchimentos de respingo por se basearem na distribuição de água através de uma película de

água que escoa ao longo da grande área do enchimento. Estes tipos de enchimento reduzem os efeitos das perdas de água por arraste (*drift*), devido à ausência de respingos, além de ter sua altura dentro da torre menor do que os enchimentos de respingos, o que possibilita menores alturas de recalque, implicando numa economia substancial de energia. Estes enchimentos têm o inconveniente de serem sensíveis à variação da distribuição de água, onde qualquer variação faz com que a água escorra direto para a bacia de água fria sem formar a película. Um outro problema é a facilidade de formação de sujeira e biolimo, fazendo com que se tenha precocemente uma perda de desempenho. O material mais utilizado na atualidade para este tipo de enchimento é sem dúvida o material plástico, como o polipropileno, o PVC, o polietileno etc. Contudo podem-se encontrar aplicações do fibrocimento em torres de tiragem natural, tendo como inconveniente o alto peso por unidade de volume ocupada. Da figura 1.64 a 1.66 são mostrados os principais enchimentos de película da ALPINA e suas principais características.

Principais Características de enchimento de grades trapezoidais da ALPINA.

- Grades trapezoidais de polipropileno, com canais verticais para uso em "águas problemáticas", essencialmente industriais;
- Alta resistência mecânica e química;
- Elasticidade para lavagem e manuseio;
- Elevada capacidade de troca térmica;
- Alta resistência a temperaturas contínuas, de até 75ºC;
- A configuração em malha losangular, com posicionamento vertical, suporta incrustações substanciais e ainda o peso de um homem em serviço de manutenção;
- As ondulações verticais, de baixa perda de pressão estática, permitem a lavagem dos blocos com sonda de água pressurizada.

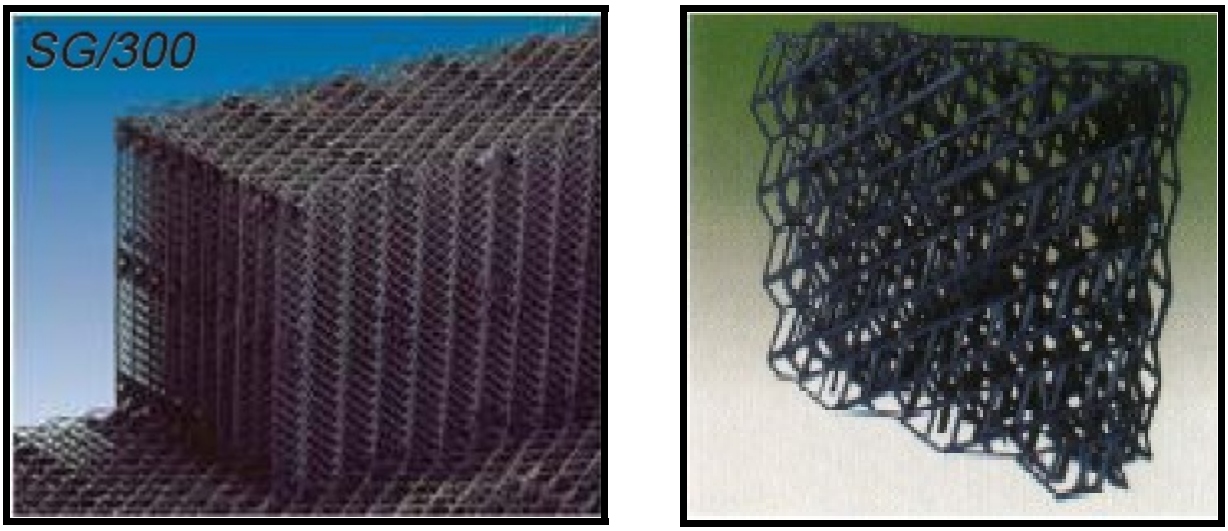


Figura ***1.64 – Enchimento de grades trapezoidais da ALPINA (esquerda) e da CARAVELA (direita), (ALPINA, 2006 e CARAVELA, 2006).***

Principais Características de enchimento de corrugação vertical off-set da ALPINA

- Filmes de corrugação vertical off-set;
- Limite de temperatura de 55ºC (padrão) ou 70ºC)(opcional) - PVC auto-extinguível;
- Lavável com jato d´água pressurizado;
- Montagem dos blocos por fusão eletrotérmica;
- Melhor relação custo-benefício;
- Para águas com elevado teor de sólidos não-incrustantes, porém deslizantes;
- Alta resistência à formação de bloqueio por biolimo;
- Exige, entretanto, controle do índice de Langelier.

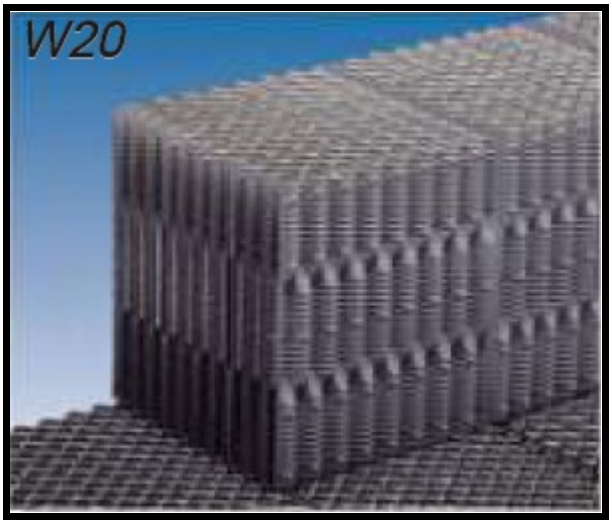


Figura 1.65 – Enchimento de corrugação vertical off-set da ALPINA (ALPINA, 2006).

Principais Características de enchimento de corrugação vertical *off-set* da ALPINA

- Filme de corrugação cruzada;
- Limite de temperatura Standard de 55ºC (standard) ou 70º (opcional);
- PVC auto-extinguível (de 0,25mm de espessura, após vácuoformação);
- Blocos montados na fábrica, através de solda química;
- Somente para águas límpidas.

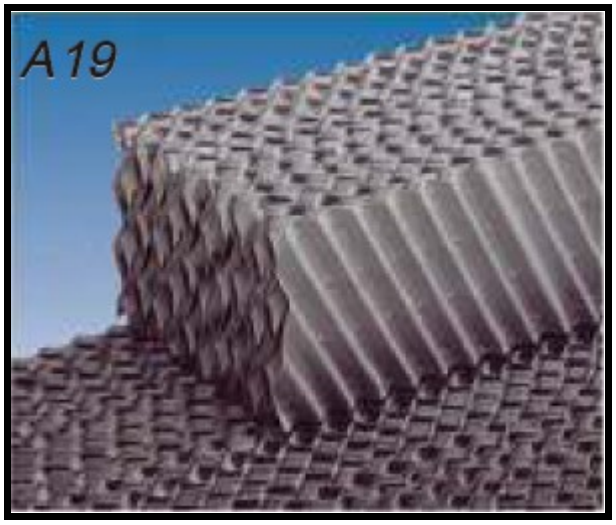


Figura 1.66 – Enchimento de corrugação cruzada da ALPINA (ALPINA, 2006).

Os enchimentos mistos usam tanto o princípio do gotejamento quanto da película laminar, com isso melhorando o efeito do enchimento mais do que o do enchimento por gotejamento.

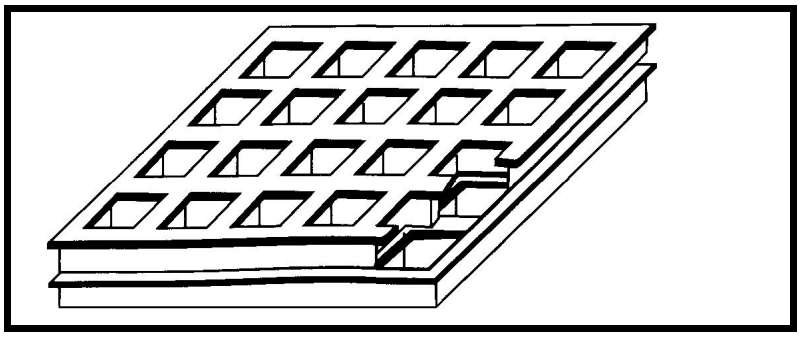


Figura 1.67 – Enchimento tipo misto (Pirani , 2004).

A capacidade específica de troca térmica de um enchimento de torre de resfriamento de água, depende dos seguintes fatores, Wieser (2006):

- Área de troca por unidade de volume;
- Fluxos, laminar ou turbulento, de gás e líquido(ar/água);
- Intensidade do contato;
- Fator a perda de pressão estática do ar na passagem;
- Capacidade de distribuir uniformemente água e ar.

Com isto a escolha do tipo de enchimento utilizado para uma determinada torre está atrelada ao tipo de água que circulará na torre. Pois quanto maior a capacidade térmica de troca do enchimento, maior a sua tendência à obstrução, seja por resíduo sólido arenoso ou fibroso, seja por aglutinantes. Portanto deve-se ter em mente em qual tipo de indústria ou aplicação a torre vai ser instalada, pois em alguns casos, a torre pode funcionar até mesmo sem enchimento, como é o caso de fábricas de margarina e óleos, devido ao ambiente engordurado, Wieser (2006).

2.0 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1- Estudos com Enfoque Experimental

Muitos trabalhos têm se dedicado ao estudo do desempenho de torres de resfriamento, mais precisamente ao estudo do equipamento como um todo. Naphon (2005) procedeu a um estudo experimental sobre torres de resfriamento para análise de resultados experimentais e teóricos. Neste estudo foi desenvolvida uma torre de tiragem forçada para testes experimentais, dotada de 4 termopares tipo K, um *by pass*, um aquecedor de água ligado a um controlador de temperatura, um enchimento de plástico em forma de pratos de 48 cm de altura, subdividido em oito camadas. Mediu-se também a perda de carga através da torre. A figura 2.1 mostra o esquema do experimento de Naphon. Foi feita uma análise numérica baseada no balanço energético e no balanço de massa, utilizando-se um método iterativo para resolução dos cálculos. Chegou-se à conclusão que a vazão de ar influenciava na temperatura do ar de saída e na temperatura de saída da água na torre. Neste trabalho é também mostrado o aumento da perda de carga com o aumento da vazão de ar.

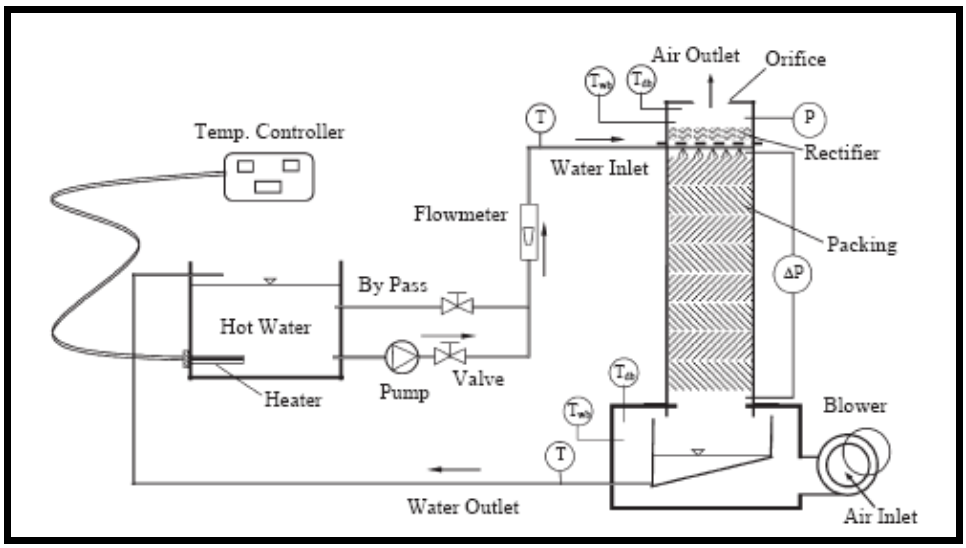


Figura 2.1 – Diagrama esquemático da torre experimental (Naphon, 2005).

Uma outra forma de estudos experimentais é feita com o intuito de obter correlações empíricas. Nessa linha de estudo tem-se o trabalho de Facão & Oliveira (2004), que fizeram estudos experimentais em uma pequena torre de contato indireto (10kW) nas condições de temperatura de entrada de água de 21°C com fluxo mássico de 0.8kg/s e temperatura de bulbo úmido de 16°C . A torre tem seção de 0.6x1.2m e altura de 1.55m. Coeficientes de transmissão de calor e massa são determinados experimentalmente em função do fluxo de ar. Estas correlações podem ser usadas para a predição de características e desempenho em torres de pequeno porte.

Kloppers & Kröger (2003), analisaram correlações empíricas para o coeficiente de perda de arrasto (perda de carga) através do enchimento da torre. Os testes foram feitos numa bancada experimental e foram analisados três tipos diferentes de enchimento os quais são: “Splash”, feito de 15 camadas espaçadas de 200mm, com uma altura total de 3m; “Trickle” com 22 camadas de 90mm de espaçamento com cilindros intercalados em cada camada num total de 1.98m de altura e o “Cross-corrugated” (cruzado), com 4 camadas de 300mm de altura em forma de paralelepípedo com altura total de 1,2m. A figura 2.2 mostra os tipos de enchimentos utilizados no experimento.

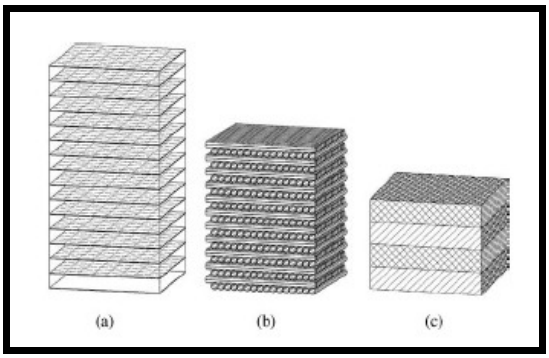


Figura 2.2 – Tipos de enchimentos testados: a) Splash, b) Trickle e c) Film corrugated (Kloppers & Kröger, 2005).

O cálculo destas correlações tem uma grande importância em projetos de torres de resfriamento, onde pode ser prevista a perda de carga ao longo do enchimento e prever as potências necessárias para os ventiladores. Os resultados experimentais são confrontados com os resultados das relações empíricas para cada enchimento. As curvas foram traçadas para três vazões de água diferentes, variando-se a vazão de ar. As figuras 2.3, 2.4 e 2.5 mostram os resultados:

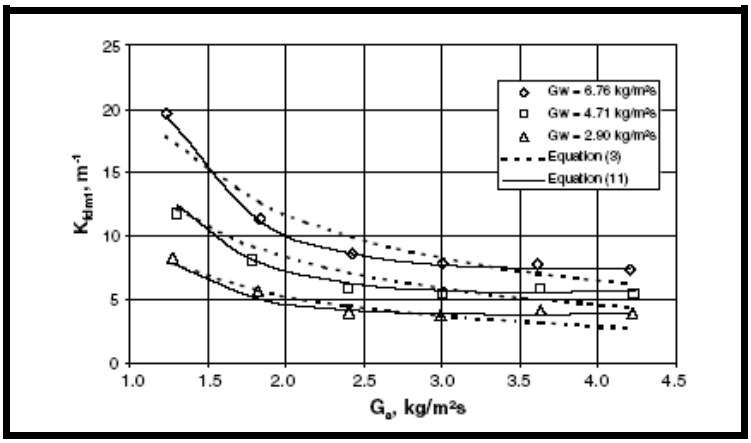


Figura 2.3 – Comparação dos dados experimentais e as equações empíricas para o enchimento "Splash" (Kloppers & Kröger, 2005).

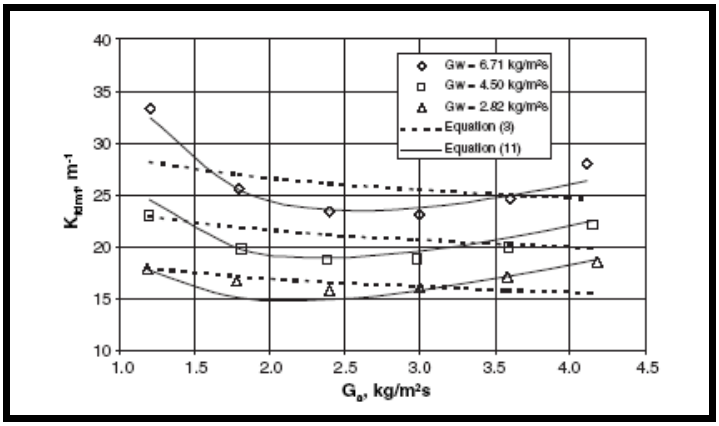


Figura 2.4 – Comparação dos dados experimentais e as equações empíricas para o enchimento "Trickle" (Kloppers & Kröger, 2005).

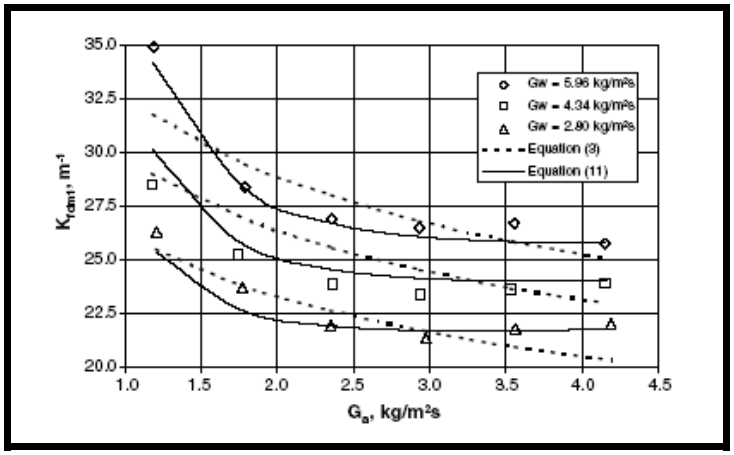


Figura 2.5 – Comparação dos dados experimentais e as equações empíricas para o enchimento "Splash" (Kloppers & Kröger, 2005).

Elsarrag (2006), testou tijolos cozidos de barro em 12 camadas com 18 tijolos cada uma de dimensão 235x120x64 mm com fração de vazio de 0.4 como enchimento em uma torre de resfriamento de tiragem mecânica induzida de fluxo em contra corrente para estudar o comportamento da deterioração de materiais cerâmicos e testar correlações para predição do coeficiente de transferência de massa. Estas correlações obtiveram um erro máximo de ±10%.

Estudos têm sido realizados com o intuito de estudar o comportamento de materiais alternativos para aplicações de resfriamento evaporativo, os quais podem também ser aplicados para torres de resfriamento. Barros (2005), criou uma bancada em forma de túnel para testar fibras naturais em resfriamento evaporativo e comparou o rendimento com uma superfície comercial. Al-Sulaiman (2002), fez um estudo experimental com três tipos de fibras naturais (Juta, Luffa e Palma) da Arábia comparando seus desempenho com um enchimento comercial . O critério de performance inclue eficiência de resfriamento, performance do material e eficiência de degradação.

Os resultados do estudo mostram eficiência de 62,1% para a Juta, 55,1% para a Luffa, 49,5% para o comercial e 38,9% para a palma. O percentual de deposição foi de 4,65 g para a Juta, 18,42 g para a Palma, 24,44 g para a Luffa e 38,07 g para o comercial.

Estudo similar foi procedido por Araújo (2006), onde foram estudadas fibras locais da região Nordeste do Brasil. Foi construído um túnel para simulação do desempenho de cada fibra estudada, a saber, bucha vegetal (Luffa Cylindrica), sisal (Agave Sisalana Perrine, Amarilidaceae) e fibra de coco (Cocos Nucifera Linnaeus), as quais foram comparadas com o enchimento comercial *CELDECK*. Os resultados mostraram que o enchimento comercial teve uma efetividade de 65,9%, a Fibra de Coco 52,24%, o Sisal 44,93% e a Luffa 44,72%.

2.2 – Estudos com Enfoque Numérico

Muitos estudos numéricos enfocam a performance de uma torre em várias situações de operação e condições atmosféricas. Exemplo deste tipo de estudo foi feito por Facão (2004), que procedeu ao estudo das condições operacionais de uma torre de contato indireto. Neste estudo foram calculadas correlações para a transferência de calor e massa na torre de contato indireto. Três casos foram estudados numericamente utilizando as correlações obtidas. Kairouani et al, (2004) desenvolveram um modelo matemático baseado nos principais modos de transferência de calor e massa para estudo da predição da performance de torres de tiragem mecânica de fluxo cruzado. Este modelo é usado para simular a performance de torres reais instaladas na Tunísia em

termos de condições metereológicas, as quais resfriam água de 65°C para 34°C num total de 900 kg/s de vazão mássica de água e 1840 kg/s de vazão mássica de ar.

Estudos nesta mesma linha foram realizados por Fisenko & Petruchik (2005), que formularam um modelo matemático para simulação de uma torre de resfriamento de tiragem mecânica forçada de contra fluxo, variando-se as condições externas. Em sua análise foi utilizado o coeficiente de performance térmica (o qual também é usado neste trabalho) para verificar o efeito da razão de vazões têm sobre a torre. O mesmo mostra que a eficiência térmica do enchimento é não-linear e decresce monotonicamente com a razão de vazão. Outra análise feita neste estudo é a relação da umidade relativa do ar com a velocidade do mesmo e sua temperatura de entrada na torre. Estas análises são importantes no projeto de torres para um melhor aproveitamento energético.

Fisenko et al (2004), desenvolveram um modelo matemático para torres de resfriamento de tiragem mecânica, que representa um problema de valor inicial para um sistema de equações diferenciais ordinárias, decrevendo as mudanças na velocidade das gotas, seu raio e temperatura, bem como as mudanças na temperatura e na densidade do vapor de água na mistura com o ar na torre de resfriamento. Neste estudo eles analisam o efeito da altura da torre sobre o resfriamento com a simulação e dados experimentais. Os efeitos do tamanho da gota são analisados, chegando-se à conclusão de que o raio da gota praticamente determina a eficiência térmica. Foram analisadas a eficiência, a razão de vazão e a umidade relativa em função do tamanho da gota.

Bilal & Zubair (2006), fizeram uma modelagem separada de três zonas em uma torre: zona de *spray*, zona de enchimento e zona de gotas, como mostra a figura 2.6. Esta modelagem foi resolvida simultaneamente no EES (Engineering Equation Solver) e validada através de dados experimentais obtidos na literatura. Os resultados obtidos mostram que esta análise por zonas pode ser incluídas em estudos mais confiáveis de torres de resfriamento de médio e grande porte.

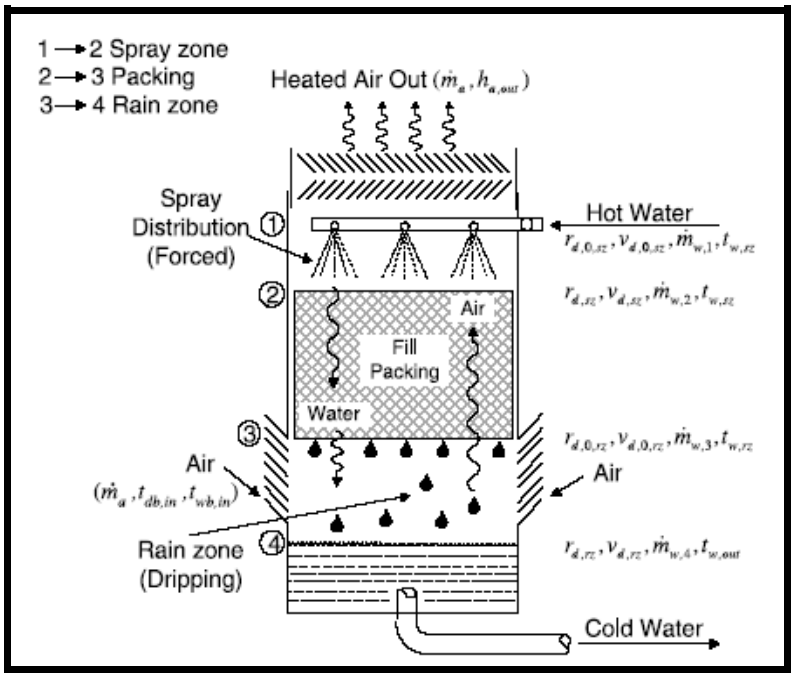


Figura 2.6 – Esquema da torre para o estudo por zonas Bilal & Zubair (2006).

Kranc (2006), fez uma análise numérica para otimizar a distribuição de água através de bicos injetores e sua influência na performance da torre. Neste estudo é mostrado que a distribuição radial traz uma melhor performance térmica.

Existe uma infinidade de modelos matemáticos para análise de torres de resfriamento. Entretanto, Kloppers & Kroger (2005), fizeram um estudo comparativo entre três métodos, a

saber: Método de Merkel, que foi desenvolvido nos anos 20 e faz algumas simplificações para tornar os cálculos mais fáceis para serem calculados manualmente; nestas simplificações, o fator de Lewis é igual a 1, o que aparentemente tem uma pequena influência, mas afeta os resultados para baixas temperaturas, a segunda é que o ar ao redor da torre é saturado com vapor d'água e é caracterizado somente pela entalpia. Para temperaturas acima de 20°C não tem grandes efeitos, o que se torna importante para baixas temperaturas. A última simplificação é a redução do nível da água pela evaporação, que é ignorada e traz grandes influências para ambientes com temperaturas elevadas.

O Método de Poppe foi desenvolvido na década de 70 e não faz as simplificações do método de Merkel. O método da efetividade-NTU é mais um método que faz uso do fator de Lewis igual a 1 e despreza as perdas por evaporação. Os resultados obtidos mostram que o método de Poppe dá mais precisão aos cálculos do que o método de Merkel conforme mostra a figura 2.7, o método da efetividade-NTU e de Merkel geram aproximadamente os mesmos resultados, já que fazem praticamente as mesmas simplificações.

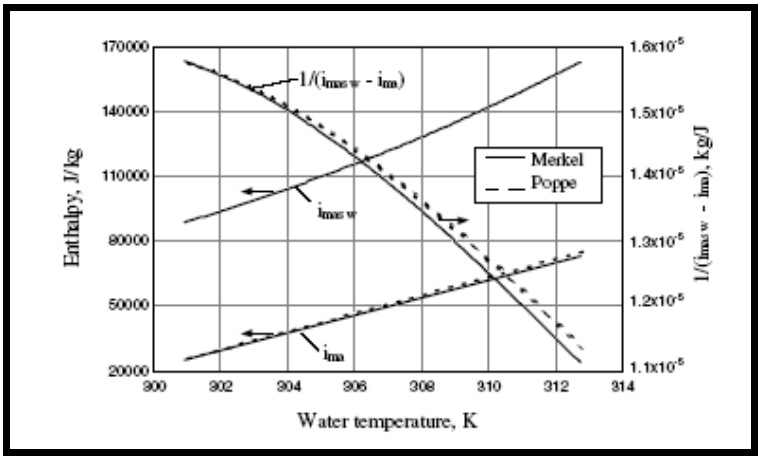


Figura 2.7 – Diagrama de entalpia do método de Poppe e Merkel (Kloppers & Kroger, 2005).

Kloppers & Kroger (2005), em um outro artigo, fazem uma análise da influência do fator de Lewis na predição de torres de resfriamento. Neste estudo compara-se o calor rejeitado em função da umidade para três números diferentes do fator de Lewis e o cálculo do mesmo pela correlação de Bosnjakovic. A água de saída, as perdas por evaporação e a temperatura da torre também foram analisadas em termos do fator de Lewis. Conclui-se que a escolha do Fator de Lewis influencia principalmente na análise do enchimento, o qual influencia na performance da torre.

3.0- PSICROMETRIA

3.1 – Equações Governantes

Na análise e no estudo de torres de resfriamento os conhecimentos sobre resfriamento evaporativo são de grande importância. Entende-se por resfriamento evaporativo a interação de átomos e moléculas no estado líquido que recebem calor para passar para o estado vapor. Ao passar para esse estado a substância tende a absorver calor do meio em que se encontra, com isto têm-se o resfriamento do meio. O resfriamento evaporativo já era bastante usado pelos Egípcios (2500 a.C.) no armazenamento de água em potes de barro, que por serem porosos, criavam uma superfície úmida onde o ar externo a uma temperatura maior passava por esta superfície e evaporava a água contida na superfície. Este tipo de armazenamento de água é, ainda hoje, muito utilizado em comunidades rurais do interior do Brasil.

Para se entender o resfriamento evaporativo e seus mecanismos é necessário o estudo detalhado do ar, que não é somente composto por 78% de Nitrogênio, 21% de Oxigênio e 1% de outros gases aproximadamente e sim, na verdade, uma mistura destes componentes com vapor d' água. A ciência que estuda os mecanismos da mistura do ar e do vapor d'água é a Psicrometria. Uma outra definição de Psicrometria é dada por Martinelli (2002), como o ramo da física relacionado com a medida ou a determinação das condições do ar atmosférico, particularmente com respeito à mistura de ar seco - vapor d'água. A Psicrometria está fundamentada no modelo, de Dalton, que diz "a pressão total de uma mistura de gases é igual a soma das pressões parciais de cada componente na mesma temperatura da mistura". Desta forma considerando a hipótese que o ar e vapord'água se comportam como gases perfeitos, podemos escrever para o ar úmido:

$$P_{atm} = P_a + P_v \tag{3.1}$$

Passamos agora para a definição das propriedades termodinâmicas da mistura ar-vapor d'água:

- ***Temperatura de bulbo seco*** **(TBS):** temperatura do ar medida com um termômetro comum. Esta temperatura é medida sem exposição à radiação e é comumente chamada simplesmente de temperatura do ar.

- ***Temperatura de bulbo úmido (TBU):*** temperatura medida a partir de um termômetro de bulbo úmido, que consiste de um termômetro comum envolto por gaze ou algodão úmido. O ar que passa por este termômetro normalmente deve ter uma velocidade de no mínimo 1,5m/s, entra em contato com a superfície úmida fazendo com que haja ao mesmo tempo transferência de calor e massa por meio do resfriamento evaporativo. Com isto a temperatura medida pelo termômetro cai até entrar em equilíbrio térmico com o meio, neste ponto tem-se a temperatura de bulbo úmido. Esta temperatura pode ser no máximo igual à temperatura de bulbo seco, indicando o estado de saturação do ar, ou menor, indicando que quanto maior for esta diferença, menos úmido é o ar.

- ***Umidade relativa*** **(%):** é a relação entre a fração molar do vapor d'água no ar e a fração molar do vapor d'água numa mistura saturada à mesma temperatura e pressão. Em outras palavras significa dizer que é a razão da quantidade de vapor que o ar contém e a quantidade de vapor máxima que ele pode conter na mesma temperatura e pressão. Pelo

modelo de Dalton, o vapor contido no ar é considerado gás perfeito e por isto a umidade relativa pode ser expressa em termos de pressão conforme a expressão abaixo (Eq. 3.2):

$$\phi = \frac{p_v}{p_g} \tag{3.2}$$

Onde , Pv é a pressão parcial do vapor de água e Pg é a pressão de saturação do vapor, à mesma temperatura.

O diagrama T-s da figura abaixo mostra a relação entre estas pressões:

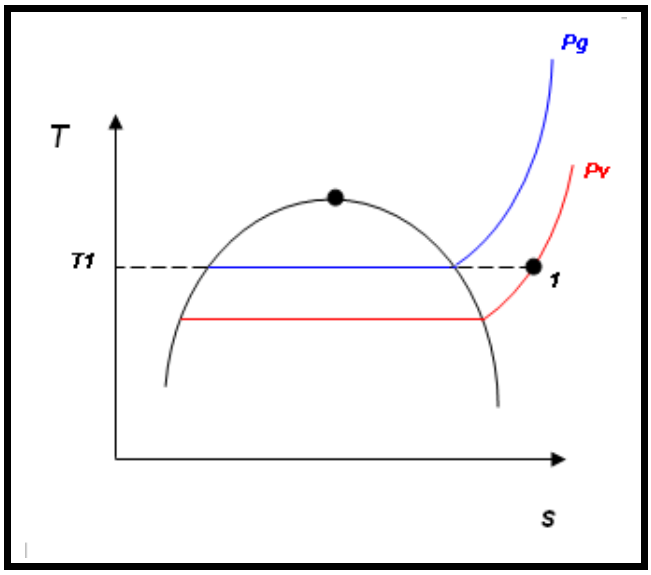


Figura 3.1 – Diagrama T – s para mostrar a definição de umidade relativa.

- ***Razão de Umidade*:** é definida como a razão entre a massa de vapor d'água (mv) e a massa de ar seco(ma), ou seja, é a massa de água contida em 1 kg de ar seco, calculada da seguinte forma (Eq. 3.3):

$$w = \frac{m_v}{m_a} \tag{3.3}$$

Pela lei dos gases perfeitos:

$$w = \frac{p_v V / R_v T}{p_a V / R_a T} = \frac{p_v / R_v}{(p_t - p_v) / R_a}$$

Substituindo as constantes do ar e do vapor tem-se:

$$w = \frac{287}{461{,}5} \frac{p_v}{p_t - p_v} \qquad \boxed{w = 0.622 \frac{p_v}{p_t - p_v}}$$

Onde , Pt é a pressão pressão atmosférica=Pa+Pv, Pa é a pressão parcial do ar seco, Ra é a constante de gás do ar seco = 287 J/kgK, Rv é a constante do gás do vapor = 461,5 J/KgK , T é a temperatura absoluta da mistura e V é o volume da mistura.

Com esta fórmula é possível calcular a umidade absoluta em termos da pressão de vapor e da pressão atmosférica.

- ***Temperatura de ponto de orvalho*:** é a temperatura onde o vapor d'água contido no ar começa a condensar a pressão constante. A figura 3.2 mostra esta definição:

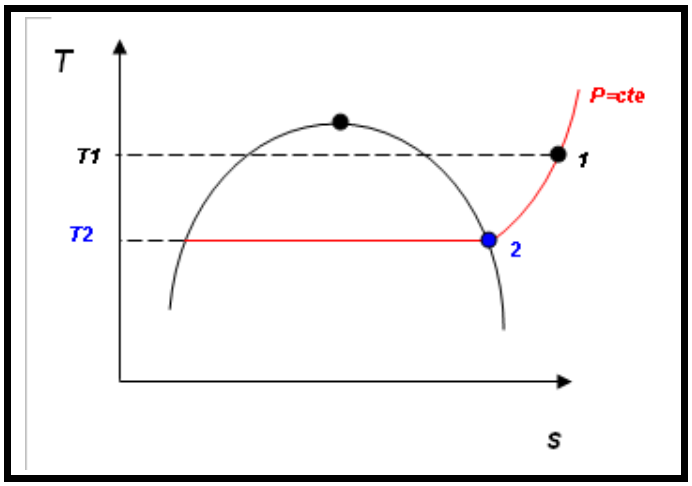


Figura 3.2 – Diagrama T – s para mostrar a definição de ponto de orvalho.

Imagine um resfriamento a pressão constante de uma mistura de ar-vapor d'água situada no ponto 1 do diagrama T-s da figura 3.3. Pode-se baixar a temperatura sem que haja condensação de vapor até chegar ao ponto 2, que é a linha de saturação do vapor, este ponto 2 corresponde a uma temperatura T2, que é a temperatura do ponto de orvalho.

- ***Entalpia:*** é a soma das entalpias do ar seco e do vapor d'água . Pode ser calculada da seguinte forma:

$$H_{mist} = H_{ar} + H_v$$

Colocando-se em termos da entalpia específica tem-se:

$$m_{ar} h_{mist} = m_{ar} h_{ar} + m_v h_v$$

Como a entalpia da mistura é expressa por kg de ar seco, dividindo pela massa de ar temos:

$$h_{mist} = h_{ar} + \frac{m_v}{m_{ar}} h_v \qquad (3.4)$$

Como umidade absoluta é a razão entre as massas de vapor e do ar e que a entalpia de um gás perfeito pode ser expressa por $dh = c_p dT$ temos:

$$h_{mist} = c_{p\,ar} T_{BS} + w h_v \qquad \text{kJ/kg de ar seco} \qquad (3.5)$$

Onde: Cp é o calor específico à pressão constante do ar seco = 1,0kJ/KgK , T_{BS} é a temperatura da mistura ,ºC e hv é entalpia do vapor saturado à temperatura da mistura.

- ***Volume Específico:*** o volume específico é definido como o volume da mistura de ar seco e do vapor d'água por quilo de ar seco. A equação dos gases perfeitos também se aplica para esta propriedade sendo calculada conforme segue:

$$v = \frac{R_a T}{p_a} = \frac{R_a T}{p_t - p_v} \qquad \text{m}^3\text{/kg de ar seco}$$

3.2 – Carta psicrométrica

Como toda substância estudada pela termodinâmica tem suas propriedades expressas em tabelas ou em diagramas (T-s, P-v, P-h, s-h), a mistura ar seco e vapor d'água também é expressa por um diagrama, que é chamado de diagrama psicrométrico ou carta psicrométrica. Este diagrama expressa de forma gráfica as propriedades vistas anteriormente. Existem várias forma de se expressar um diagrama psicrométrico, mas o mais utilizado é sem dúvida o diagrama de Carrier, que tem a umidade absoluta como ordenada e a temperatura de bulbo seco como coordenada no eixo de abscissa. A figura 3.4 mostra um modelo de carta psicrométrica calculada por software.

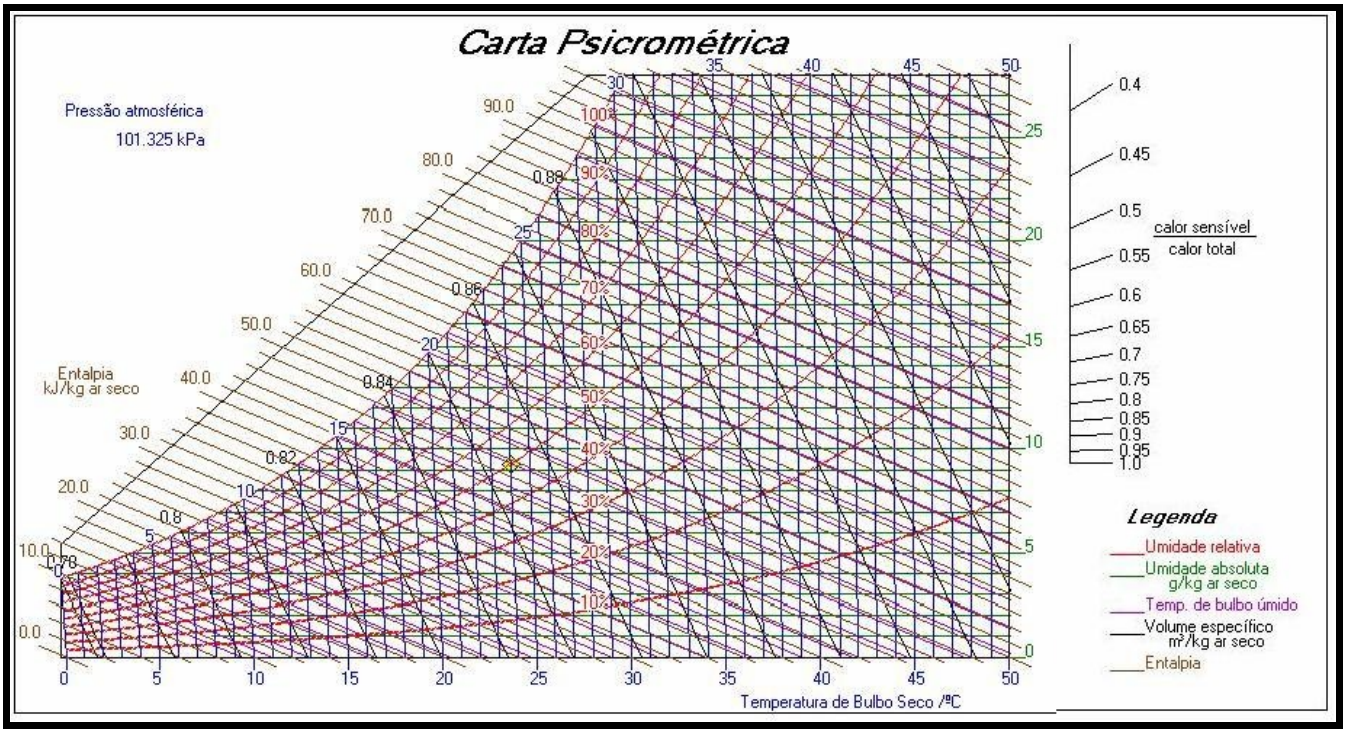


Figura 3.4 – Carta Psicrométrica.

A figura 3.5, mostra como é composta a carta psicrométrica:

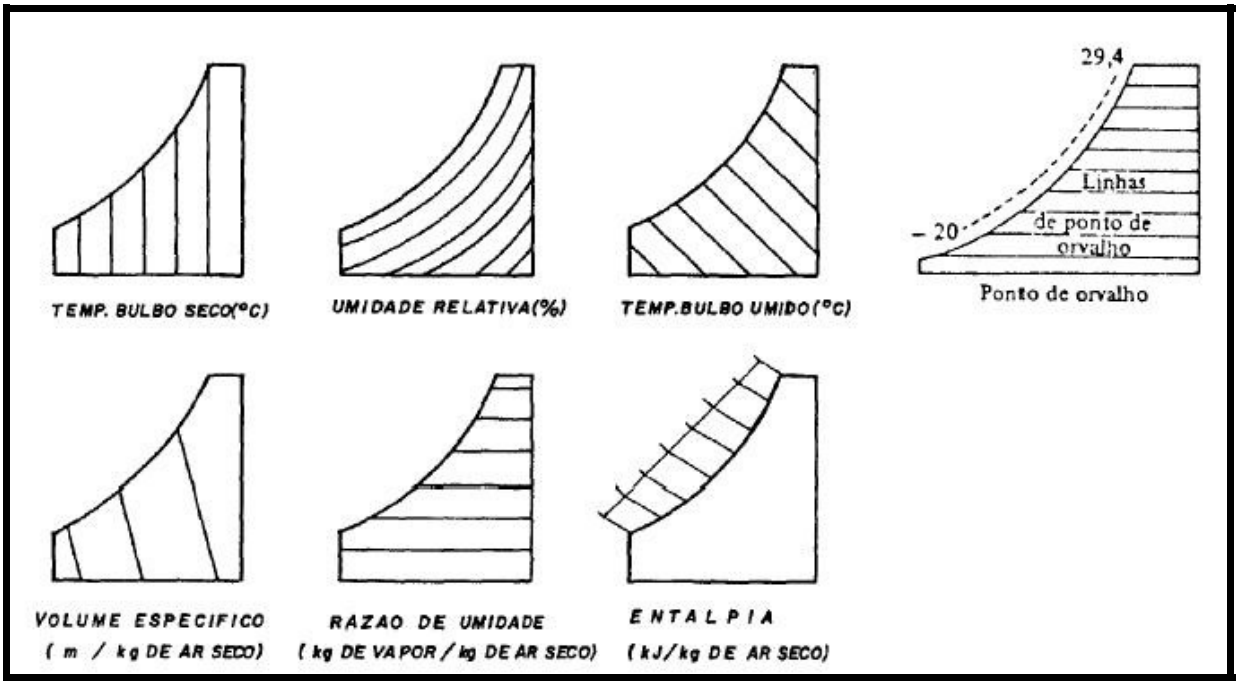


Figura 3.5 – Componentes da carta psicrométrica.

De posse da carta, pode-se obter qualquer propriedade termodinâmica da mistura ar seco e vapor d'água conforme segue:

1) Dados TBS e TBU obtém-se UR
2) Dados TBS e UR obtém-se TBU
3) Dados TBU e UR obtém-se TBS
4) Dados TBS e TBU obtém-se TPO
5) Dados TBU e UR obtém-se TPO
6) Dados TBS e UR obtém-se TPO
7) Dados TBS e TBU obtém-se RU (g/kg ar seco ou g/m3)

Um outro aspecto importante na carta Psicrométrica é a determinação de processos que podem ocorrer com a mistura ar seco e vapor d'água em determinados equipamentos. A figura 3.6 mostra estes processos:

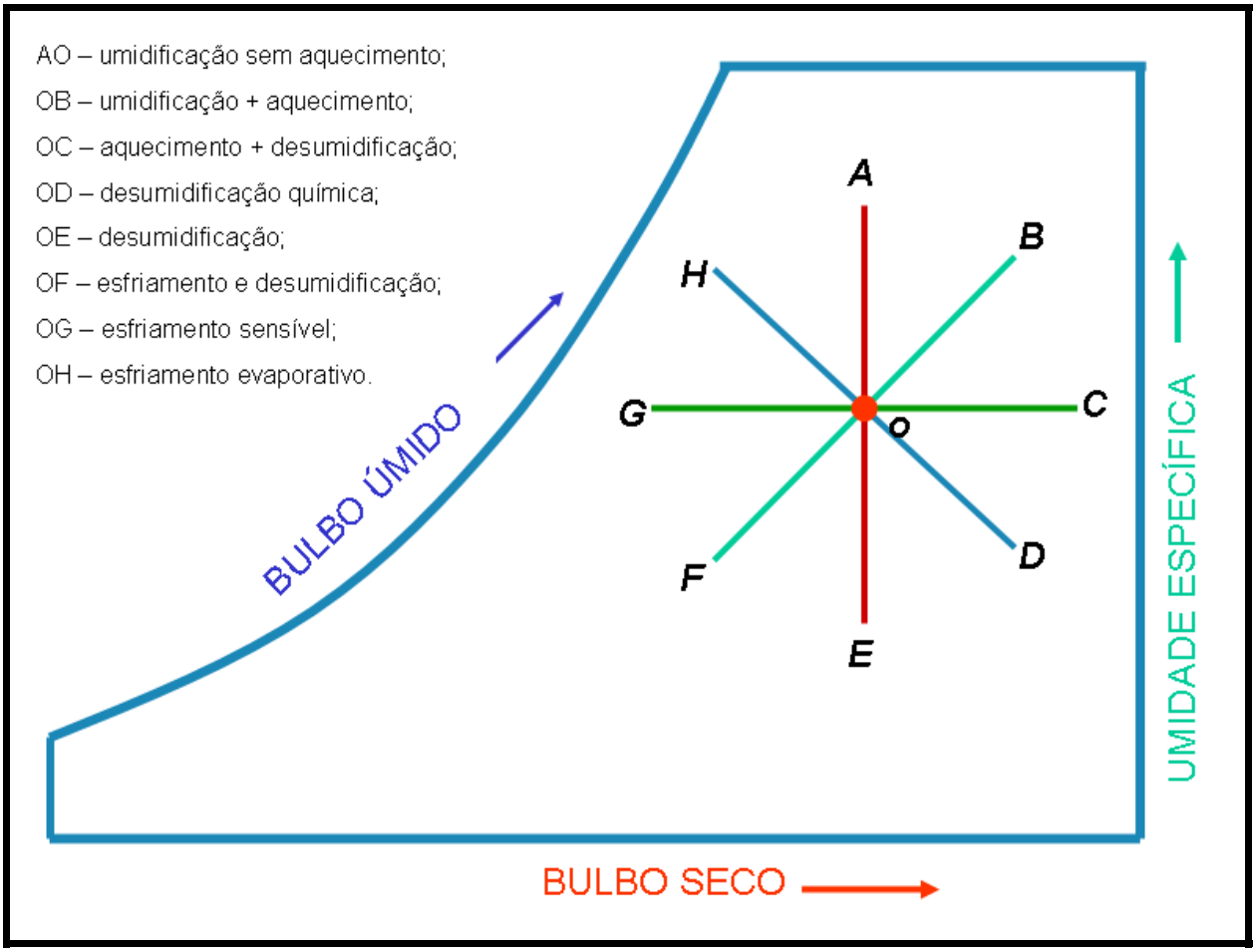


Figura 3.6 – Processos Psicrométricos.

Todos estes processos são importantes para conforto térmico, mas especificamente um deles apresenta relevante interesse para o presente trabalho: o resfriamento evaporativo. Este é mostrado na figura 3.6 pela linha OH, onde o processo ocorre por uma linha isoentálpica com a temperatura de bulbo úmido constante. Neste processo extraí-se calor sensível e calor latente e desta forma este processo é bastante utilizado em torres de resfriamento de água, onde pela evaporação de parte da água, o restante de água tem sua temperatura abaixada.

CAPÍTULO 4.0 – Protótipo da Torre de Resfriamento

4.1 – Descrição do Protótipo

O protótipo da torre de resfriamento foi baseado em uma torre de tiragem mecânica em contra corrente como mostra a figura 4.1. Abaixo segue a descrição de cada componente do protótipo:

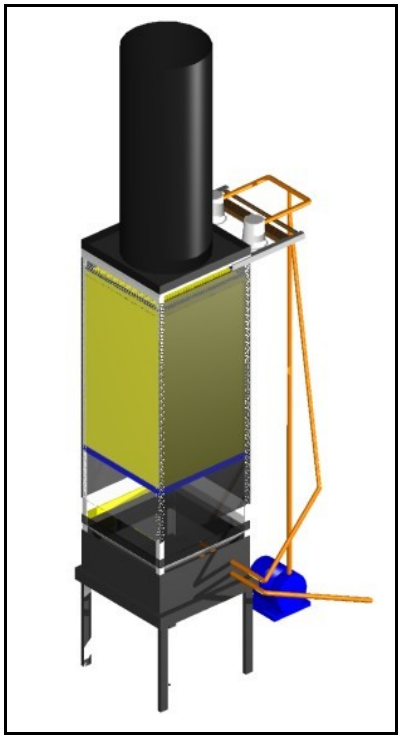


Figura 4.1 – Vista geral da torre.

(a) ***Bacia de captação de água fria:*** é instalada na parte inferior da torre e tem como objetivo recolher toda a água resfriada da torre para posterior retorno para os aquecedores. A bacia de água fria foi fabricada em chapa de latão galvanizado nas dimensões de 500x500x200 mm. A bacia tem uma abertura central inferior para a saída da água fria e uma abertura lateral para tubulação de PVC de meia polegada para a água de reposição *(make up)* na qual está instalada uma bóia de nível para controle do nível da água na bacia. A figura 4.2 mostra o esquema da bacia de água fria e a figura 4.3 mostra a tubulação de água de reposição *(make up)*.

Figura 4.2 – Bóia de controle de nível da bacia de água fria.

Figura 4.3 – Tubulação e Termopar da água de reposição (make up).

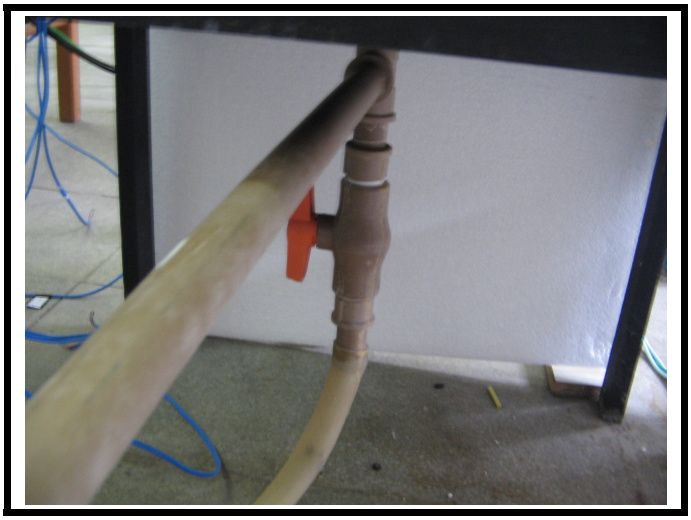


Figura 4.4 – Saída de água fria.

(b) ***Estrutura:*** A estrutura foi construída com perfis de alumínio em L de 12,75x12,75 mm (½"x ½").

(c) ***Enchimento:*** os enchimentos serão descritos na seção 4.3.

(d) ***Tubulação de água quente:*** Tubulação de 1/2" de PVC com furos de distribuição conforme mostra a figura 4.5.

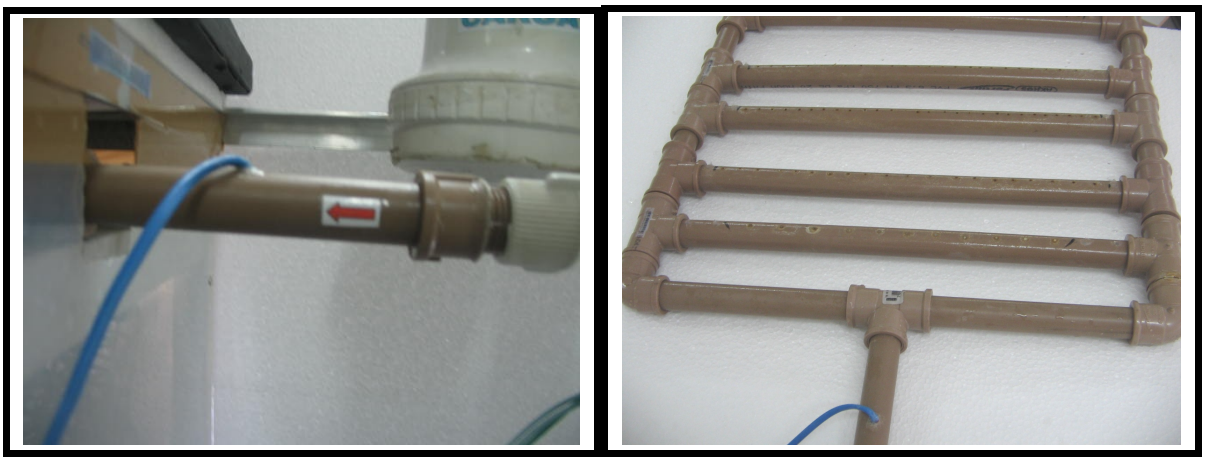


Figura 4.5 – Tubulação de água quente, tubos distribuidores com termopar para medir temperatura.

(e) ***Cilindro do Ventilador:*** Feito com chapas galvanizadas e dimensões de 45x100 cm . A altura do cilindro é importante para evitar a recirculação de ar úmido saído da exaustão da torre.

(f) ***Equipamento Mecânico:*** Ventilador Ventisol de 400 mm (220V) com controle de velocidade e blindagem contra umidade. A figua 4.6 mostra o ventilador instalado no cilindro.

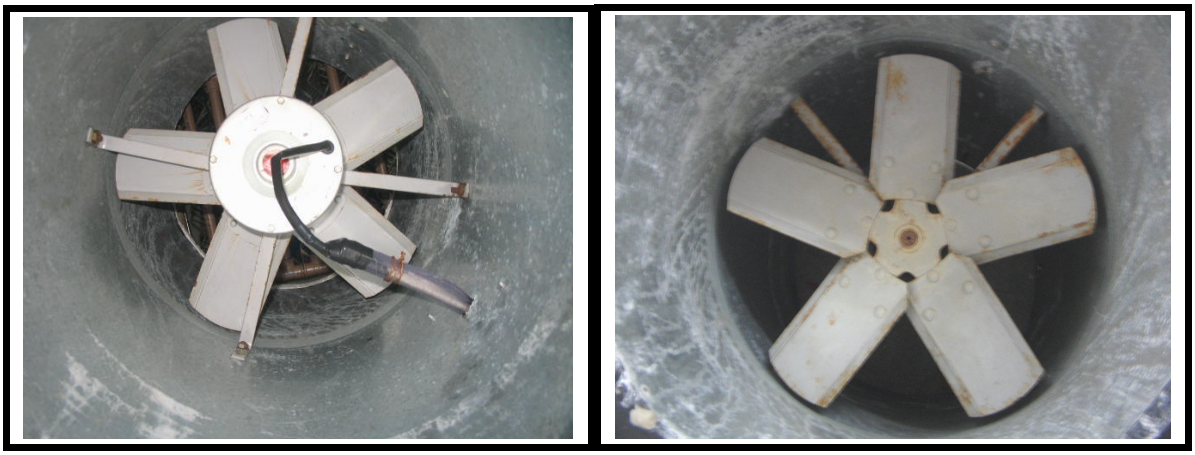


Figura 4.6 – Exaustor 400 mm da VENTISOL para circulação de ar.

(a) ***Fechamento:*** o fechamento é feito de chapas de acrílico de 4mm.

Figura 4.7 – Chapas de acrílico de 4mm para fechamento da torre.

(b) ***Bomba:*** A bomba para circulação de água é uma bomba centrífuga de 0.33 kW da Sea Pump conforme figura 4.8 e sua curva característica é mostrada na figura 4.9.

Figura 4.8 – Bomba centrífuga para a recirculação de água.

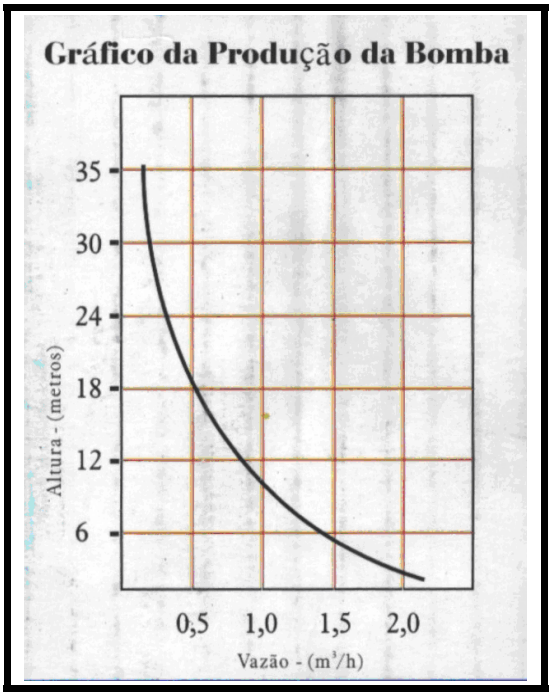


Figura 4.9 – Curva característica da Bomba Sea Pump.

(c) ***Válvula de Esfera:*** Válvula de esfera de 12,75mm (1/2") confeccionada em PVC para regulagem da vazão e verificação da vazão zero *(shut-off*) da bomba. A figura 4.10 mostra a válvula de esfera utilizada.

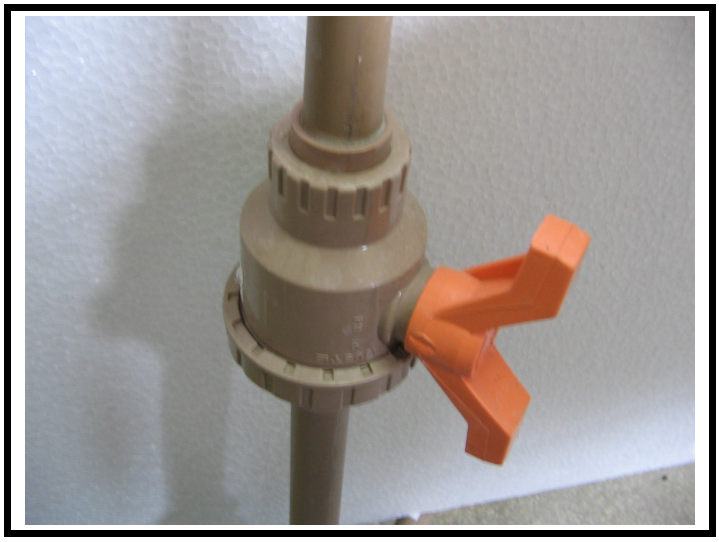


Figura 4.10 – Válvula esfera para regulagem da vazão.

Após confeccionado o protótipo, fez-se a operação de teste para verificar possíveis vazamentos, corrente no motor da bomba e do ventilador. O procedimento seguinte é baseado na apostila da Fundação Christiano Ottoni(1989):

- ***Limpeza Geral:*** Faz-se uma limpeza em toda a torre dando-se especial atenção para a bacia de água fria ,pois podem ficar muitos resíduos ou pequenos materiais e que podem ser succionados pela bomba e levados para o interior do sistema.

- ***Inspeção:*** Para evitar maiores problemas é prudente fazer-se uma inspeção em todos os itens descritos abaixo:
    1. Verificar se todos os parafusos de fixação no suporte, motor, ventilador estão devidamente apertados.
    2. Verificar cuidadosamente o aperto dos parafusos das pás dos ventiladores nos cubos.
    3. Proceder a uma inspeção geral do tubo de alimentação de água quente.
    4. Verificar o sentido de rotação do ventilador (horário).
    5. Verificar se a válvula esfera está na posição aberta.

Feito estes procedimentos , pode-se colocar todo o sistema em funcionamento por alguns minutos para fazer uma limpeza final na bacia e nas tubulações. Após a paralização desta operação, deve-se drenar todo o sistema, inspecionar e limpar a bacia de água fria.

4.2 - Instrumentação do Protótipo

A instrumentação do protótipo foi baseada na norma ATP 105 do CTI (Cooling Tecnology Institute). A instrumentação está dividida conforme segue:

I. *Medição da vazão de água* : foi medida através de um *by-pass* feito na torre, onde o tempo de enchimento de um recipiente calibrado foi medido com um cronômetro. Foram feitas cinco medidas e calculado o desvio padrão e o erro das medidas. A figura 4.11 mostra o esquema de medições e cálculo do erro e a figura 4.12 mostra o *by-pass*.

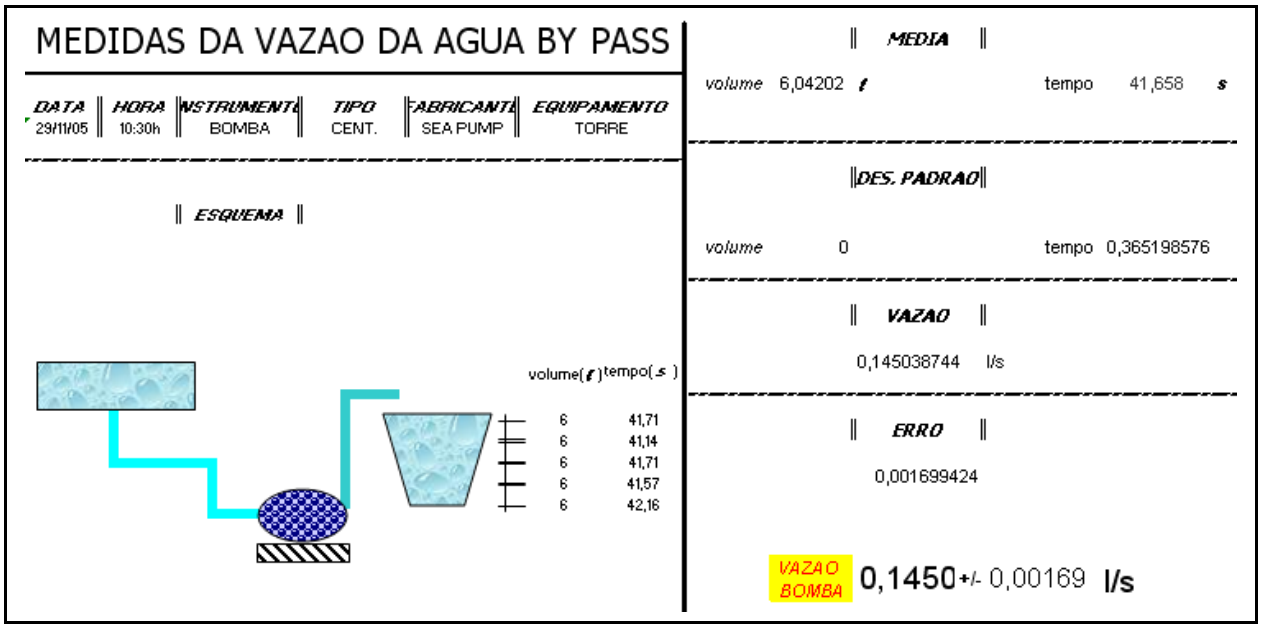


Figura 4.11 – Esquema de determinação da vazão de ar da torre.

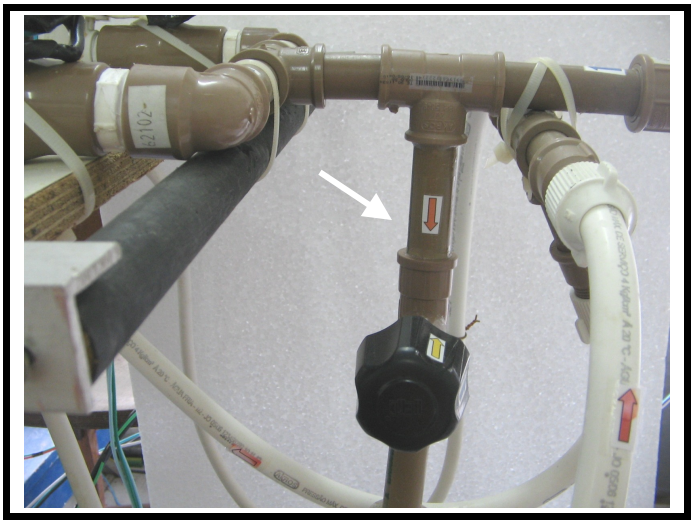


Figura 4.12 – By-pass para controle da vazão.

II. *Medição de temperatura da água:* são efetuadas com termopares tipo T e tipo K e suas localizações foram estudadas para assegurar que a água esteja totalmente misturada nestes pontos conforme segue:

(a) *Água quente:* deve ser medida na tubulação vertical de entrada da torre assegurando a condição de mistura completa da água. A figura 4.5 mostra esta configuração.

(b) *Água fria:* preferencialmente deverá ser medida na descarga. Para o caso do protótipo a temperatura da água fria foi medida na entrada da saída da bacia de água fria, conforme mostra a figura 4.13.

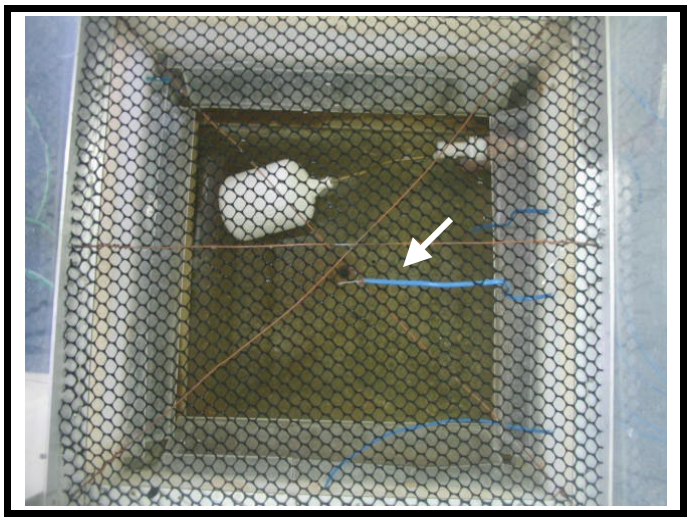


Figura *4.13 – Medição de temperatura da água fria.*

(c) Água de reposição *(make up):* foi medida na entrada da torre, conforme figura 4.14.

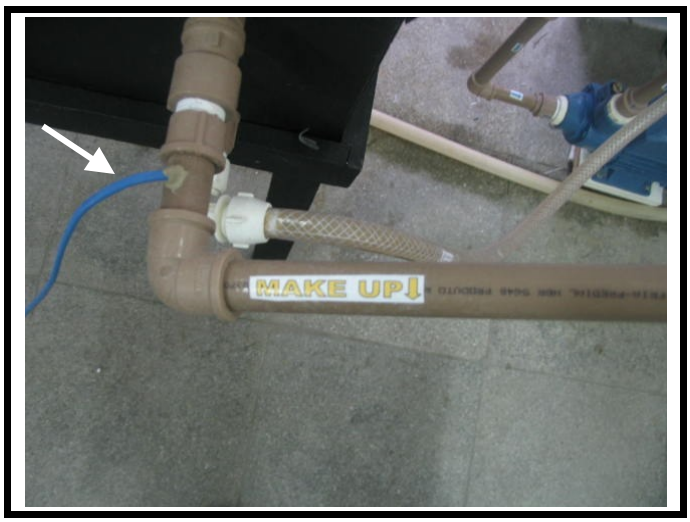


Figura *4.14 – Medição de temperatura da água de reposição (make up).*

(d) Desconcentração *(Blow down) :* Esta temperatura é a mesma da de água fria pois a saída da desconcentração (*blow down)* fica numa ramificação da tubulação que vai para a bomba de circulação conforme mostra a figura 4.15.

Figura 4.15 – Válvula de esfera de fechamento da desconcentração (blow down).

III. *Medição da temperatura de bulbo úmido:* foi medida com um termopar tipo T envolvido por gaze úmida e instalado em um recipiente contendo água para umedecer a gaze e foi utilizado um ventilador para deixar a velocidade do ar próximo ao sensor acima de 3m/s. A localização do sensor de medição de temperatura de bulbo úmido fica 1 m acima da borda da bacia de água fria e a 1,3 m da saída do ventilador. Como se trata de uma torre de dimensões pequenas, não foi seguida a orientação da norma ATP 105 que especifica três medidores de temperatura de bulbo úmido em pontos distintos da torre e depois fazer uma média aritmética das leituras medidas, num primeiro momento foram posicionados dois sensores de temperatura de bulbo úmido, verificando-se as mesmas medições, constatando-se, desta forma, que não havia necessidade de mais de um ponto de medição. A figura 4.16 mostra o esquema descrito.

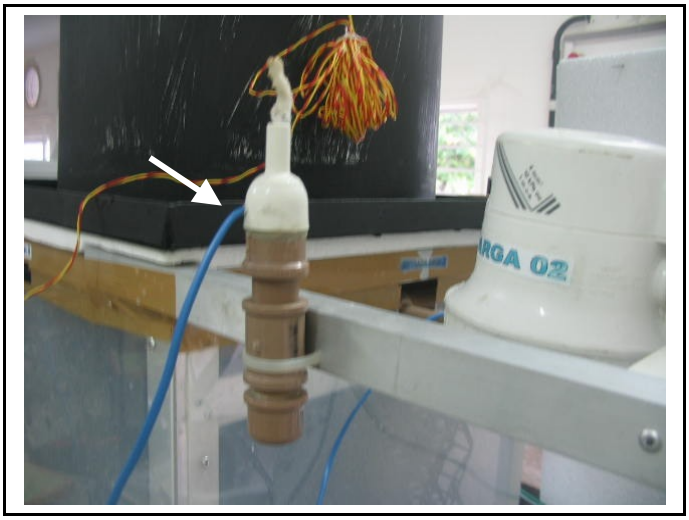


Figura *4.16 – Termopar para medição da temperatura de bulbo úmido (TBU).*

IV. *Velocidade do Ar:* foram feitas com um anemômetro tipo turbina HHF23 da OMEGA, as medições foram realizadas com todas as portas e janelas abertas do laboratório a uma altura da borda da bacia de água fria de 1,6m.

Figura 4.17 – Termo higrômetro da OMEGA para medição da velocidade do ar e da umidade relativa.

V. *Potência consumida pelo ventilador:* foi determinada com a potência de entrada do motor, medida com um amperímetro digital (alicate amperímetro) ET-3850 da MINIPA com precisão de 400A +-(2%Leit+5díg), faixa de 400A a 1000A, resolução de 0.1A, conforme mostra a figura 4.18.

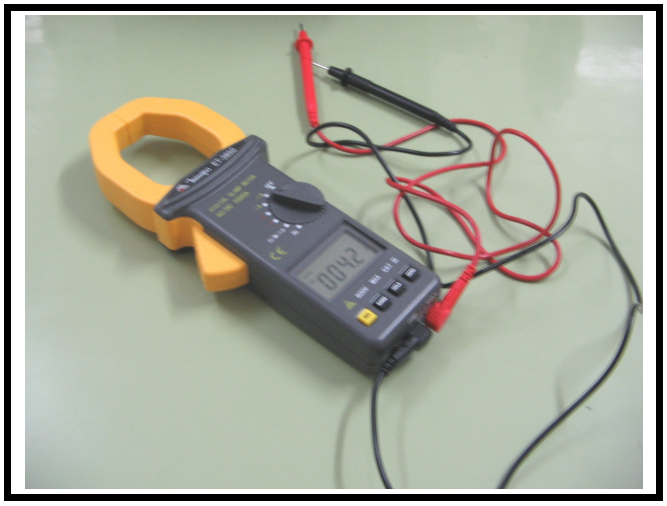


Figura 4.18 – Alicate amperímetro.

VI. *Análise da água:* foi utilizada água mineral nos testes, para garantir condições de trabalho iguais para todos os enchimentos.

VII. *Medição de temperatura do ar:* Foi utilizado um termopar tipo T para o ar de entrada conforme a figura 4.19. A temperatura do ar úmido na saída da torre foi medida com um termopar tipo K, apenas por disponibilidade de fios. A figura 4.19 mostra a medição do ar na entrada da torre e a figura 4.20 mostra a medição do ar úmido na saída da torre, com o termopar tipo K.

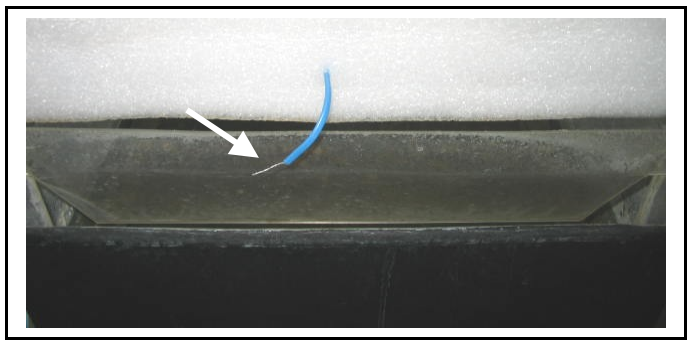


Figura 4.19 – Termopar Tipo T para medição do ar de insuflamento da torre.

Figura 4.20 – Termopar tipo K para medição do ar de exaustão.

VIII. *Medição da vazão do ar:* a vazão de ar foi medida com o anemômetro HHF 29 da OMEGA, medindo a velocidade do ar em vários pontos do cilindro do ventilador, calculando-se a área da seção transversal e assim calculando-se a vazão. A figura 4.21 mostra as medições feitas bem como o cálculo do desvio

padrão e o erro calculado da medição. A variação da velocidade do ventilador foi obtida através de um potenciômetro (*dimmer)* conforme mostra a figura 4.22.

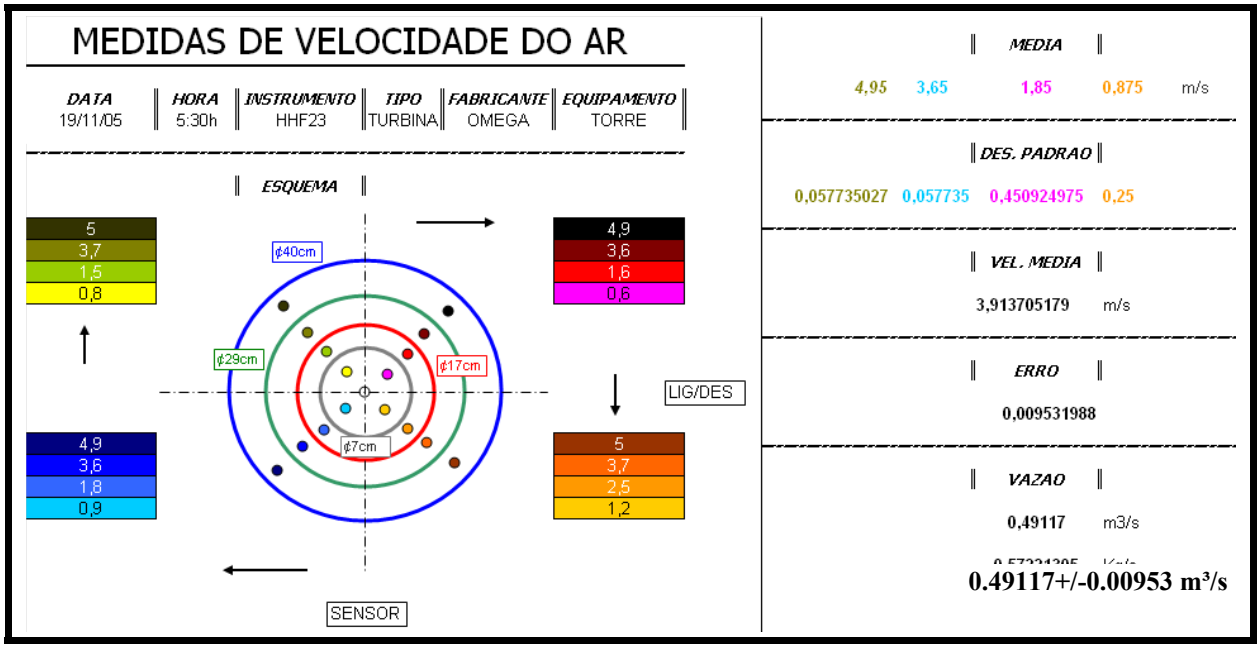


Figura 4.21 – Esquema de determinação da vazão de ar da torre.

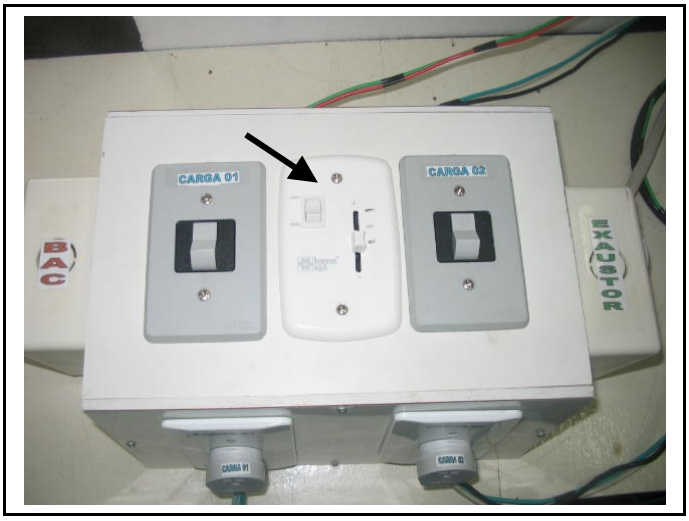


Figura 4.22 – Potenciômetro (Dimmer) para controle da vazão de ar.

IX. <u>*Simulação da carga térmica:*</u> para a carga térmica a ser inserida na torre foram utilizados dois chuveiros elétricos de potência nominal de 3300W a 4400W e fazendo-se a variação da carga com duas chaves liga-desliga (*on-off)* conforme mostra a figura 4.22. A figura 4.23 mostra a instalação descrita:

Figura 4.23 – Chuveiros elétricos usados como carga térmica.

X. *Aquisição de dados:* Foi utilizado um sistema de aquisição de dados baseado no LabView, com computador industrial PXI 1002, com placa de aquisição de dados NI 4351 da National Instruments. As figuras 4.24 , 4.25, 4.26 e 4.27 mostram este sistema.

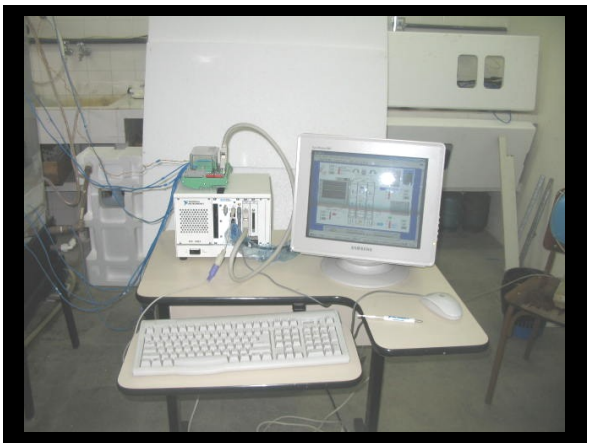


Figura 4.24 – Sistema de Aquisição de dados.

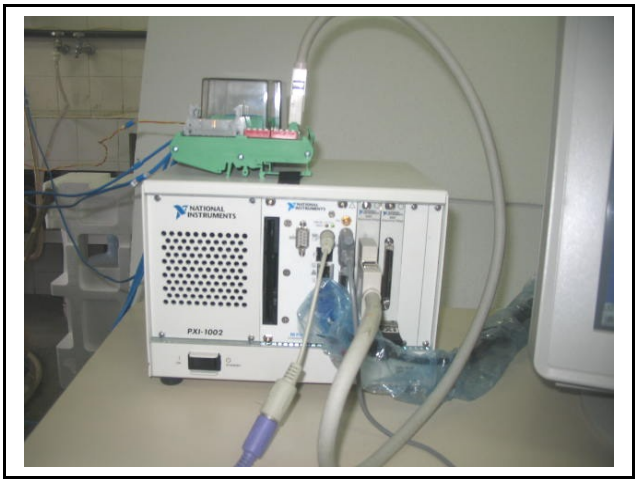


Figura 4.25 – Computador industrial PXI-1002 da NI.

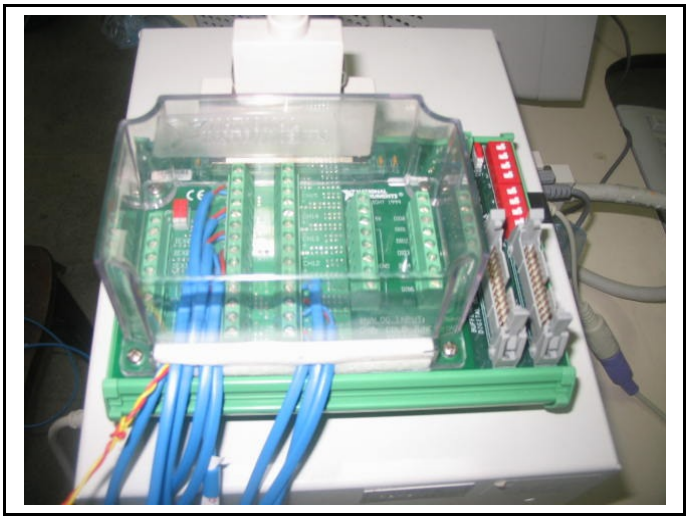


Figura 4.26 – Borneira para conexão dos termopares.

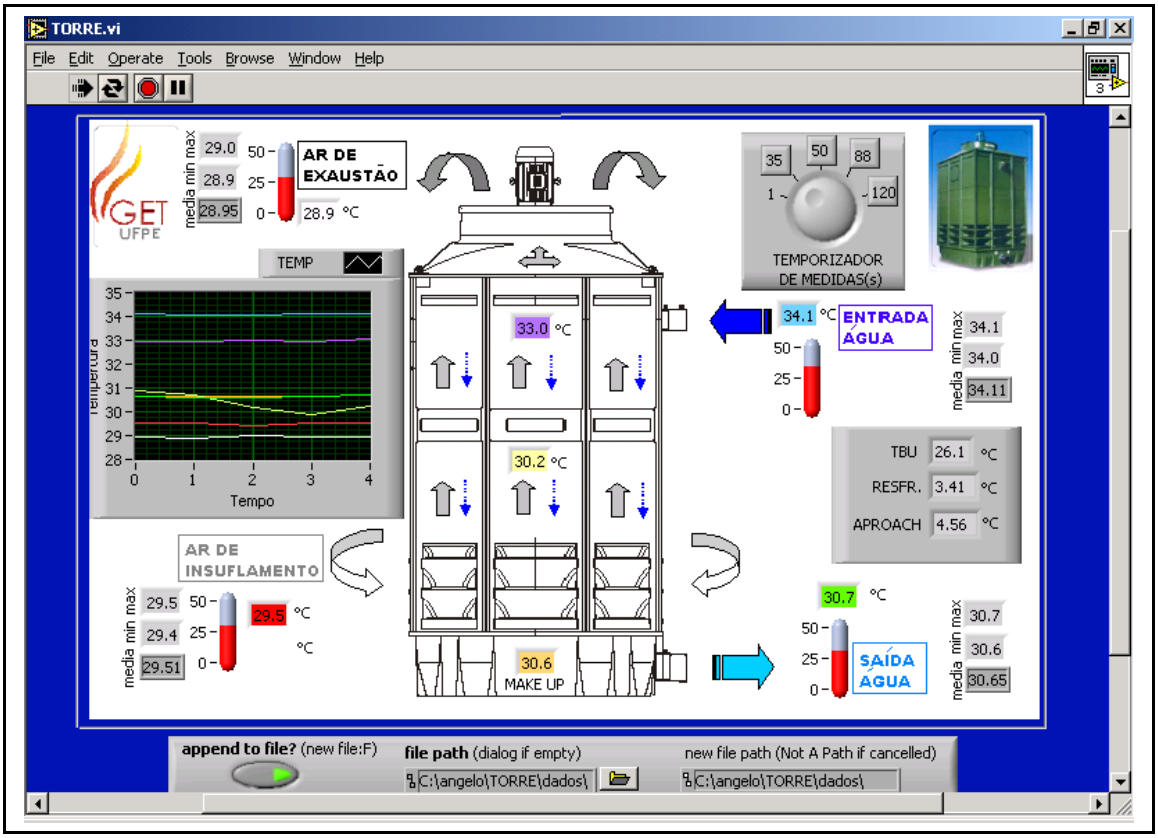


Figura 4.27 – Tela do supervisório feita no LabView da NI.

4.3 – Tipos de Enchimento

Nesta seção serão analisados os materiais de cada enchimento utilizado no experimento da torre de resfriamento.

Gargalos de PET

O PET é um material formado por várias moléculas menores chamadas *meros* que são unidas umas às outras , seja por adição ou por condensação, para formarem moléculas maiores chamadas de *polímeros*, do grego *polis* (muitos) e *meros* (partes). A reação que forma os polímeros é chamada de polimerização. Cada polímero é formado por um monômero (homopolímero) ou mais (copolímeros). Por exemplo, o monômero que forma o PVC é o Cloreto de Vinila e os monômeros que originam o PET são o Ácido Tereftálico e o Etileno. A figura 4.28 mostra um exemplo de monômeros que formam o PET.

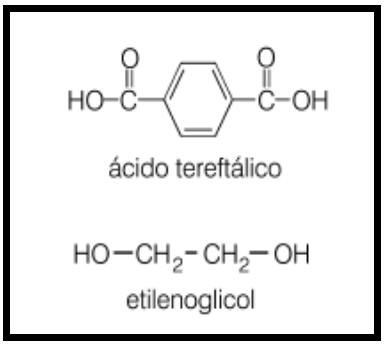


Figura 4.28 – Exemplo de meros que formam o PET.

Existem vários tipos de polímeros, os quais são classificados pela estrutura química, pelo método de preparação , pelas características tecnológicas e pelo comportamento mecânico. Normalmente são classificados em três grandes grupos: Termoplásticos, Termorrígidos e Elastômeros. Os termoplásticos são caracterizados pela sua capacidade de serem fundidos novamente, ou seja, são recicláveis, exemplos de termoplásticos são o *polietilen*o (PE), o *polipropileno* (PP), o *poli(tereftalato de etileno)* (PET), o *policarbonato* (PC), o *poliestireno* (PS), o *poli(cloreto de vinila)* (PVC), etc. Os termorrígidos são caracterizados pela sua rigidez e consequentemente sua fragilidade, são difíceis de serem reciclados, pois uma vez formados não podem ser mais fundidos devido ao aquecimento a altas temperaturas de reciclagem decompor o material antes de sua fusão. Exemplo de termorrígidos são a *baquelite* e o *poliéster* que é usado na estrutura de torres de resfriamento na forma de plástico reforçado, a chamada fibra de vidro *(fiberglass)*. Os elastômeros são polímeros que têm características intermediárias entre os termoplásticos e os termorrígidos, como por exemplo não podem ser fundidos, apresentam alta elasticidade e sua reciclagem é bastante complicada. Exemplo de elastômeros são: pneus, vedações, mangueiras de borracha, etc.

Os *polímeros* têm sido usados extensivamente em torres de resfriamento, seja na estrutura como *fiberglass*, seja na fabricação de enchimentos. Os polímeros mais utilizados em enchimentos são o PVC(Policloreto de Vinila) e o Polipropileno. Segundo Antonio Augusto Gorni (2006), as principais características destes polímeros são listadas conforme segue:

. Polipropileno (PP)

- Baixa densidade (flutuam na água);
- Amolece à baixa temperatura (150°C);
- Queima como vela, liberando cheiro de parafina;
- Baixo custo;
- Elevada resistência química e a solventes;
- Fácil moldagem;
- Fácil coloração;
- Alta resistência à fratura por flexão ou fadiga;
- Boa resistência ao impacto acima de 15◦C;
- Boa estabilidade térmica;
- Maior sensibilidade à luz UV e agentes de oxidação, sofrendo degradação com maior facilidade.
- Preço em dezembro de 1998: R$1,17.

. Poli(cloreto de vinila) (PVC)

- Alta densidade (afunda na água);
- Amolece à baixa temperatura (80°C);
- Queima com grande dificuldade, liberando um cheiro acre de cloro;
- É solubilizado com solventes (cetonas);
- Baixo custo;
- Elevada resistência à chama, pela presença do cloro;
- Processamento demanda um pouco de cuidado.
- Preço em dezembro de 1998: R$1,38.

Abaixo seguem as características do PET segundo Antonio Augusto Gorni:

. Poli (tereftalato de etileno)

- Alta densidade (afunda na água);
- Muito resistente;
- Amolece à baixa temperatura (80°C);
- Boa resistência mecânica, térmica e química;
- Fácil reciclabilidade;
- Preço em dezembro de 1998: R$1,20.

Essas características mostram que os gargalos de PET podem ser utilizados em enchimentos para torres de resfriamento. Comparativamente, sua temperatura de amolecimento é igual ao do PVC (80°C), material utilizado pela ALPINA para enchimentos tanto de respingos como de filme. O Polipropileno tem uma temperatura superior (150°C), mas para a maioria das aplicações

em torres de resfriamento a temperatura de amolecimento do PET é suficiente. De acordo com os preços de 1998, seu preço está dentro faixa do PVC e do Polipropileno.

Desde sua descoberta, em 1941, pelos ingleses Whinfield e Dickson, o PET foi tomando espaço no mercado mundial, mas seu maior desenvolvimento e pesquisa deu-se após a Segunda Guerra mundial, onde tanto Europa como Estados Unidos investiam maciçamente nas aplicações têxteis. Na década de 70 começou a ser utilizado, no mercado de embalagens , desde então, sua produção cresceu acentuadamente. O PET entrou no Brasil nos idos de 1988, mas só foi na década de 90 que seu consumo para embalagens se consolidou. Abaixo segue uma tabela do consumo de embalagens de PET no Brasil segundo a ABIPET e a figura 4.29 mostra a resina de PET.

Figura 4.29 – Resina de PET (ABIPET, 2006).

Tabela 4.1 – Consumo de embalagens. (ABIPET, 2006)

Ano	Consumo para Embalagens
1994	80.000 toneladas
1995	120.000 toneladas
1996	150.000 toneladas
1997	185.700 toneladas
1998	223.600 toneladas
1999	244.800 toneladas
2000	255.100 toneladas
2001	270 .000 toneladas
2002	300.000 toneladas
2003	330.000 toneladas
2004	360.000 toneladas

A grande questão para a sobrevivência do mercado de PET no Brasil e no mundo é a sua reciclabilidade. Muitos fabricantes de resinas e de embalagens têm se empenhado para isto. Segundo a ABIPET(Associação Brasileira da Indústria do PET), o PET pode ser reciclado de três formas diferentes, conforme segue:

1 - **Reciclagem química**. Utilizada também para outros plásticos, separa os componentes do PET, fornecendo matéria-prima para solventes e resinas, entre outros produtos.

2 - **Reciclagem energética**. O calor gerado com a queima do produto pode ser aproveitado na geração de energia elétrica (usinas termelétricas), alimentação de caldeiras e altos-fornos. O PET

tem alto poder calorífico e não exala substâncias tóxicas quando queimado. Outros materiais combustíveis também podem ser utilizados.

3 - **Reciclagem mecânica**. Praticamente todo o PET reciclado no Brasil passa pelo processo mecânico, que pode ser dividido em:

RECUPERAÇÃO: Nesta fase, as embalagens que seriam atiradas no lixo comum ganham o status de matéria-prima, o que de fato, são. As embalagens recuperadas serão separadas por cor e prensadas. A separação por cor é necessária para que os produtos que resultarão do processo tenham uniformidade de cor, facilitando assim, sua aplicação no mercado. A prensagem, por outro lado, é importante para que o transporte das embalagens seja viabilizado. Como já sabemos, o PET ocupa grande volume em relação ao seu peso.

Figura 4.30 – Reciclagem de PET (ABIPET, 2006)

REVALORIZAÇÃO: As garrafas são moídas, ganhando valor no mercado. O produto que resulta desta fase é o floco de garrafa. Pode ser produzido de maneiras diferentes e, os flocos mais refinados podem ser utilizados diretamente como matéria-prima para a fabricação dos diversos produtos que o PET reciclado dá origem na etapa de transformação. No entanto, há possibilidade de valorizar ainda mais o produto, produzindo os grãos de PET reciclado. Desta forma o produto fica muito mais condensado, otimizando o transporte e o desempenho na transformação. A figura 4.31 mostra o PET em grãos pronto para a reciclagem e a figura 4.31 mostra os diversos produtos que pode-se obter na reciclagem do PET.

Figura 4.31 – Flocos granulados de PET. (ABIPET, 2006)

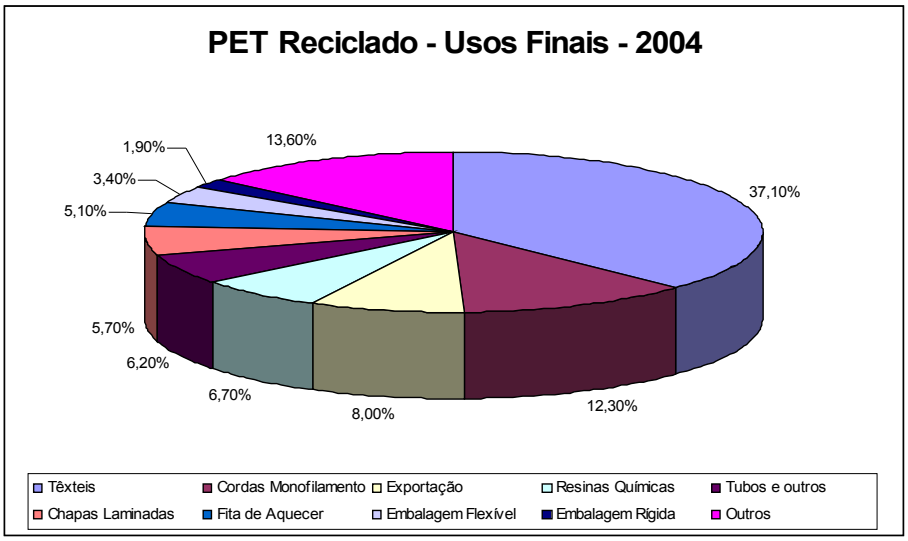


Figura 4.32 – Uso do PET reciclado (ABIPET, 2006).

TRANSFORMAÇÃO: Fase em que os flocos, ou o granulado, será transformado num novo produto, fechando o ciclo. Os transformadores utilizam PET reciclado para fabricação de diversos produtos, inclusive novas garrafas para produtos não alimentícios. Veja no quadro abaixo a distribuição dos mercados para o PET reciclado.

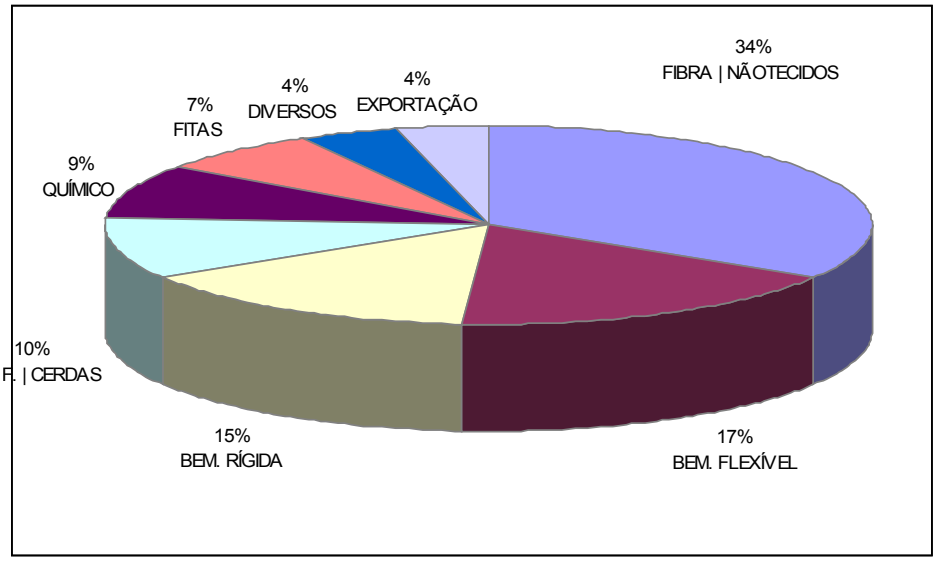


Figura 4.33 – Mercado de PET reciclado (ABIPET, 2006).

No Brasil, têm-se intensificado a conscientização para a reciclagem de embalagens plásticas e em especial as de PET. Apesar disso, segundo a ABIPET (ABIPET, 2006), dos 5000 municípios brasileiros, apenas 200 possuem uma coleta seletiva organizada. Abaixo segue a tabela 4.2 mostrando o aumento percentual de reciclagem de PET no Brasil.

Tabela 4.2 – Percentual de Reciclagem de PET no Brasil (ABIPET, 2006)

ANO	RECICLAGEM pós-consumo/índice
1994	13 ktons= 18,8%
1995	18 ktons= 25,4%
1996	22 ktons= 21,0%
1997	30 ktons= 16,2%
1998	40 ktons= 17,9%
1999	50 ktons= 20,42%
2000	67 ktons= 26,27%
2001	89Ktons = 32,9%
2002	105 ktons = 35%
2003	141.5 ktons = 43%
2004	167 ktons = 47%

Gargalos de PET como enchimento

Os gargalos de PET utilizados neste trabalho foram organizados em um suporte de 48x45x52 cm feito de perfis "L" de 1/8" de alumínio. Utilizou-se uma linha de nylon para fazer o trançado que ficou com a seguinte disposição conforme a figura 4.34:

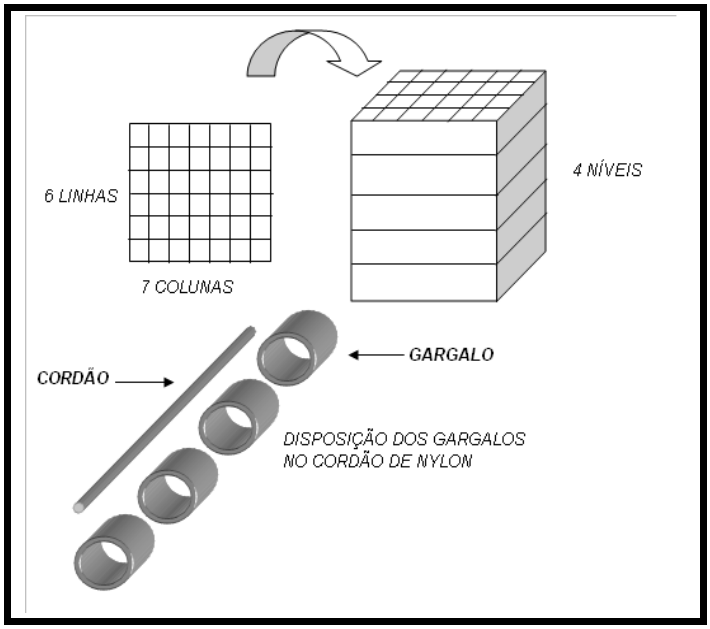


Figura 4.34 – Arranjos dos gargalos no suporte.

A figura 4.35 mostra os gargalos de PET no suporte de alumínio:

Figura 4.35 – Enchimento feito com gargalos de garrafas PET.

Inicialmente testou-se o gargalo de PET como enchimento solto, ou seja, foi colocado dentro do suporte de forma aleatória, mas os resultados não foram satisfatórios, devido à passagem de ar que ficou comprometida. Por isto utilizou-se a estrutura mostrada na figura 4.35.

Fibra de Coco

De origem controversa, o coco tem despertado a atenção de muitos botânicos, os quais defendem a origem do coqueiro em solos americanos e outros defendem sua origem na Ásia. O coqueiro de nome científico *Cocos nucifera Linnaeus,* em homenagem ao botânico inglês Jean Linnaeus , tem sido uma forte fonte de renda principalmente no nordeste brasileiro. Em 1999 a produção mundial de coco atingiu 47,8 milhões de toneladas métricas, colhidas numa área total de 10,5 milhões de hectares, Senhora (2003). Os países do continente asiático ocuparam lugar de destaque, concentrando nesse ano 86% da produção. A América do Norte e Central, Oceania e África responderam por 4% cada, ficando a América do Sul responsável por apenas 2% da podrução mundial. A figura 4.36 mostra a distribuição da produção de coco no mundo.

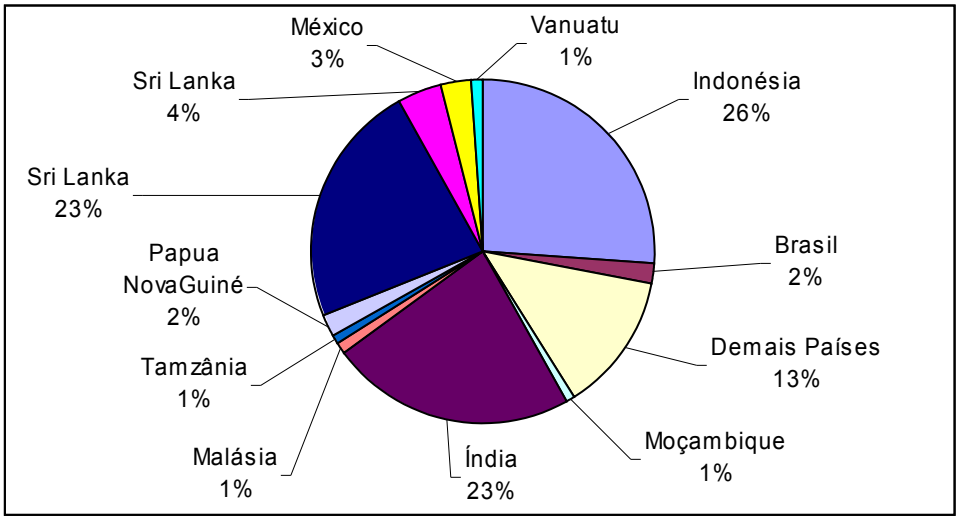


Figura 3.36 – Produção mundial de coco.(Fonte: FAO (1999) apud Aragão (2002) apud Senhoras, 2003).

Segundo o IBGE, o Brasil produz cerca de 1,5 bilhões de unidades por ano, numa extensão de 280 mil hectares plantados. A Tabela 4.3 mostra a evolução da produção de coco de 1999 a 2001.

Tabela 4.3 – Produção de coco no Brasil.(IBGE apud Senhoras (2003))

Brasil e Região Geográfica	Ano										
	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001
Brasil	851031	891023	837.459	918.822	966.677	956.537	967.313	1026.604	1206.644	1301411	1420.547
Norte	141817	136.995	148.943	158.913	168.893	213.859	131907	136.030	146.899	162.175	211095
Nordeste	697.867	131756	665.313	130.541	761080	688.112	757.934	787.611	930.726	932.960	960.569
Sudeste	11326	22.251	23.181	29.029	36.231	53.030	73.852	94.319	117.726	186.239	225.332
Sul	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	61
Centro - Oeste	21	21	22	339	473	1536	3.620	8.644	11293	20.037	23.490

Nota: Unidade Medida em Mil frutos

Do coqueiro pode-se aproveitar praticamente tudo como, por exemplo: a água de coco, o tronco é utilizado como cumeeira de casas, as palhas servem de telhado, o fruto propicia extração de óleos para fritura, para iluminação e óleos para remédios fitoterápicos, além de produtos industrializados como o coco ralado e o leite de coco e por fim fibras de coco para a confecção de tapetes e cordões.

A fibra de coco é extraída do mesocarpo, onde suas fibras são lenhosas e duras como o sisal. Na sua parte mais externa e lisa fica o exocarpo. A amêndoa é envolvida tanto pelo exocarpo e pelo mesocarpo e por fim uma casca duríssima e lenhosa. As principais características da fibra de coco são listadas a seguir:

- Boa resistência mecânica;
- É inodora;
- Resistente à umidade;
- Não é atacada por roedores;
- Não apodrece;
- Tem ação fungicida;
- Tem baixa condutividade térmica: 0,043 a 0,045 W/mK.
- Comportamento ao fogo classe B2.

A fabricação da fibra de coco ocorre da seguinte forma descrita por Bondar (1954) apud Senhoras (2003):

a) **Curtimento** – As cascas são imersas em tanques com água durante um período, que depende do grau de maturação do coco, variando de poucos dias a algumas semanas. A casca verdosa exige poucos dias, fornece fibra mais clara, flexível mais apreciada. Sempre são instalados dois tanques, de modo que, enquanto um está explorado, o outro se acha em curtimento. Faz-se a instalação de modo que permita a renovação de água.

b) **Pressão** – A casca curtida é comprimida para expelir água e achatar-se. Nessa operação o lado externo é pisado e a fibra distendida, o que torna fácil o desfibramento. As máquinas usadas compõem-se de cilindros canelados, entre os quais a casca se esmaga.

c) **Cardagem** ou **desfibramento** – Faz-se com máquinas providas de cilindros com dentes. Numa delas, com dentes grossos, desmancha-se a casca, para tirar a maioria dos tecidos inúteis. Em outra, com dentes finos ultima-se o processo de separação. Existem vários tipos de maquinários, com maior ou menor rendimento, conforme a importância da empresa.

d) **Classificação** – São dois os tipos principais da fibra de coiro: a fibra de escovas e a fibra de enchimento ou de filatura. Esta última não tem classe. A da escova é classificada segundo a cor e o comprimento. Conhecidas as cores, apreciadas no mercado, a classificação não oferece dificuldades.

e) **Enfardamento** – Os aparelhos para enfardamento de coiro bruto são de fácil construção. Nas pequenas indústrias o enfardamento é manual. Pode também ser associado com motor de 1 a 2 cavalos.

A utilização da fibra de coco, bem como os outros subprodutos do coqueiro, tem uma importância social muito grande no Nordeste e recentemente no Norte, onde se aproveita tudo desta planta. Do ponto de vista ambiental também é muito importante por ser um produto biodegradável. Caso não seja aproveitada, a casca do coco pode se constituir um grande problema ambiental, pois leva anos para se degradar.

Neste trabalho propô-se a fibra de coco como material para enchimento de torres de resfriamento devido à sua área superficial, durabilidade, disponibilidade e baixo custo. A fibra foi utilizada na forma de cordão e trançada em um suporte metálico de forma a conferir canais para a passagem da película de água e também aberturas adequadas para uma boa passagem do ar. A figura 4.37 mostra como a fibra de coco foi utilizada como enchimento.

Figura 4.37 – Fibra de coco.

<u>Bucha Vegetal (Luffa Cylindrica)</u>

Originária da Ásia, a bucha vegetal tem sido cultivada no Nordeste e nos estados de Minas Gerais, São Paulo e Mato Grosso. Pertencente à família das *Cucurbitáceas*, como a melancia, chuchu, abóbora, pepino etc. Existem três espécies encontradas no Brasil conforme segue:

- *Luffa Cylindrica* (Bucha - bucha dos pescadores, bucha dos paulistas, fruta dos paulistas, quingombô grande, esponja vegetal, esfregão, pepino bravo).
- *Luffa acutangula* (Bucha fedorenta, bucha-pepino, bucha-chuchu, bucha-de-purga)
- *Luffa operculata* (Buchinha do norte).

A bucha vegetal por ser uma *Cucurbitácea*, é uma planta trepadeira, podendo chegar até cinco metros, seus frutos são esponjosos e compridos com formato de um cilindro, geralmente de 40 a 160 cm, seus frutos são pretos e lisos, possuem flores de um amarelo forte e podem ser tanto macho como fêmeas. Suas folhas são grandes e de um verde escuro. Seu cultivo se dá em regiões com muita incidência solar, boa ventilação e pouca chuva, até porque este tipo de planta é sensível a baixas temperaturas, sendo 22 e 25°C as temperaturas onde ela mais se reproduz. A figura 4.38 mostra a forma de uma bucha vegetal.

Figura 4.38 – Bucha Vegetal (luffa Cylindrica). (Revista Globo Rural, 2005)

Aos três meses aproximadamente, surgem às primeiras flores, logo em seguidas a frutificação. No quinto mês após o plantio, iniciam-se o processo de maturação e a colheita. Em cultivos comerciais, objetivando um produto claro, com qualidade de fibra, a bucha é colhida antes da maturação completa, quando a casca começa a amarelar (fruto de vez). No período de 24 horas após a colheita, os frutos são descascados e lavados em tanques adaptados com batedouros, com o objetivo de eliminar a mucilagem, e, a seguir, colocados para secar em local protegido de poeira ou outro tipo de impurezas. Nesse estágio de maturação (fruto de vez), a casca não se desprende com facilidade. A bucha deve ser "batida" em batedouro próprio, ou máquina adaptada, para que facilite o desprendimento da casca e a eliminação de sementes. O descascamento deve ser finalizado com as mãos, efetuando a seguir, a lavagem para a retirada da mucilagem, a fim de que a bucha não apresente manchas escuras após secar, o que desvaloriza comercialmente o produto. A eliminação da mucilagem é feita batendo-se a bucha já descascada em batedouro próprio, na medida em que se vai lavando em tanque com água. Após lavadas, as buchas são penduradas para secar em varais, Maria Helena (2006).

As buchas são classificadas para a comercialização de acordo com o tamanho:

· pequenas (tamanho até 60 cm),
· médias (60 a 95 cm),

· grandes (acima de 95 cm).

As buchas bem claras e secas são acondicionadas em sacos de plástico contendo de 1 a 4 dúzias e encaminhadas à comercialização. O período em que o produto alcança melhores preços ocorre entre outubro e janeiro.

No estado de Minas Gerais, os municípios produtores são, em escala de importância, Bonfim (Região Metalúrgica), Cipotânea (Zona da Mata) e Inconfidentes (Sul do Estado).
A bucha pode ser armazenada por um longo período (meses e até anos), podendo ser comercializada na entressafra. O rendimento dessa cultura é bastante variável, podendo produzir de 1.300 a 1.800 dúzias por hectare.

Figura 4.39 – Plantação de Bucha Vegetal (Revista Globo Rural, 2005).

Figura 4.40 – Beneficiamento da Bucha Vegetal (Revista Globo Rural, 2005).

Após seu beneficiamento a Bucha Vegetal é utilizada das mais diversas formas, a saber:

- Pode ser usa para tratamentos fitoterápicos como vomitivos, diuréticos, purgativos, ativador da circulação periférica do homem e como vermífugo;
- Usadas como bucha para lavar prato e tomar banho;
- Pode ser usada nos estofamentos de bancos de carro;
- No artesanato nas mais variadas formas como chinelos, cestos, tapetes, chapéus, palmilhas para sapatos e correias.

Neste estudo, foram utilizadas buchas vegetais (*Luffa Cylindrica*) trazidas da cidade de Paulo Afonso-BA, para serem colocadas no suporte já descrito anteriormente. Primeiramente as buchas foram batidas para retirada da casca e das sementes, posteriormente foram lavadas e secadas ao sol. Por ter um comprimento grande, a bucha foi cortada em rodelas conforme mostra a figura 4.41 e utilizadas como enchimento solto.

Figura 4.41 – Luffa (bucha vegetal) usada como enchimento.

Bobes para cabelos

Torres de separação são muito utilizadas na indústria química. Normalmente existem dois tipos de torres de separação: De pratos e as de enchimento solto. No nosso caso vamos descrever alguns tipos principais de recheios soltos para estes tipos de torre.

- *Selas Selenox –* Como o próprio nome sugere, têm formato de selas assimétricas.

Figura 4.42 – Selas selenox de cerâmica. (Celene, 2006).

- *Selas Berl-* São de formato em selas simétricas e têm reduzida canalização do líquido pelo enchimento. Também pode ser construída nos mesmos materiais que as Selas Selenox.

Figura 4.43 – Selas Berl de cerâmica (Celene, 2006).

- *Anéis Raschig* – Têm formato de cilindros vazados e são muito usados na indústria química por proporcionarem baixa perda de carga na torre.

Figura 4.44 – Anéis Raschig de cerâmica (Celene, 2006).

- *Anéis Pall* – São uma variação dos anéis Raschig, oferecendo uma maior área de contato.

Figura 4.45 – Anéis Pall de cerâmica (Celene, 2006).

Todos estes tipos de enchimentos soltos (*Random Packing*) também são encontradas fabricados de Polipropileno, Polietileno, de aço carbono, aço inoxidável, alumínio, cobre, Hastelloy, Incoloy, Inconel, Monel, etc.

Figura 4.46 – Enchimentos soltos da M Chemical.

Por sua semelhança aos enchimentos descritos anteriormente, escolheu-se bobes para cabelos para os testes na torre de resfriamento. Seu material normalmente é de poliuretano o que o torna muito próximo ao enchimentos tipo Anéis Pall e Raschig. Nos experimentos utilizou-se bobe nº 1, foi colocado de forma aleatória no suporte. A figura 4.47 mostra o esquema.

Figura 4.47 – Bobes.

Enchimento de Contato tipo GRADE PP

Este enchimento foi escolhido como padrão comparativo de desempenho para os outros enchimentos. Por ser de uso industrial, este enchimento "tem grande eficiência na troca térmica com baixa incrustação/retenção de sujeiras e seu espaçamento entre suas placas em forma de grades o possibilita a operar com águas contaminadas por produtos químicos ou com sólidos em suspensão, e sua configuração permite uma perfeita distribuição de ar dentro do enchimento de contato" (HIDROTERM, 2006).

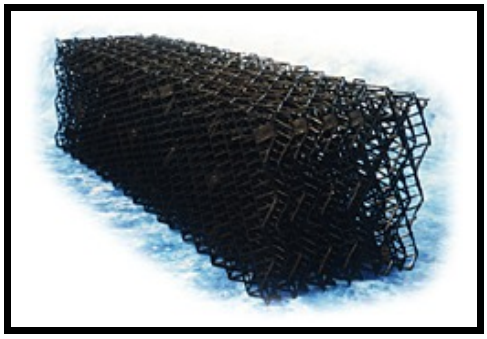


Figura 4.48 – Enchimento de contato tipo GRADE PP (HIDROTERM, 2006).

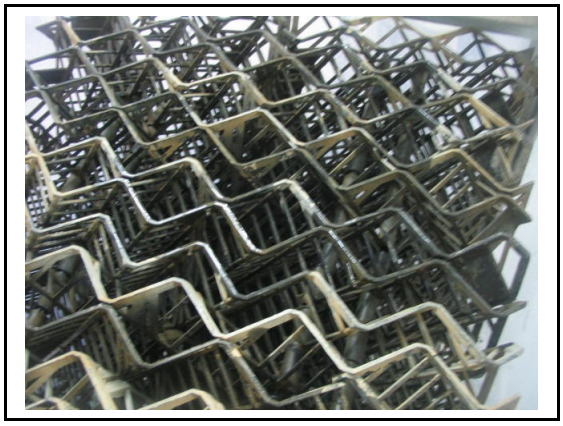


Figura 4.49 – Enchimento tipo trapezoidal industrial.

CAPÍTULO 5.0 – Análise Experimental

5.1 – Descrição dos Experimentos no Protótipo

O protótipo utilizado neste experimento foi construído de forma que fosse possível medir os parâmetros mais importantes no estudo de torres de resfriamento, os quais foram medidos a saber:

- Temperatura de bulbo úmido;
- Temperatura de água fria;
- Temperatura de água quente;
- Temperatura do ar de insuflamento;
- Temperatura do ar de exaustão;
- Vazão de ar;
- Vazão de água;

De posse destas medições é possível se ter a faixa de resfriamento, a aproximação *(approach)*, a efetividade e a relação vazão de ar/ vazão de água (L/G). A figura 5.1 mostra o esquema da torre e o sistema de aquisição de dados.

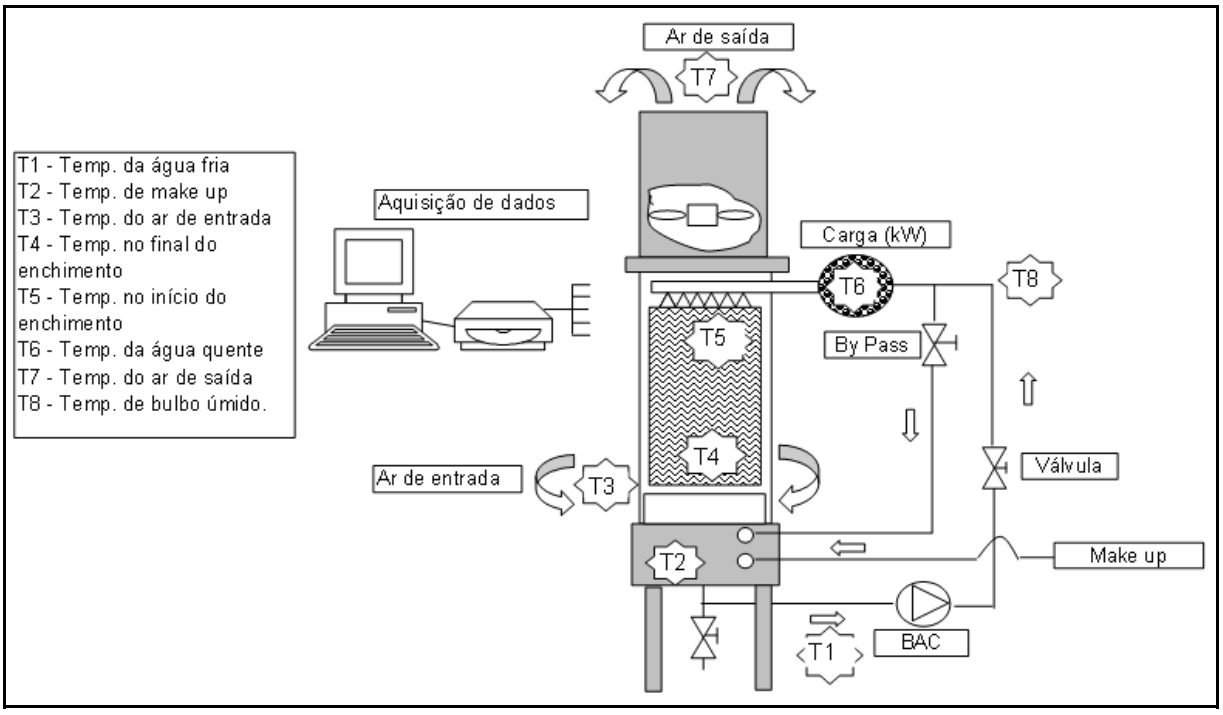


Figura 5.1 – Esquema do protótipo da torre de resfriamento.

Para análise do desempenho dos materiais citados no item 4.3 (bucha vegetal (doravante denominada de *luffa*), bobes, fibra de coco e gargalos de garrafa PET) foram variados três aspectos importantes no estudo do funcionamento de uma torre: A carga térmica, a vazão de ar e a vazão de água. Todos estes foram variados da seguinte forma: três vazões de água (0.11 l/s, 0.15 l/s, 0.29 l/s), três vazões de ar (0.34 m³/s, 0.44 m³/s, 0.49 m³/s) e cinco potências de aquecimento (3300 W, 4400W, 6600W, 7700W, 8800W), resultando num total de quarenta e

cinco medições para cada tipo de enchimento. O esquema destas medições é mostrado na figura 5.2.

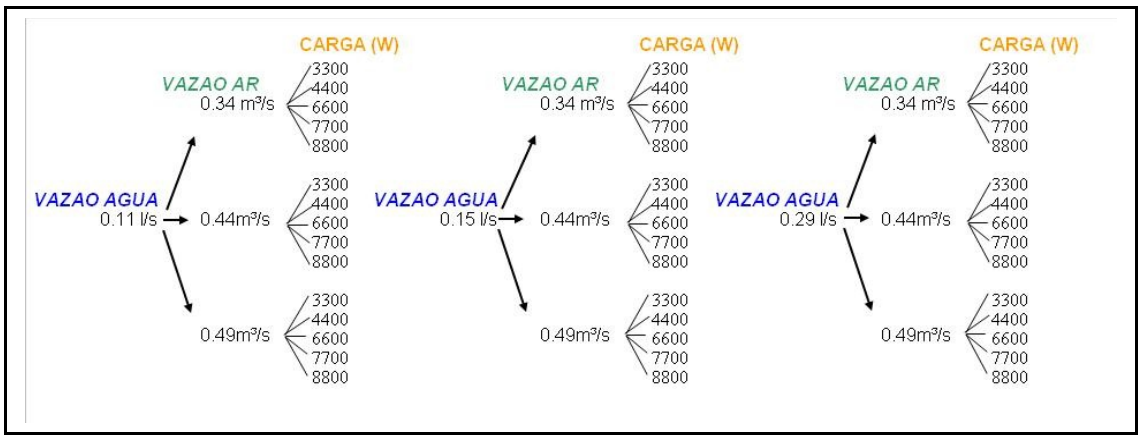


Figura 5.2 – Esquema de medições da torre.

Para as medições feitas foram seguidos os seguintes procedimentos:

1. ***Antes das medições***: Antes de se fazer qualquer medição na torre, era preciso checar a conformidade dos seguintes itens:

    a. Verificar se o termopar de temperatura de bulbo úmido está com a gaze umedecida com água destilada e se a velocidade do ventilador é igual ou superior a 1.5m/s.
    b. Verificar se a válvula de esfera da bomba está completamente aberta.
    c. Verificar se a válvula do by-pass está completamente aberta para não dar uma sobre pressão nos chuveiros elétricos.
    d. Verificar se a válvula de esfera de cada chuveiros elétrico está aberta.
    e. Verificar se a água de reposição está ligada e se a bóia da bacia de água fria não está obstruída.
    f. Verificar se a válvula de esfera da desconcentração *(blow down)* está fechada.
    g. Verificar se não há nenhum corpo estranho obstruindo o cilindro do ventilador.
    h. Verificar se todos os termopares estão em suas posições devidas e se estão bem conectados de forma correta na borneira.
    i. Verificar se o aterramento do protótipo está devidamente ligado.

2. ***Início das medições:*** Ao ligar o protótipo fez-se necessário checar os seguintes itens:

    a. Ligar a bomba de circulação de água e observar se há vazamentos no protótipo.
    b. Verificar se os tubos distribuidores não estão com seus furos obstruídos e se a água está sendo devidamente aspergida sobre o enchimento.
    c. Ligar o ventilador e testar se o potenciômetro *(dimmer)* está funcionando corretamente.
    d. Ligar o computador e rodar o supervisório observando se as temperaturas lidas pelos termopares estão de acordo com a do termômetro padrão.
    e. Ligar as resistências elétricas uma a uma e verificar o aquecimento da água através do supervisório.

3. ***Durante as medições:*** Após verificados os itens 1 e 2, procedeu-se às medições de acordo com as seguintes condições:

    a. Fixou-se a vazão de água em 0.11 l/s para depois ir aumentado-a gradativamente.
    b. Fixada a vazão começou-se a medir a potência de aquecimento a partir de 3300W.
    c. Com a vazão de água em 0.11 l/s e a potência em 3300W, a vazão de ar é fixada em 0.34m³/s e depois aumentado-a até a vazão de 0.49m³/s.
    d. Após esta primeira medição, foi alterando-se as potências de aquecimento e as vazões de água.
    e. Repetiram-se estes passos para cada enchimento.
    f. Verificar se a água de entrada da torre não excedesse 50°C para não sobrecarregar a instalação. Nos casos em que esta temperatura foi atingida, abortou-se a medição.
    g. Verificar se o termopar de medida da temperatura de bulbo úmido está devidamente umedecido com água destilada.
    h. Medir a umidade relativa com o termo higrômetro e salvá-la em arquivo.
    i. A cada cinco medições abriu-se a válvula de esfera da desconcentração para retirada de um pouco de água da bacia de água fria.

4. ***Término das medições:*** Concluídas as medições seguiu-se o seguinte procedimento:

    a. Desligar os chuveiros elétricos.
    b. Desligar a bomba de circulação de água.
    c. Desligar o ventilador.
    d. Desligar a água de reposição.
    e. Desligar computador.
    f. Caso não se faça medições no dia seguinte, abra a válvula da desconcentração e esvazie por completa a bacia de água fria.

5. ***Resultados Obtidos:*** Todas as medições foram salvas em arquivo *.txt* pelo supervisório. No tratamento das medições, exportou-se os dados para o formato *.xls* para tratamento dos dados. A figura 5.3 mostra a planilha com os dados.

ENCHIMENTO PET (CARGA 7700w)

DATA	HORA	AR EXAUSTAO	AR INSFL	AGUA SAIDA	AGUA ENT	TEMP INF	TEMP SUP	MAKE UP	RESFRI	APROACH	TBU
5/1/2006	02:33:23	30,306619	28,658375	35,754804	39,460716	34,57292	37,777339	35,775017	3,705912	10,204278	25,550527
5/1/2006	02:33:57	30,31998	28,69309	35,78613	39,545688	34,757242	37,68682	35,940458	3,759557	10,504828	25,281302
5/1/2006	02:34:30	30,367963	28,735512	35,799446	39,486934	34,631915	37,680729	35,914697	3,687488	10,370828	25,428618
5/1/2006	02:35:04	30,402847	28,72364	35,900573	39,459824	34,390881	37,598939	35,912476	3,559251	10,612935	25,287638
5/1/2006	02:35:37	30,220674	28,450763	35,626288	39,295566	33,730687	37,564668	35,773064	3,669278	10,648711	24,977576
5/1/2006	02:36:10	30,216125	28,589636	35,773221	39,30924	33,64833	37,355085	35,823909	3,53602	10,851064	24,922157
5/1/2006	02:36:44	30,36244	28,923689	35,773317	39,256578	35,471642	37,487704	35,666334	3,483261	10,824912	24,948405
5/1/2006	02:37:17	30,366445	29,003714	35,7656	39,248073	33,939942	37,874403	35,754192	3,482472	10,72986	25,03574
5/1/2006	02:37:51	30,30466	29,146689	35,742538	39,182764	35,279658	37,897852	35,700559	3,440226	10,677247	25,065291
5/1/2006	02:38:24	30,435674	29,291101	35,872679	39,357922	34,539915	37,847668	35,7808	3,485243	10,725535	25,147144
5/1/2006	02:38:58	30,442629	29,465125	35,966702	39,469354	34,410274	38,310215	35,95508	3,502652	10,463814	25,502889
5/1/2006	02:39:31	30,69389	29,417455	35,997171	39,549995	35,10001	38,278715	36,056158	3,552825	10,128236	25,868935
5/1/2006	02:40:05	30,650632	29,57589	35,956267	39,778503	34,734585	37,621298	35,951507	3,822236	9,921224	26,035043
MEDIA		30,39	28,97	35,82	39,42	34,55	37,77	35,85	3,59	10,51	25,31
INCERTEZA		1,94%	5,05%	1,46%	2,21%	7,53%	3,82%	1,58%	1,67%	3,88%	4,81%
UMIDADE REL.		80%									
VAZAO AR		0,49	*m3/s*								
VAZAO AGUA		0,29	*l/s*								
EFICIÊNCIA		25,46%									

Figura 5.3 – Planilha eletrônica com dados de algumas medições realizadas.

A temperatura de entrada e saída do ar e da água, a temperatura de bulbo úmido e as temperatura ao longo do enchimento foram medidas através de termopares e adquiridas pelo sistema de aquisição de dados baseado em labview. A aproximação e o resfriamento foram calculados diretamente pelo Labview. Todos estes dados receberam tratamento estatístico adequado, como se vê na figura 5.3. Primeiramente foi calculada pela planilha a média de todos os valores, depois calculada a incerteza de cada medição. A umidade relativa era lida no anemômetro da Omega e computado na planilha. As vazões do ar e da água eram medidos pelos métodos já descritos no item 4.2 e computados na planilha. Por fim, a eficiência tomava as temperaturas de entrada e saída e a temperatura de bulbo úmido era calculada pela planilha. Maiores detalhes sobre o tratamento estatístico e sua terminologia será visto no Apêndice 1.

CAPÍTULO 6.0 – Simulação Numérica de uma Torre de Resfriamento

6.1 – Fundamentos

No estudo das torres de resfriamento nos deparamos com dois fenômenos distintos que se relacionam entre si, a transferência de calor e de massa. Estes fenômenos são importantes para o entendimento e para a modelagem matemática de torres de resfriamento. As leis que regem estes fenômenos são a Lei de Resfriamento de Newton para a transferência de calor por convecção e a Lei de Fick da Difusão para a transferência de massa. As equações 6.1 e 6.2 definem cada uma destas leis.

$$Q = h_c A(T_s - T_\infty) \qquad \text{Lei de Resfriamento de Newton} \tag{6.1}$$

$$\dot{m}_v = h_d A(\rho_s - \rho_\infty) \qquad \text{Lei de Fick da Difusão} \tag{6.2}$$

A transferência de calor entre uma superfície e um fluido qualquer em contato é definida como convecção, Moreira (1999). Já a transferência de massa é resultante tanto da convecção, onde porções de fluido são transportadas de uma região para outra, quanto da difusão de regiões de alta concentração para regiões de baixa concentração, Holman (1980). Quando a primeira ocorre diz-se que a transferência de massa ocorreu em escala macroscópica e em escala microscópica quando acontece a segunda. As equações que regem estes fenômenos parecem em princípio fáceis de serem resolvidas, mas a verdade é que o grande problema da transferência de calor por convecção e a transferência de massa é de fato encontrar o valor dos coeficientes de transferência, h_d e h_c.

No estudo da camada limite térmica, um dos resultados importantes que se acha é o que resulta na definição para se encontrar o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção, h_c. Esta relação adimensional é conhecida como o número de Nusselt, nome dado em homenagem Wilhelm Nusselt, que contribuiu significativamente para a teoria da transferência de calor por convecção, Holman (1980).

$$N_u = \frac{h_c L}{k} \tag{6.3}$$

No estudo de torres de resfriamento de tiragem mecânica, utiliza-se o estudo da convecção forçada e nesta o número de Nusselt pode ser correlacionado com outros dois números adimensionais, conforme segue:

$$N_u = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}) \tag{6.4}$$

Onde Re é o número de Reynolds, em homenagem Osborne Reynolds, e é dado pela seguinte expressão:

$$\mathrm{Re} = \frac{VL}{\nu} \tag{6.5}$$

O número de Reynolds é fundamental na caracterização do escoamento, se é laminar ou turbulento.

O outro número adimensional, Pr, é conhecido com número de Prandtl, em homenagem a Ludwig Prandtl que introduziu os conceitos da teoria da camada limite, Holman (1980). É dado pela seguinte expressão:

$$\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \tag{6.6}$$

O número de Prandtl relaciona as espessuras relativas das camadas limites hidrodinâmica e térmica.

Uma relação bastante utilizada para o número de Nusselt quando se tem escoamento externo sobre uma superfície plana nos regimes laminar e turbulento é:

$$N_u = a(\mathrm{Re}^b - A)\mathrm{Pr}^c \tag{6.7}$$

Onde a, b e c são constantes que dependem da geometria e regime do escoamento. A tabela 6.1 mostra valores típicos.

Tabela 6.1 – Constantes para a Eq. 6.7 em várias situações de escoamento (Moreira, 1999).

a	b	c	A	Regime	Geometria	Observações
0,664	1/2	1/3	0	*laminar*	Sup. Plana	0,6 ≤ Pr ≤ 50
0,128	1/2	1/2	0	*laminar*	Sup. Plana	Pr ≤ 0,05
0,037	4/5	1/3	23550	*turbulento*	Sup. Plana	Pr ≥ 0,5
				(início laminar)		5x10E5 ≤ ReL ≤ 10E8

Quando se trabalha com transferência de calor e massa, é comum fazer analogias entre estes dois fenômenos, e isto é provado para várias situações práticas para escoamentos de fluidos nas mais diversas geometrias, bem como para escoamentos turbulentos ou laminares. Com isto, pode-se calcular o coeficiente de transferência de massa através de correlações análogas às usadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção. Por exemplo, pode-se obter o coeficiente de transferência de massa, através do número adimensional de Sherwood, da mesma forma que se calcula com o número de Nusselt, o coeficiente de transferência de calor por convecção. A equação 6.8 mostra o número de Sherwood (Kloppers & Kroger, 2005).

$$S_h = \frac{h_d L}{D} \tag{6.8}$$

Onde:

h_d – coeficiente de transferência de massa por convecção , [m/s].
L – comprimento característico [m].
D – coeficiente de difusão de massa [m²/s].

Um outro adimensional usado na transferência de massa é o número de Schmidt, Sc, que é análogo ao número de Prandtl, usado na transferência de calor por convecção. A equação 6.9 mostra o número de Schmidt.

$$Sc = \frac{\nu}{D} \tag{6.9}$$

Onde:

υ – viscosidade cinemática [m²/s].
D – coeficiente de difusão de massa [m²/s].

Seguindo este mesmo raciocínio, da mesma forma que calculou-se o número de Nusselt com a equação 6.7, a equação 6.10 calcula o número de Sherwood conforme segue:

$$S_h = a(\mathrm{Re}^b - A)Sc^c \tag{6.10}$$

Com as equações 6.7 e 6.10 pode-se encontrar um outro adimensional muito importante para a análise de transferência de calor e massa, o número de Lewis , Le, apenas dividindo-se uma pela outra conforme segue:

$$\frac{S_h = \cancel{a(\mathrm{Re}^b - A)Sc^c}}{N_u = \cancel{a(\mathrm{Re}^b - A)}\mathrm{Pr}^c} \rightarrow \frac{h_d \cancel{L} / D = Sc}{h_c \cancel{L} / k = \mathrm{Pr}} \rightarrow$$

$$\frac{h_d}{h_c C_p \rho} = \left(\frac{Sc}{\mathrm{Pr}}\right)^{2/3} = \left(\frac{\alpha}{D}\right)^{2/3} = Le^{2/3} \tag{6.11}$$

Pela equação 6.11, percebe-se que o número de Lewis é a relação entre o número Schmidt e o número de Prandtl, os quais quando substituídos por seus respectivos valores também dão outra relação ao número de Lewis, a razão entre a difusividade térmica e a difusividade de massa. Lewis encontrou para o ar úmido, o valor de 0,865 para o número de Lewis. Com isto ele encontrou um outro grupo adimensional chamado fator de Lewis, L*ef*. Dado da seguinte forma:

$$Lef = \frac{h_c}{h_d C_p \rho} = (0.86)^{2/3} = 0.90 \cong 1 \tag{6.12}$$

Com este resultado é possível calcular o coeficiente de transferência de massa através do coeficiente de transferência de calor por convecção, que diga-se de passagem, tem um infinidade de correlações e uma vasta bibliografia a respeito do mesmo, o que facilita o cálculo do coeficiente de transferência de massa. Merkel utilizou o valor unitário para o fator de Lewis em seus cálculos de simulação de torres de resfriamento. Poppe e Rogener usaram a equação de Bosnjakovic, que expressa o fator de Lewis em um cálculo mais rigoroso conforme equação 6.13, Kloppers & Kroger (2005).

$$Le_f = \frac{0.865^{0.667}\left(\frac{w_i + 0.622}{w + 0.622} - 1\right)}{\ln\left(\frac{w_i + 0.622}{w + 0.622}\right)} \tag{6.13}$$

6.2 – Transferência de Calor e Massa

Quando se manipula o ar úmido, tem-se de forma inevitável a adição ou remoção do vapor de água. Com esta manipulação quantidades de calor podem ser retiradas ou adicionadas, na forma de calor sensível (transferência de calor por convecção) devido à diferença de temperatura entre o ar e a água, este calor é responsável de 20 a 30% do calor total e na forma de calor latente (transferência de massa por convecção), devido à diferença de concentração entre a superfície molhada e o ar circundante, este calor é responsável de 70 a 80% do calor total, Trovati (2006). A figura 6.1 exemplifica estes conceitos.

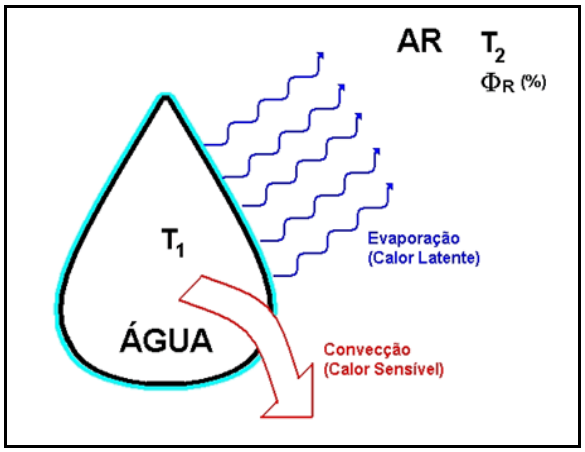


Figura 6.1 – Remoção de calor através da transferência de calor e massa, para isto, T1>T2 e umidade relativa do ar (ΦR) < 100% (Trovati, 2006).

Conclui-se que o calor total transferido em um sistema evaporativo é a soma das parcelas de transferência de calor sensível e latente, dado pela equação 6.14.

$$\delta Q = \delta Q_S + \delta Q_L \tag{6.14}$$

A transferência de massa da superfície da água para o ar é proporcional à diferença de pressões parciais P_{ag} e P_{ar}. Sabendo que a umidade absoluta é aproximadamente proporcional à pressão parcial do vapor ,Stoecker & Jones(1984) então tem-se:

$$dm_{ag} = h_d(w_{sat} - w)dA \tag{6.15}$$

O calor latente δQ_L é dado por:

$$\delta Q_L = h_{lv} dm_{ag} \Rightarrow \delta Q_L = h_{lv} h_d (w_{sat} - w)dA \tag{6.16}$$

O calor sensível δQ_S é dado por:

$$\delta Q_S = h_c (T_{ag} - T_{ar}) dA \tag{6.17}$$

Somando as equações 16 e 17 temos o calor total.

$$\delta Q = \delta Q_S + \delta Q_L = h_c (T_{ag} - T_{ar}) dA + h_d (w_{sat} - w) dA h_{lv} \tag{6.18}$$

A equação 6.18 mostra as duas parcelas constituintes do calor total, uma decorrente do gradiente de temperaturas e a outra do gradiente das umidades absolutas. É comum referir-se a estas duas parcelas como os potenciais do fluxo total do calor transferido. Com o uso do fator de Lewis, Le*f*, é possível transformar estes dois potenciais em um único potencial relacionado com as entalpias do ar saturado à temperatura da superfície molhada e a entalpia do ar circundante. De forma que a entalpia do vapor d'água a T_{ag} é dada por:

$$h_v = h_{lv} + c_{p_v} T_{ag} \tag{6.19}$$

A entalpia do ar saturado avaliado na temperatura da superfície molhada é dada por:

$$h_i = c_{p_{ar}} T_{ag} + w_i (h_{lv} + c_{p_v} T_{ag}) \tag{6.20}$$

Substituindo a equação 6.19 em 6.20 e acrescentando o artifício $wh_v - wh_v$ tem-se:

$$h_i = c_{p_{ar}} T_{ag} + wh_v + (w_i - w) h_v \tag{6.21}$$

A entalpia da mistura ar-vapor d'água é dado por:

$$h_{ar} = c_{p_{ar}} T_{ar} + w(h_{lv} + c_{p_v} T_{ar}) \tag{6.22}$$

Subtraindo a equação 6.21 pela 6.22 temos:

$$(h_i - h_{ar}) = c_{p_{ar}} T_{ag} + wh_v + (w_i - w) h_v - c_{p_{ar}} T_{ar} - w(h_{lv} + c_{p_v} T_{ar})$$

$$(h_i - h_{ar}) - (w_i - w) h_v = c_{p_{ar}} T_{ag} + wh_v - c_{p_{ar}} T_{ar} - wh_{lv} - wc_{p_v} T_{ar}$$

$$(h_i - h_{ar}) - (w_i - w) h_v = c_{p_{ar}} T_{ag} + w(h_v - h_{lv}) - T_{ar} (c_{p_{ar}} + wc_{p_v})$$

Da equação 6.19 provém $h_v - h_{lv} = c_{p_v} T_{ag}$.

$$(h_i - h_{ar}) - (w_i - w) h_v = c_{p_{ar}} T_{ag} + wc_{p_v} T_{ag} - T_{ar} (c_{p_{ar}} + wc_{p_v})$$

$$(h_i - h_{ar}) - (w_i - w) h_v = T_{ag} (c_{p_{ar}} + wc_{p_v}) - T_{ar} (c_{p_{ar}} + wc_{p_v})$$

Sabendo que o calor específico do ar úmido é dado por:

$$c_{p_u} = (c_{p_{ar}} + w c_{p_v}) \tag{6.23}$$

$(h_i - h_{ar}) - (w_i - w)h_v = (T_{ag} - T_{ar})c_{p_u}$ então

$$T_{ag} - T_{ar} = \frac{(h_i - h_{ar}) - (w_i - w)h_v}{c_{p_u}} \tag{6.24}$$

Substituindo a equação 6.24 na 6.17 e inserindo-se o resultado na equação 6.14, devidamente com a equação 6.16 tem-se:

$$\delta Q_S = h_c \left[\frac{(h_i - h_{ar}) - (w_i - w)h_v}{c_{p_u}} \right] dA \text{ e } \delta Q_L = h_{lv} h_d (w_i - w) dA$$

$$\delta Q = \delta Q_S + \delta Q_L = h_c \left[\frac{(h_i - h_{ar}) - (w_i - w)h_v}{c_{p_u}} \right] dA + h_d (w_i - w) dA h_{lv}$$

$$\delta Q = h_d dA \left[h_c \left[\frac{(h_i - h_{ar}) - (w_i - w)h_v}{h_d c_{p_u}} \right] + h_v (w_i - w) \right]$$

$$\delta Q = h_d dA \left[\frac{h_c}{h_d c_{p_u}} (h_i - h_{ar}) + h_v (w_i - w) - \frac{h_c (w_i - w) h_v}{h_d c_{p_u}} \right]$$

$$\delta Q = h_d dA \left[\frac{h_c}{h_d c_{p_u}} (h_i - h_{ar}) + \left(1 - \frac{h_c}{h_d c_{p_u}} \right) (w_i - w) h_v \right]$$

Sendo $Le_f = \frac{h_c}{h_d c_{p_u}}$ o fator de Lewis:

$$\delta Q = h_d dA \left[Le_f (h_i - h_{ar}) + (1 - Le_f)(w_i - w) h_v \right] \tag{6.25}$$

Quando se faz a simplificação que o fator de Lewis é unitário, a equação 6.25 fica da seguinte forma:

$$\delta Q = \frac{h_c dA}{c_{p_u}} (h_i - h_{ar}) \tag{6.26}$$

Esta equação é conhecida como potencial de entalpia. Esta propicia a determinação da transferência de calor e massa em torres de resfriamento e também dá a direção em que a transferência de calor total se dá, por exemplo, da água para o ar ou do ar para água.

6.3 – Modelagem Matemática de Torres de Resfriamento de Contra-corrente

Na modelagem de torres de resfriamento existem algumas simplificações feitas para deixar os cálculos mais simples, dos quais cita-se:

- Fator de Lewis igual a 1;
- O fluxo de água é constante, ou seja , as perdas por evaporação não são consideradas;
- O ar existente na torre é saturado com vapor d'água e é caracterizado somente pela entalpia.

Com estas simplificações é possível utilizar o método do NUT (Número de Unidades de Transferência), que é basicamente o método utilizado pela ASHRAE. Considere uma torre conforme mostrada na figura 6.2 e seu respectivo volume de controle:

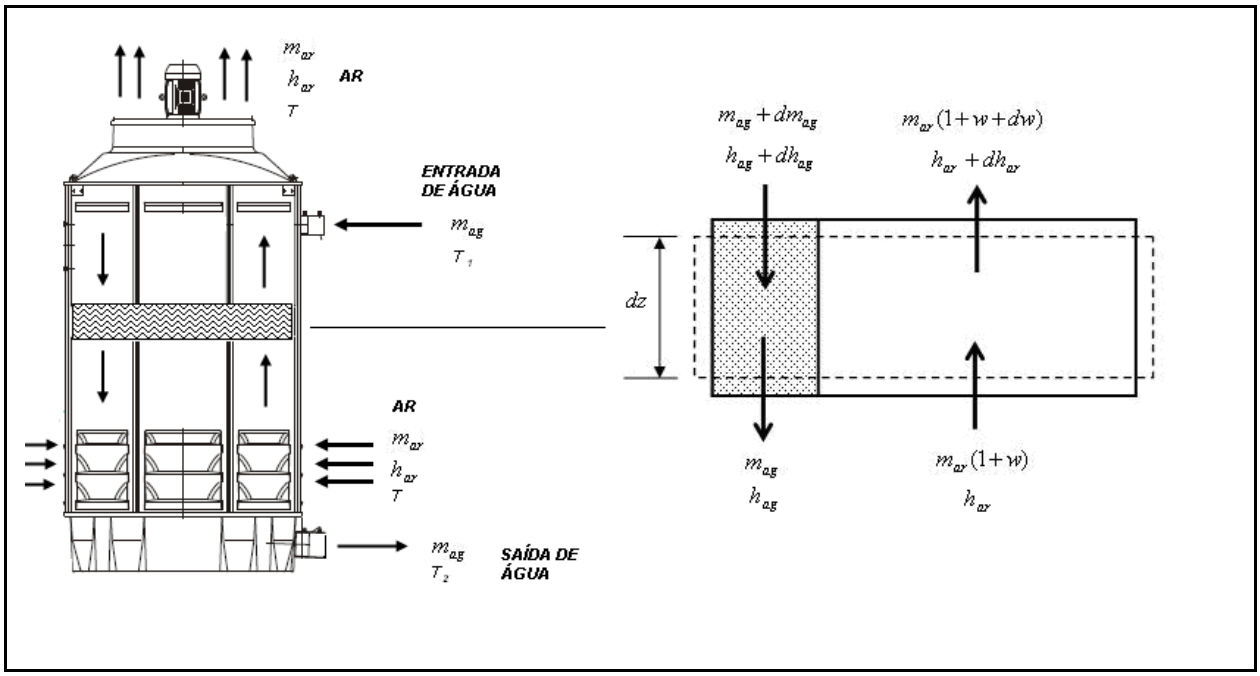


Figura 6.2 – Volume de controle do enchimento em contra corrente.

Fazendo um balanço de energia no volume do enchimento como segue:

Pela 1ª Lei: $\frac{dE}{dt} = \Sigma H_e - \Sigma H_s + \Sigma Q - \Sigma W$

Considerando que a torre opera em regime permanente, $\frac{dE}{dt} = 0$. Como não há trabalho realizado pela torre e considerando-a adiabática, tem-se pelo volume de controle:

$\Sigma H_e = \Sigma H_s$

$$0 = m_{ar}(1+w)h_{ar} + (m_{ag} + dm_{ag})(h_{ag} + dh_{ag}) - m_{ag}h_{ag} - m_{ar}(1+w+dw)(h_{ar} + dh_{ar})$$

Simplificando e reorganizando temos:

$$m_{ar}dh_{ar} - m_{ag}dh_{ag} - h_{ag}dm_{ag} = 0 \tag{6.27}$$

Como não será considerado a perda de água por evaporação, o fluxo de calor total removido da água será dado por:

$$\delta Q = m_{ar}dh_{ar} = m_{ag}dh_{ag} \tag{6.28}$$

Esta análise é feita somente pelo balanço de energia e não representa a totalidade dos fenômenos que ocorrem internamente na torre. Por isto utiliza-se o conceito de potencial de entalpia, que é dado pela equação 6.26. Fazendo a simplificação de que o fator de Lewis é um, podemos igualar a equação 6.26 a 6.28, conforme segue:

$$\delta Q = \frac{h_c dA}{c_{p_u}}(h_i - h_{ar}) = m_{ar}dh_{ar} = m_{ag}dh_{ag}$$

De acordo com a simplificação adotada, $dh = c_p dT$ temos:

$$\delta Q = \frac{h_c dA}{c_{p_u}}(h_i - h_{ar}) = m_{ag}c_{p_{ag}}dT \tag{6.29}$$

Para um modelo unidimensional, onde a área disponível de transferência de calor e massa é a mesma para a seção horizontal do enchimento, a área de transferência para uma seção dz é usualmente expressa como:

$$dA = a_{fi}A_{fr}dz \tag{6.30}$$

Onde:

a_{fi} é a densidade por área do enchimento (área molhada dividida pelo respectivo volume)

A_{fr} é a área frontal ou área de face.

Por isto, nesta análise numérica, estes parâmetros relativos ao enchimento ficará implícito no número de Merkel mostrado a seguir.

Integrando-se a equação 6.29, para h_c e c_{p_u} constantes, obtém-se:

$$m_{ag}\int_{T_1}^{T_2}\frac{c_{p_{ag}}dT}{(h_i - h_{ar})} = \int_0^A \frac{h_c dA}{c_{p_u}} = \frac{h_c dA}{c_{p_u}} \tag{6.31}$$

A expressão $\frac{h_c dA}{c_{p_u}}$ é definida como o número de Merkel (Mep) ou o NUT então:

$$Mep = m_{ag} \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_{p_{ag}} dT}{(h_i - h_{ar})} \tag{6.32}$$

O número de Merkel é constante ao longo de toda a torre, e como é visto da equação 6.30, ele depende da geometria do contato ar-água, do regime, da velocidade, da viscosidade, ou seja, das características do escoamento, implícitas dentro do coeficiente de transferência de calor, h_c. A área de contato inclui a interface do filme de líquido-ar, bem como também das superfícies das gotas presentes. Um valor elevado do número de Merkel, indica que a temperatura da água de saída da torre se aproxima da temperatura de bulbo úmido do ar de insuflamento, Moreira (1999).

6.4 – Método de Integração Discreta de Simpson.

Primeiramente, discretizando-se a equação 6.31 e divide-se a torre de resfriamento na região do enchimento em *n* seções de áreas de contato. Assim tem-se:

$$m_{ag} c_{p_{ag}} \Delta T \sum \frac{1}{(h_i - h_{ar})} = \frac{h_c}{c_{p_u}} \sum A_i \tag{6.33}$$

$$Me = \frac{h_c}{c_{p_u}} \sum A_i = \frac{m_{ag} c_{p_{ag}} \Delta T}{\left(\frac{h_{(n)i} + h_{(n+1)i}}{2} - \frac{h_{(n)ar} + h_{(n+1)ar}}{2} \right)} \tag{6.34}$$

Através da equação 6.34 calcula-se o número de Merkel ou NUT, a partir da diferença das entalpias médias do ar e da superfície molhada para cada seção.

Uma simplificação nesta análise é que a área de contato ar-água preenche o enchimento uniformemente em toda a sua extensão, ou seja, cada seção tem a mesma área de contato. A figura 6.3 mostra um volume de controle mostrando o fluxo de calor sensível, que é responsável pelo aumento da temperatura de bulbo seco do ar, e a transferência de massa da água para o ar.

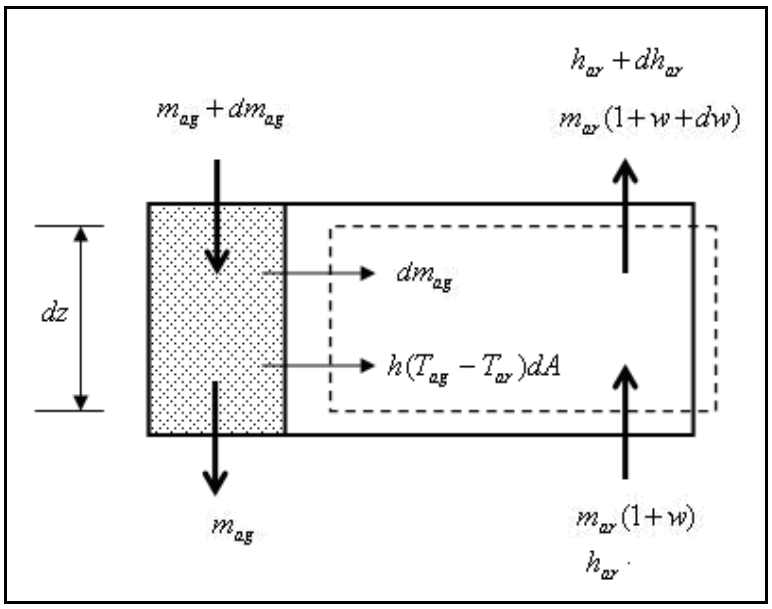


Figura 6.3 – Volume de controle para o ar da torre.

Fazendo um balanço de massa no volume de controle da figura 6.3, tem-se:

$$m_e = m_s \Rightarrow m_{ar}(1+w) + m_{ag} + dm_{ag} = m_{ar}(1+w+dw) + m_{ag}$$

$$m_{ar} + wm_{ar} + dm_{ag} = m_{ar} + wm_{ar} + m_{ar}dw$$

$$dm_{ag} = m_{ar}dw \tag{6.35}$$

Esta equação mostra que a variação da massa de água é diretamente proporcional ao fluxo de ar multiplicado pelo gradiente da umidade absoluta, ou seja, a quantidade água que é retirada através do ar na torre. Fazendo um balanço de energia no volume de controle da figura 6.3 temos:

$$h_c(T_{ag} - T_{ar}) = m_{ar}dh_{ar} \tag{6.36}$$

Sendo $dh = c_p dT$, substituindo na equação 6.36 temos:

$$h_c(T_{ag} - T_{ar}) = m_{ar}c_{pu}dT \tag{6.37}$$

Discretizando a equação 6.37 temos:

$$h_c A_i\left(\frac{T_{(n)ag} + T_{(n+1)ag}}{2} - \frac{T_{(n)ar} + T_{(n+1)ar}}{2}\right) = m_{ar}c_{pu}\left(T_{(n+1)ar} - T_{(n)ar}\right) \tag{6.38}$$

Isolando a temperatura do ar de saída temos:

$$T_{(n+1)ar} = \frac{T_{(n)ar} + (Me_i / 2m_a) \times (T_{(n)ag} + T_{(n+1)ag} - T_{(n)ar}}{1 + (Me_i / 2m_a)} \tag{6.39}$$

Através da equação 6.39 pode-se calcular o estado do ar através da torre de resfriamento. E por último, para terminar o cálculo da previsão das condições de saída da torre, o cálculo da temperatura de saída da água da torre. Este método não é direto como o cálculo do Merkel e nem das condições do ar, depois do conhecimento do Merkel através de dados experimentais de entrada e saída da torre, pode-se calcular as condições de operação em situações diferentes das condições experimentais. Nos cálculos será determinada a temperatura de saída da água, para isto, atribui um valor inicial para a temperatura de saída, um valor usual é a temperatura de bulbo úmido do ar, com este valor calcula-se o Merkel, se o valor calculado for maior (ou menor), então aumenta-se (ou diminui-se) a temperatura da água na saída. Este procedimento se repete até o critério de convergência ser satisfeito, percebe-se que este processo é iterativo.

6.5 – Ferramenta Computacional

Nos itens anteriores foi estudado o fenômeno físico, suas equações matemáticas e o desmembramento das mesmas para que se possa utilizar uma ferramenta computacional. O Matlab é utilizado para este fim, por ser uma ferramenta simples e ao mesmo tempo poderosa para análise numérica. A figura 6.4 mostra o funcionamento do programa através de um fluxograma.

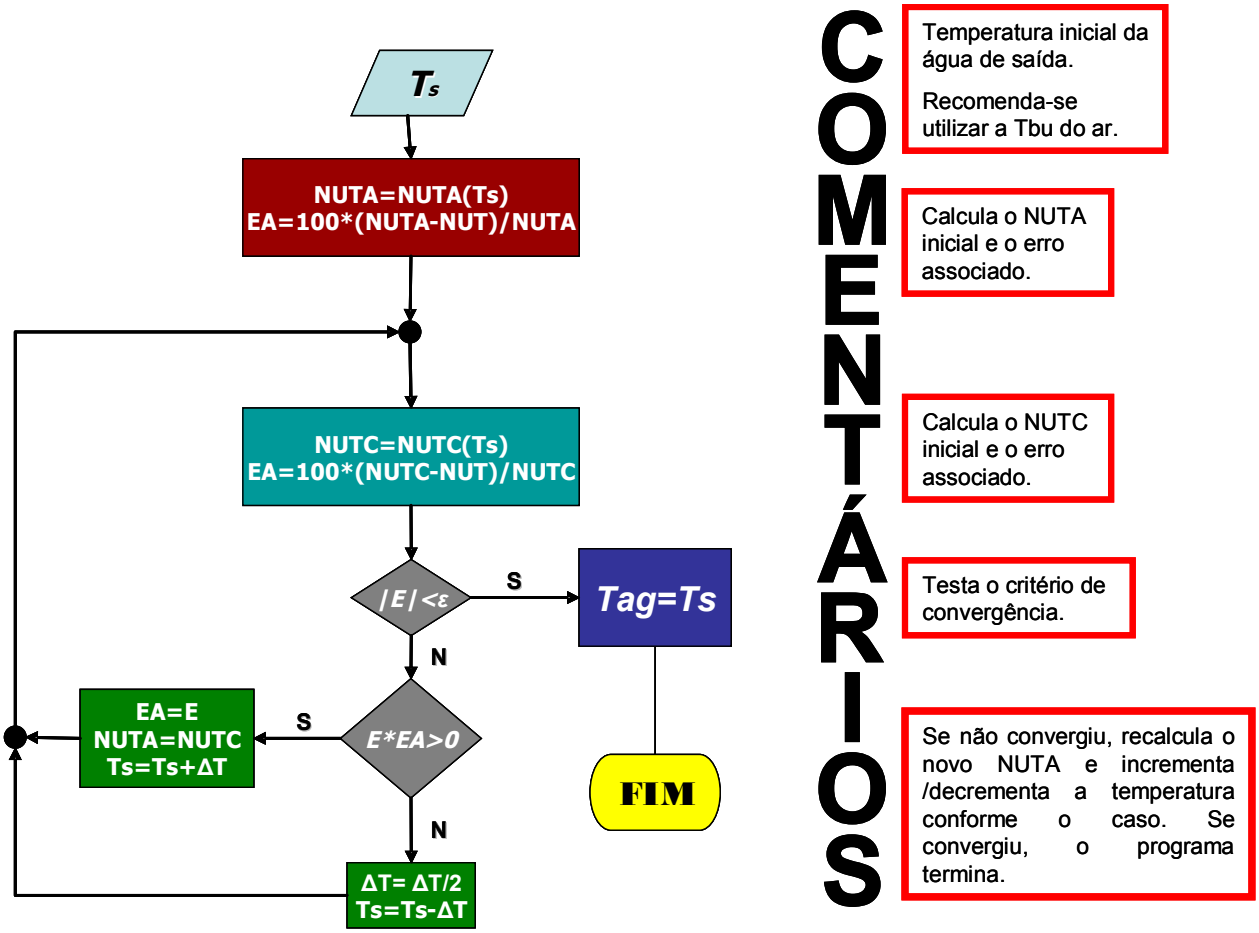


Figura 6.4 – Fluxograma de funcionamento do programa. (Moreira ,1999)

A figura 6.5 mostra o programa sendo rodado no Matlab para um caso específico.

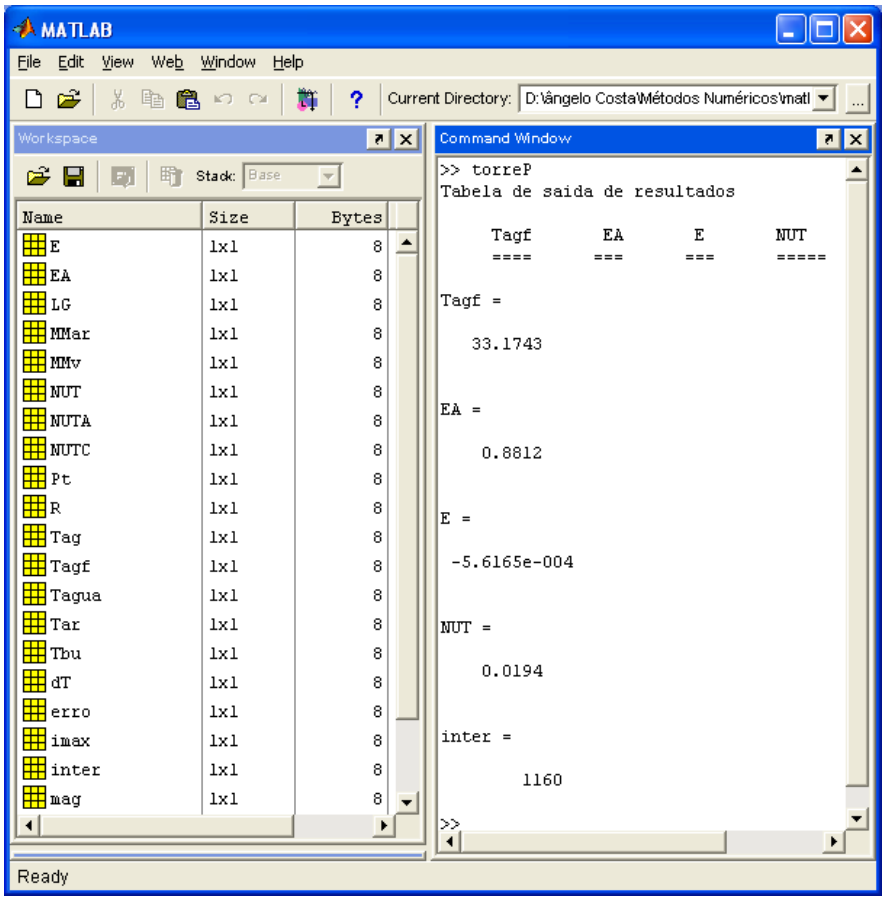


Figura 6.5 – Resultados obtidos com o programa em Matlab para um caso específico.

Abaixo segue a listagem do programa TorreP e da subrotina NUT.

PROGRAMA TorreP

```
clear all;

%Este programa usa o metodo das diferenças finitas para analise de torres de refriamento
%Universidade federal de Pernambuco  UFPE
%Demec- Mestrado em Processos e Sistemas Termicos
%Prof.: Orientador: Ana Rosa / Co-orientador : Jorge henriquez
%Aluno: Jose Angelo Peixoto da Costa

%Imprime o titulo dos resusltados da tabela saida
fprintf('Tabela de saida de resultados\n\n');
%Imprime as colunas
fprintf('    Tagf      EA      E      NUT      inter      \n');
fprintf('    ====     ===     ===     =====    =========   \n');


%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%DADOS DE ENTRADA PSICROMETRICOS
Tar=28.69;% temperatura do ar
Tbu=25.58;%   temperatura de bulbo umido
Pt =101.325;%   pressao barometrica
phi=0.9;% umidade relativa
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%DADOS DE ENTRADA PARA CALCULO DO NUT
Tag =40.28;% temperatura inicial da agua
Tagf =35.34; % temperatura final da agua
mar=0.408;% vazao de ar
mag=0.109;%    (vazao de agua em Kg/s)
LG=mag/mar;% relaçao vazao de agua e vazao de ar  mag/mar
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%


%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CALCULO DO NUT DA TORRE
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

NUT=nut(Tar,Tbu,Pt,phi,Tag,Tagf,mar,mag)% a variavel NUT chama a subrotina nut

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§
%INICIO DO PROGRAMA PARA CALCULA DA AGUA DE SAIDA
%§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§§

%===============================================================================
%DADOS DE ENTRADA PSICROMETRICOS
Tar=27.94;% temperatura do ar
Tbu=24.93;%   temperatura de bulbo umido
Pt =101.325;%   pressao barometrica
phi=0.89;% umidade relativa
erro=0.01; %erro desejado para o criterio de convergencia
imax=5000;%numero maximo de iteraçoes
inter=1;
%===============================================================================

%===============================================================================
%DADOS DE ENTRADA PARA CALCULO DO NUT
Tag =34.97;% temperatura inicial da agua
Tagf =Tbu; %chute inicial para a temperatura de saida da agua
mar=0.528;% vazao de ar
mag=0.109;%    (vazao de agua em Kg/s)
LG=mag/mar;% relaçao vazao de agua e vazao de ar  mag/mar
%===============================================================================

%===============================================================================
%CALCULO DO NUTA E DO ERRO ASSOCIADO

NUTA=nut(Tar,Tbu,Pt,phi,Tag,Tagf,mar,mag);

EA=((NUTA-NUT)/NUTA)*100;

%===============================================================================
%CALCULO DO NUTC E DO ERRO ASSOCIADO

NUTC=nut(Tar,Tbu,Pt,phi,Tag,Tagf,mar,mag);

E=((NUTC-NUT)/NUTC)*100;

%===============================================================================

 while abs(E)>erro %criterio de convergencia
%===============================================================================
%CALCULO DO NUTC E DO ERRO ASSOCIADO

NUTC=nut(Tar,Tbu,Pt,phi,Tag,Tagf,mar,mag);

E=((NUTC-NUT)/NUTC)*100;

%===============================================================================
dT=(Tag-Tagf)/10;%calculo do dT
%===============================================================================
```

```
    if E*EA>0

        EA=E;
        NUTA=NUTC;
        Tagf=Tagf+dT;

     else

        dT=dT/2;
        Tagf=Tagf-dT;

     end%fim do laço if

     inter=inter+1;

     if inter>imax %condiçao de aviso e parada caso o program nao consiga no numero max de iteraçoes

     disp(' Numero de interacoes realizadas superior ao limite estabelecido ')
     beep
     break

     end %fim do laço if

   end%fimo do laço while


   Tagf
   EA
   E
   NUT
   inter



%Salva os resultados no arquivo torredados.txt
save('torreP','Tagua','-ASCII','-TABS');
%////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////
```

SUBROTINA NUT

```
function merkel = nut(Tar,Tbu,Pt,phi,Tag,Tagf,mar,mag)

%Este programa usa o metodo das diferenças finitas para analise de torres de refriamento
%Universidade federal de Pernambuco  UFPE
%Demec- Mestrado em Processos e Sistemas Termicos
%Prof.: Orientador: Ana Rosa / Co-orientador : Jorge henriquez
%Aluno: Jose Angelo Peixoto da Costa


%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CALCULO DO LG E DO DT
LG=mag/mar;
dT=(Tag-Tagf)/10; %subdivisoes da torre de acordo com dT (torre divida em 10 seçoes)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%


%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% DECLARAÇÃO DAS CONSTANTES
R = 8314;            % Constante universal dos gases
MMar = 28.97;        % Massa molar do ar seco
MMv = 18.00;         % Massa molar do vapor
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% CALCULOS DE PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS

%Pvs = 610.78*exp((17.269*T(ii)/(237.3+T(ii)))); % Pressao do vapor sat.[Pa], 0ºC<T<63ºC
%CALCULO DA PRESSAO DE VAPOR SATURADO [Pa]: Uso de correlaçoes em funçao da faixa de temperatura
Tv=Tar;
```

```
if Tv>-40.0 & Tv<0.0
   Pvs = (610.78*exp((21.874*Tv/(265+0.9615*Tv))))/1000;
elseif Tv>0.0 & Tv<63.0
   Pvs = (610.78*exp((17.269*Tv/(237.3+Tv))))/1000;
else
   Pvs = (610.78*exp((17.269*Tv/(236.3+1.01585*Tv))))/1000;
end

Pv = (phi*Pvs);                          % Pressao do vapor [Pa]
Pvi=1*Pvs;                               % Pressao do vapor [Pa] na superficie molhada
Par = Pt-Pv;                             % Pressao do ar seco em [Pa]
w = 0.622*Pv/(Pt-Pv);                    % Umidade absoluta em kg de vapor/kg ar seco
wi = 0.622*Pvi/(Pt-Pvi);                 % Umidade absoluta em kg de vapor/kg ar seco na superficie molhada
Var = (R/MMar)*(Tar+273.15)/Par;         % Volume especifico do ar [m3/kg]
Vv  = (R/MMv)*(Tv+273.15)/Pv;            % Volume especifico do vapor [m3/kg]

%cpar   (calor especifico do ar em kJ/kg.C)
cpar=(1.045356e3-3.161783e-1*Tar+7.083814e-4*Tar^2-2.705209e-7*Tar^3)/1000;

%cpv    (calor especifico do vapor d'agua em kJ/kg.C)
cpv=((1.3605e3)+2.31334*Tagf-(2.46784e-10*Tagf^5)+(5.91332e-13*Tagf^6))/1000;

%cpu    (calor especifico da mistura ar-vapor d'agua em kJ/kg.C)
cpu=(cpar+w*cpv);

%cpag   (calor especifico da agua em kJ/kg.C)
cpag=4.19;%((8.15599e3-2.80627*10*Tagf+5.11283e-2*Tagf^2-2.17582e-13*Tagf^6))/1000;

%hlv    (Calor latente de vaporizacao da agua)
hlv=(3.4831814e6-5.8627703e3*273.15+12.139568*273.15^2-1.40290431e-2*273.15^3)/1000;

%har      (entalpia do ar em kJ/kg de ar seco)%entalpia da mistura do ar-vapor
har0=1.598e-5*Tar^2+1.006*Tar+w*(hlv+cpv*(Tar));%cpar*(Tar)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%SETANDO AS VARIAVIES PARA O LOOP FOR
k=1;
dh=0;%diferença de entalpia
hi1=0;
invDH1=0;
Tarnovo=Tar;%( temperatura inicial do ar de insuflamento );
Tagfvelho=0;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%LAÇO FOR PARA O CALCULO DO NUT

for i=Tagf:dT:Tag% laço for vai da temperatura de agua fria ate a temperatura de agua quente com incremento de 1

Tagf=Tagf+dT;%incremento da temperatura ao longo da torre
Tagfvelho=Tagf+1;
dh=LG*4.19*dT;%calculo do dh

har1=har0+dh;  %aumento de entalpia do ar seco

   %Calculo da entalpia do ar a temperatura da superficie molhada
   if Tagf>20.0 & Tagf<51
      a=0.0517*Tagf;
      hi0=20.982*exp(a);
      elseif Tagf>50.0 & Tagf<71.0
      b=0.0535*Tagf;
      hi0=18.706*exp(b);
      elseif Tagf>70.0 & Tagf<81.0
      c=0.0657*Tagf;
      hi0=7.9818*exp(c);
      else
      hi0=17.317*Tagf^2-2723*Tagf+108638;
   end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CALCULO DAS ENTALPIAS MEDIAS E O INVERSO DA DIFERENÇA

if k>1

harm=(har0+har1)/2;%entalpia media do ar

him=(hi0+hi1)/2; %entalpia media do ar saturado

DH0=(him-harm); %diferença de entalpias medias

invDH0=1/DH0; %inverso da diferenca de entalpias

somainvDH=invDH0+invDH1; %somatorio da diferenca de entalpias

else
    harm=0;
    him=0;
    DH0=0;
    invDH0=0;
    somainvDH=0;
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
 %CALCULO DO NUT

merkel=(mag*4.19*dT)*somainvDH;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%====================================================================
%CALCULO DO ESTADO DO AR ATRAVES DA TORRE PARA AS NOVAS CONDIÇOES PSICROMETRICAS

 Tarvelho=(Tarnovo+(merkel/(2*mar))*(Tagf+Tagfvelho-Tarnovo))/(1+(merkel/(2*mar)));

%=====================================================================

%=====================================================================
%RESULTADOS OBTIDOS ARMAZENADOS NA VARIAVEL SAIDA
            saida(k,1)=hi0;
            saida(k,2)=har1;
            saida(k,3)=him;
            saida(k,4)=merkel;
            saida(k,5)=Tarvelho;
            saida(k,6)=Tagfvelho;
            saida(k,7)=Tagf;

            %realimentaçao das variaveis
             k=k+1;
             har0=har1;
             hi1=hi0;
             invDH1=somainvDH;
             Tarnovo=Tarvelho;



        end %fim do laço for

 mevap=merkel*(wi-w);

%Salva os resultados no arquivo torredados.txt
save('nut','saida','-ASCII','-TABS');
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

CAPÍTULO 7.0 – Discussão dos Resultados

7.1 – Resultados das Medições no protótipo

Os resultados obtidos dos testes com os enchimentos (bobe, luffa, PET, fibra de coco) são apresentados nas figuras de 7.1 a 7.41.

PET

A figura 7.1 indica o resfriamento obtido pelo enchimento PET para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.29 l/s.

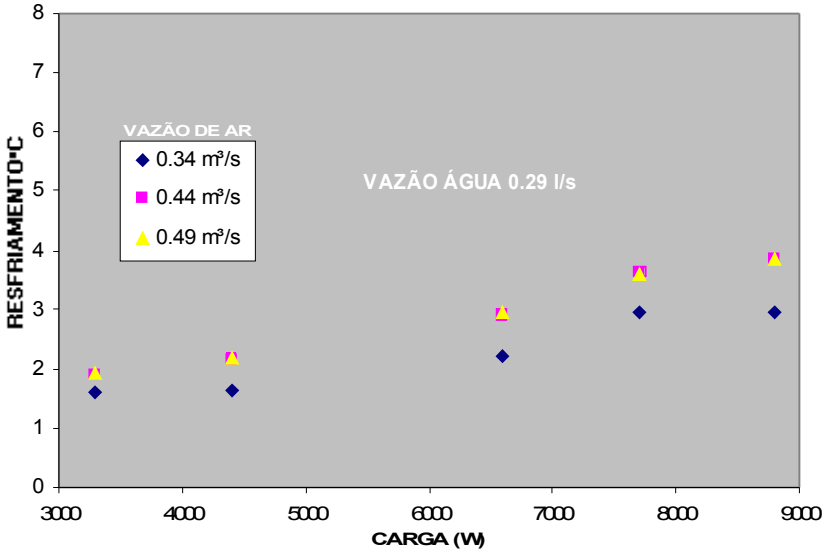


Figura 7.1 – [PET] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões para uma vazão de água de 0.29 l/s.

A figura 7.2 indica o resfriamento obtido pelo enchimento PET para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.15 l/s.

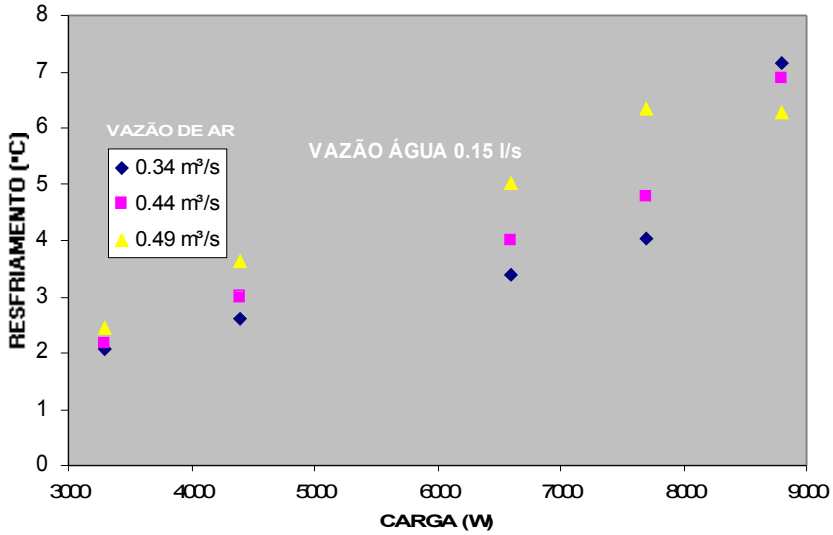


Figura 7.2 – [PET] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões para uma vazão de água de 0.15 l/s.

A figura 7.3 indica o resfriamento obtido pelo enchimento PET para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.11 l/s.

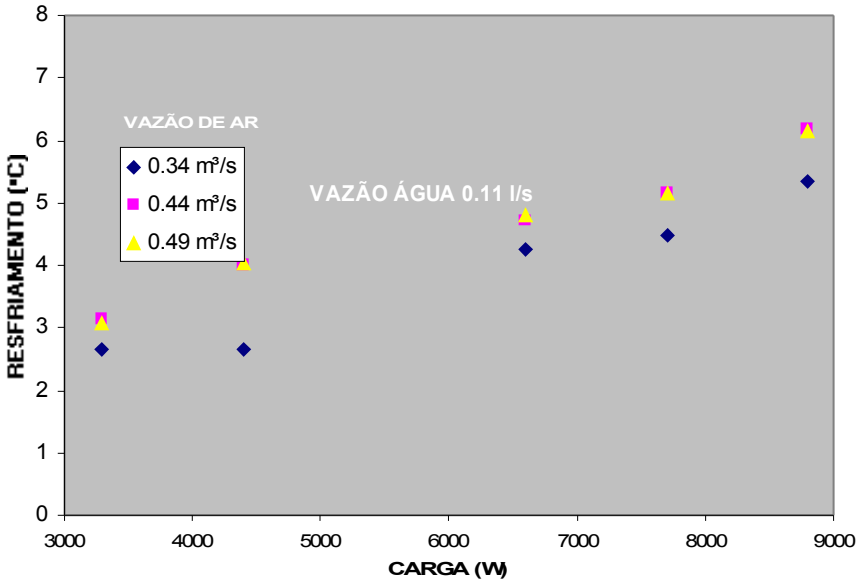


Figura 7.3 – [PET] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões para uma vazão de água de 0.11 l/s.

A figura 7.4 indica a aproximação obtida pelo enchimento PET para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.29 l/s.

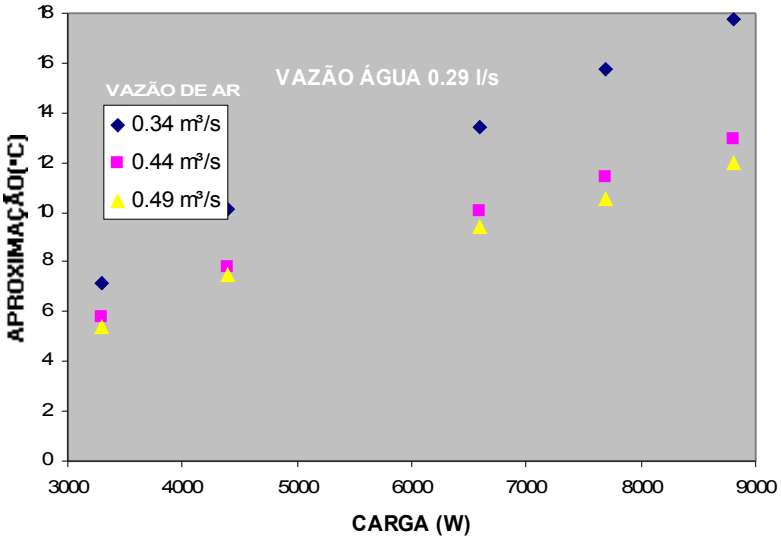


Figura 7.4 – [PET] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.

A figura 7.5 indica a aproximação obtida pelo enchimento PET para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.15 l/s.

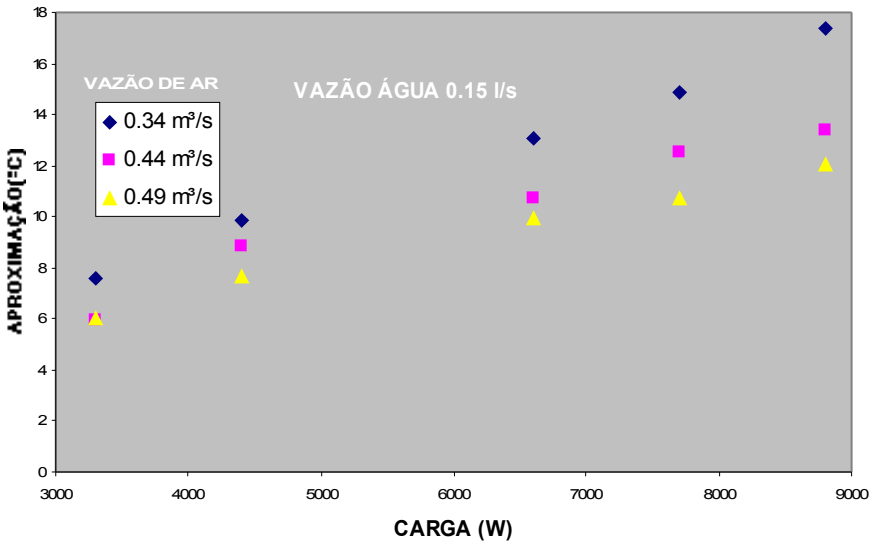


Figura 7.5 – [PET] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.

A figura 7.6 indica a Efetividade obtida pelo enchimento PET para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.29 l/s.

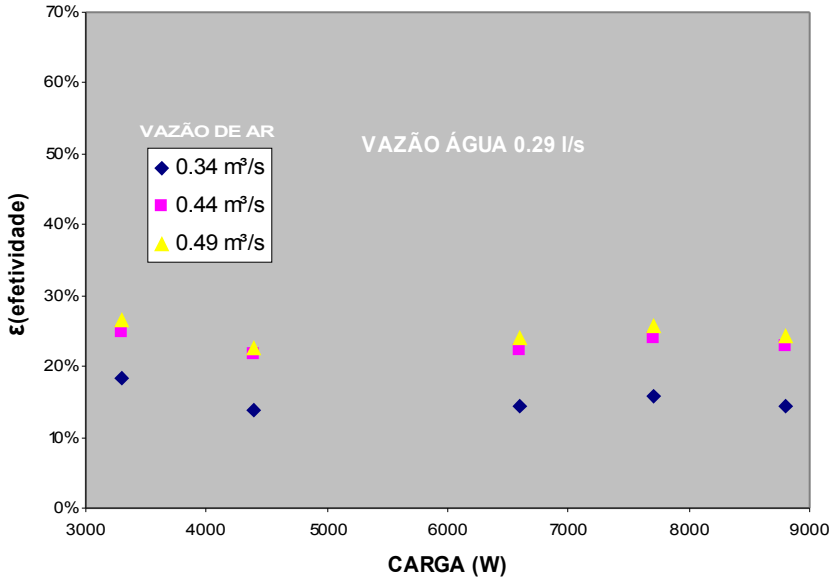


Figura 7.6 – [PET] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.

A figura 7.7 indica a Efetividade obtida pelo enchimento PET para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.15 l/s.

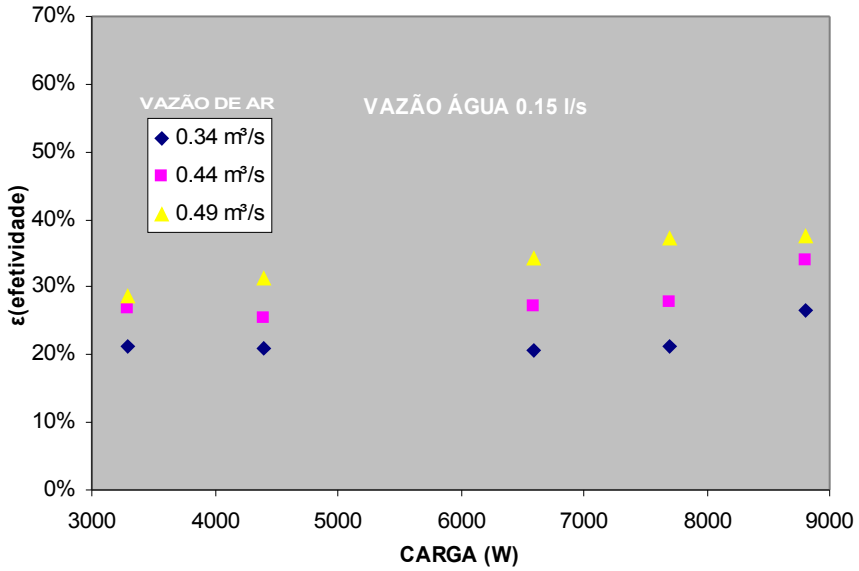


Figura 7.7 – [PET] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.

A figura 7.8 indica a Efetividade obtida pelo enchimento PET para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.11 l/s.

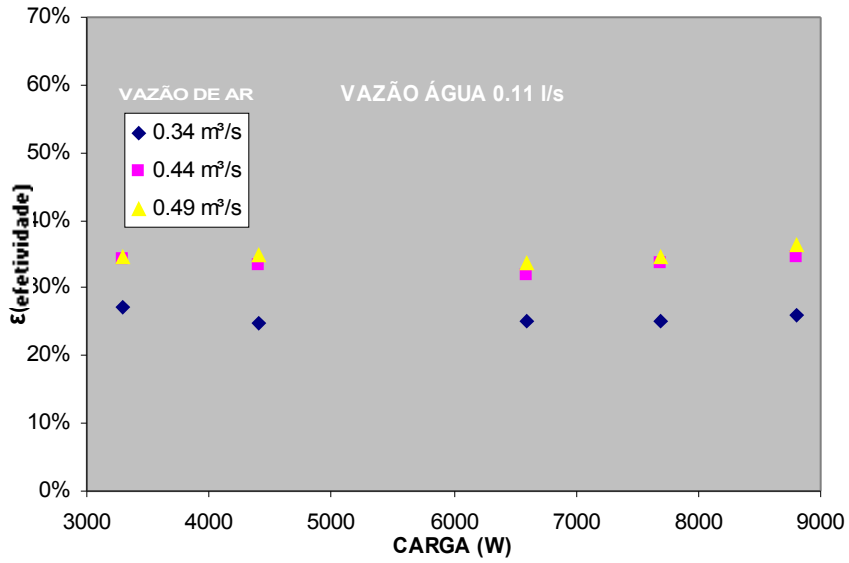


Figura 7.8 – [PET] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.

INDUSTRIAL

A figura 7.9 indica o Resfriamento obtido pelo enchimento Industrial para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.29 l/s.

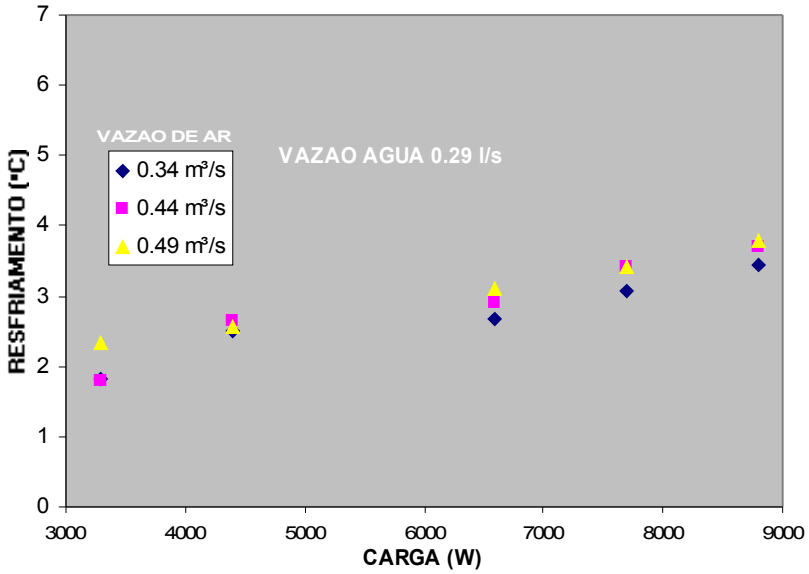


Figura 7.9 – [INDUSTRIAL] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.

A figura 7.10 indica o Resfriamento obtido pelo enchimento Industrial para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.15 l/s.

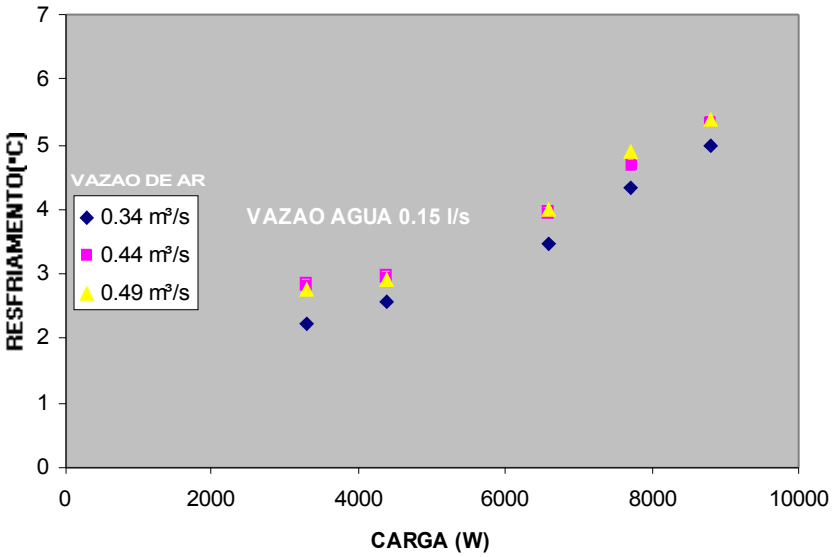


Figura 7.10 – [INDUSTRIAL] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.

A figura 7.11 indica o Resfriamento obtido pelo enchimento Industrial para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.11 l/s.

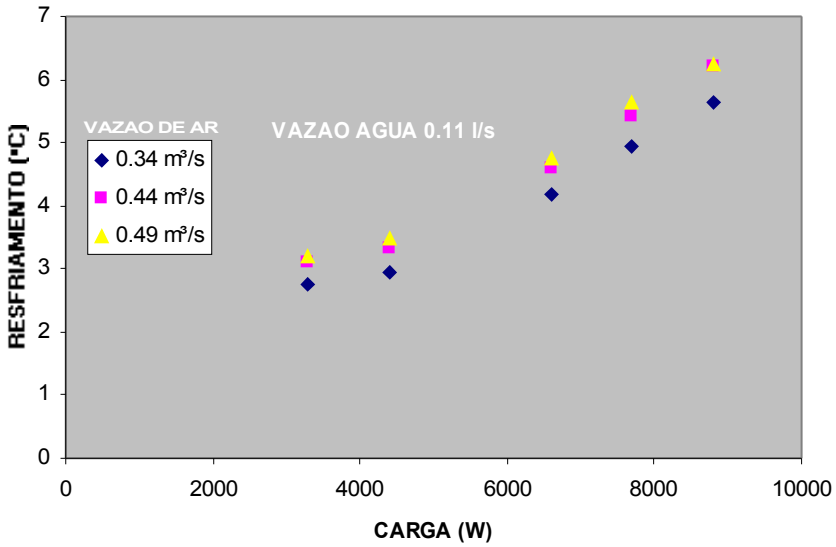


Figura 7.11 – [INDUSTRIAL] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.

A figura 7.12 indica a Aproximação obtida pelo enchimento Industrial para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.29 l/s.

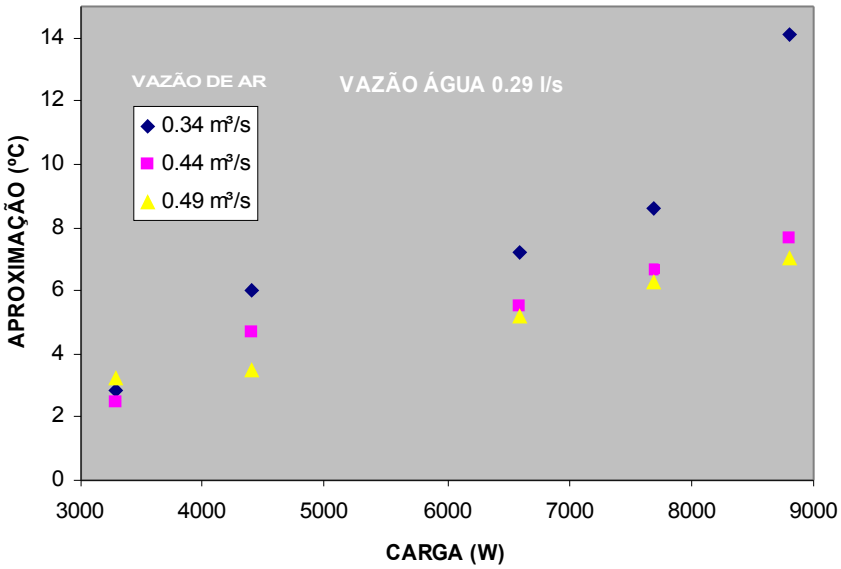


Figura 7.12 – [INDUSTRIAL] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.

A figura 7.13 indica a Aproximação obtida pelo enchimento Industrial para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.15 l/s.

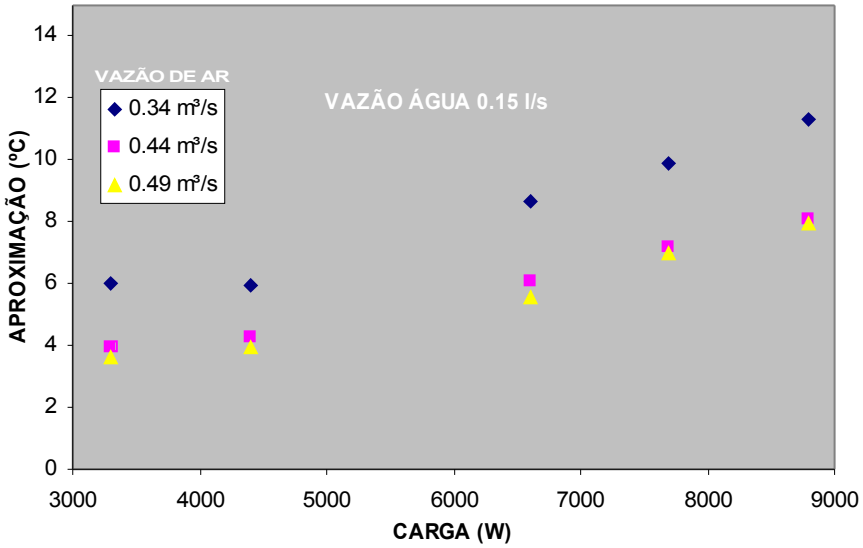


Figura 7.13 – [INDUSTRIAL] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.

A figura 7.14 indica a Aproximação obtida pelo enchimento Industrial para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.11 l/s.

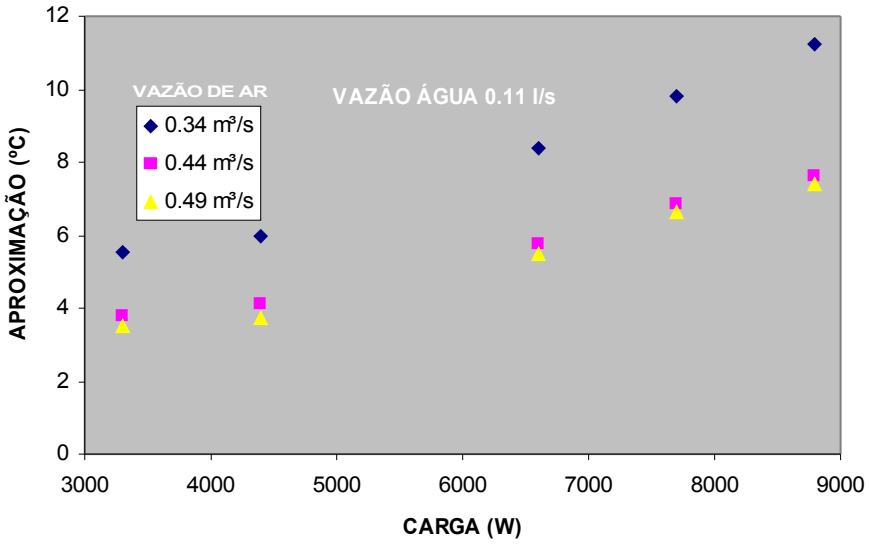


Figura 7.14 – [INDUSTRIAL] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.

A figura 7.15 indica a Efetividade obtida pelo enchimento Industrial para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.29 l/s.

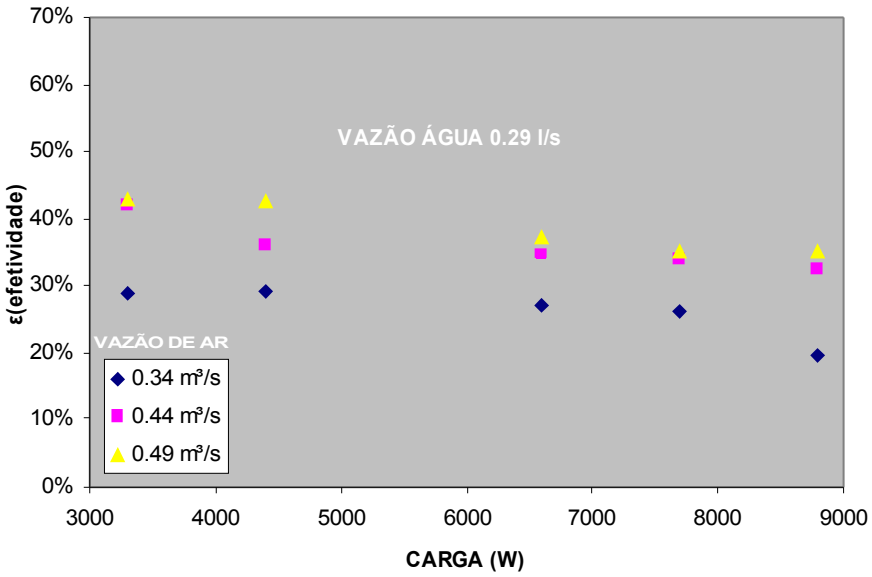


Figura 7.15 – [INDUSTRIAL] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.

A figura 7.16 indica a Efetividade obtida pelo enchimento Industrial para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.15 l/s.

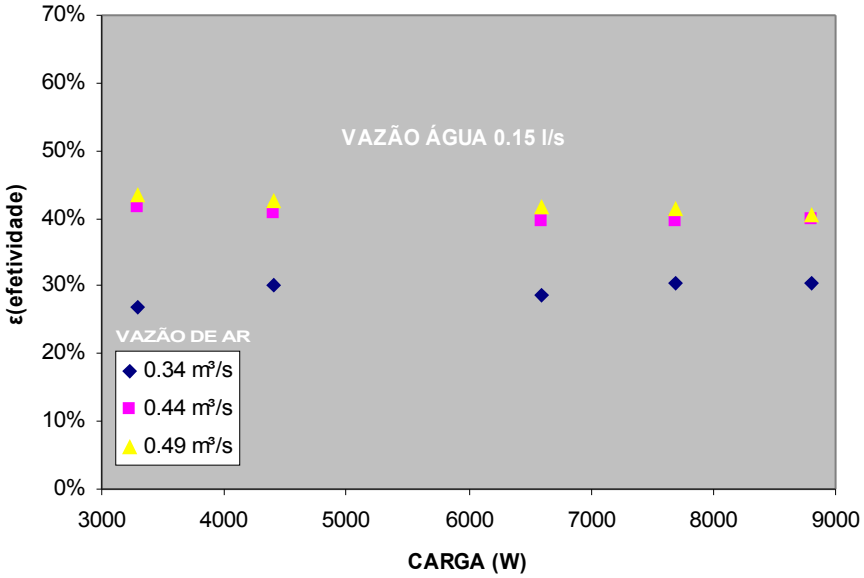


Figura 7.16 – [INDUSTRIAL] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.

A figura 7.16 indica a Efetividade obtida pelo enchimento Industrial para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.11 l/s.

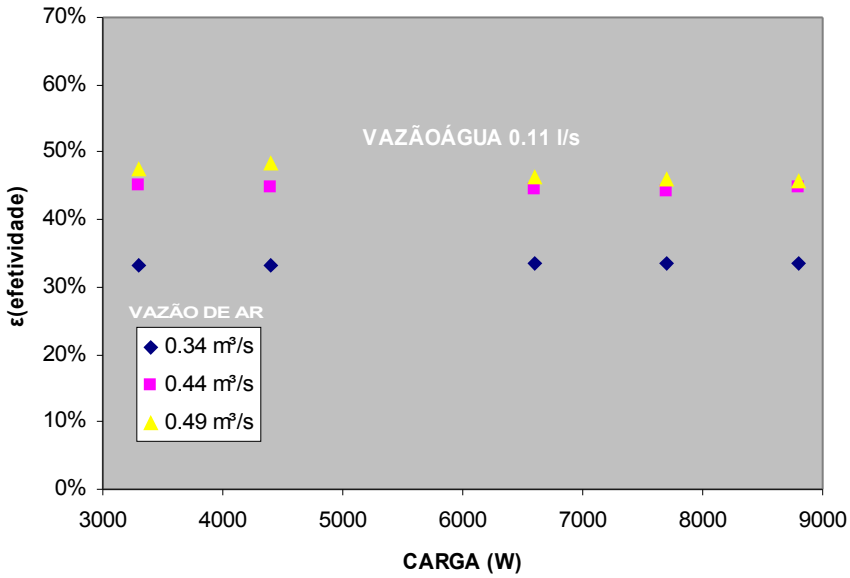


Figura 7.17 – [INDUSTRIAL] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.

BUCHA VEGETAL (LUFFA)

A figura 7.18 indica o Resfriamento obtido pelo enchimento Luffa para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.29 l/s.

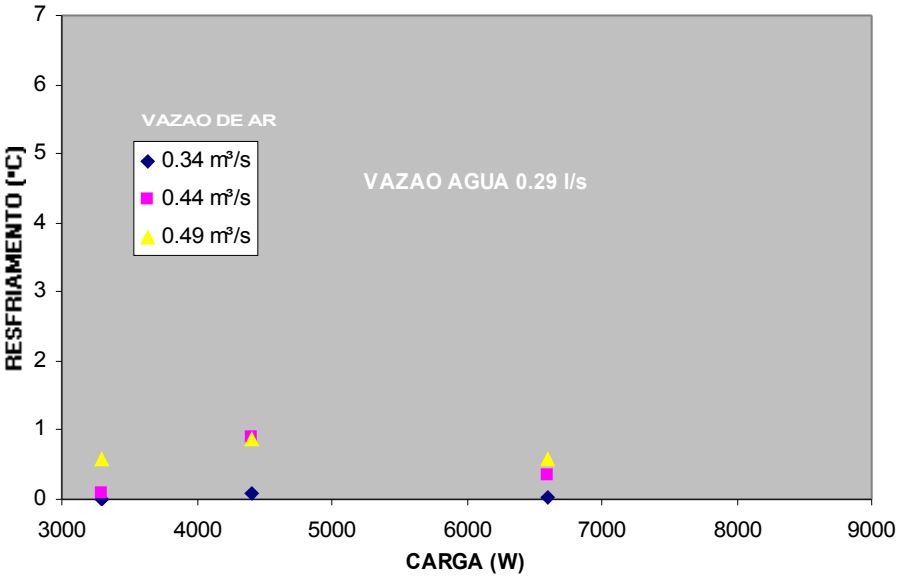


Figura 7.18 – [LUFFA] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.

A figura 7.1 indica o Resfriamento obtido pelo enchimento Luffa para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.15 l/s.

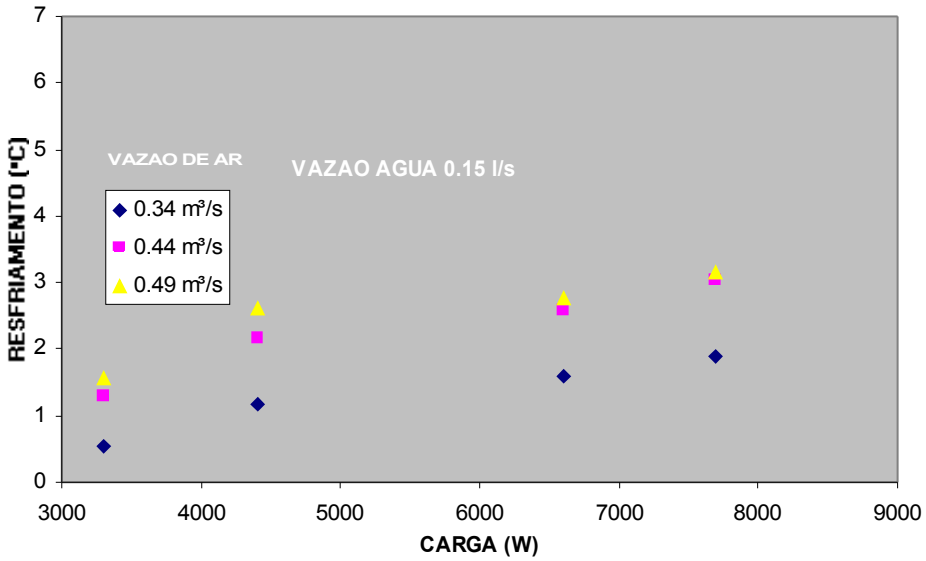


Figura 7.19 – [LUFFA] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.

A figura 7.20 indica o Resfriamento obtido pelo enchimento Luffa para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.11 l/s.

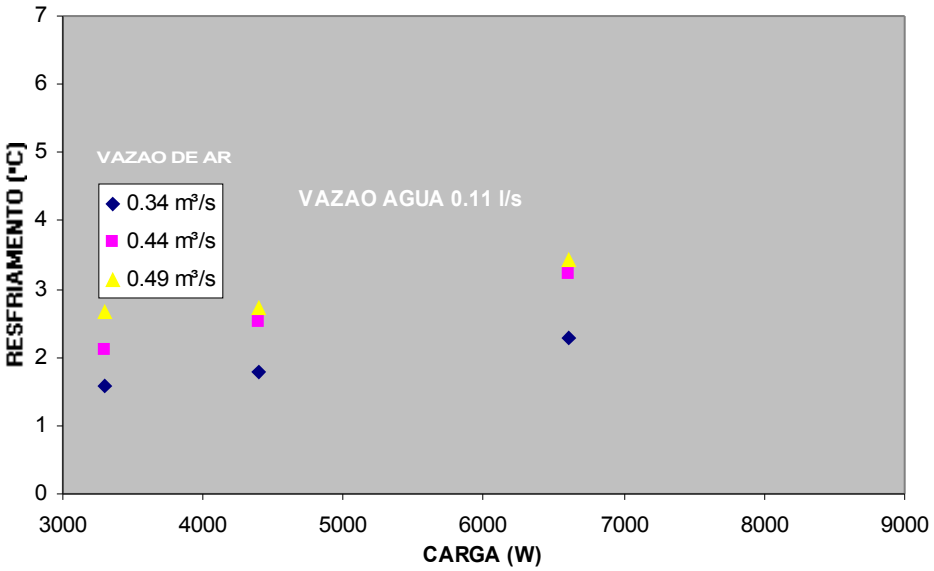


Figura 7.20 – [LUFFA] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.

A figura 7.21 indica a Aproximação obtida pelo enchimento Luffa para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.29 l/s.

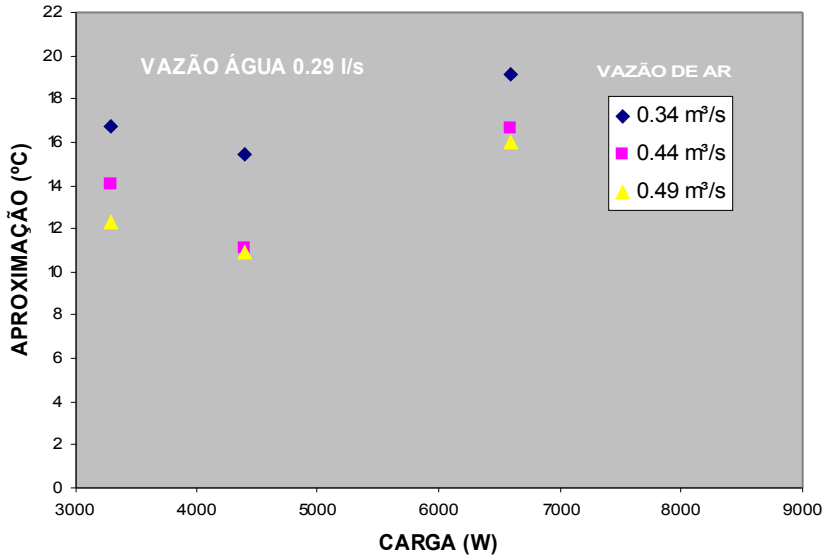


Figura 7.21 – [LUFFA] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.

A figura 7.22 indica a Aproximação obtida pelo enchimento Luffa para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.15 l/s.

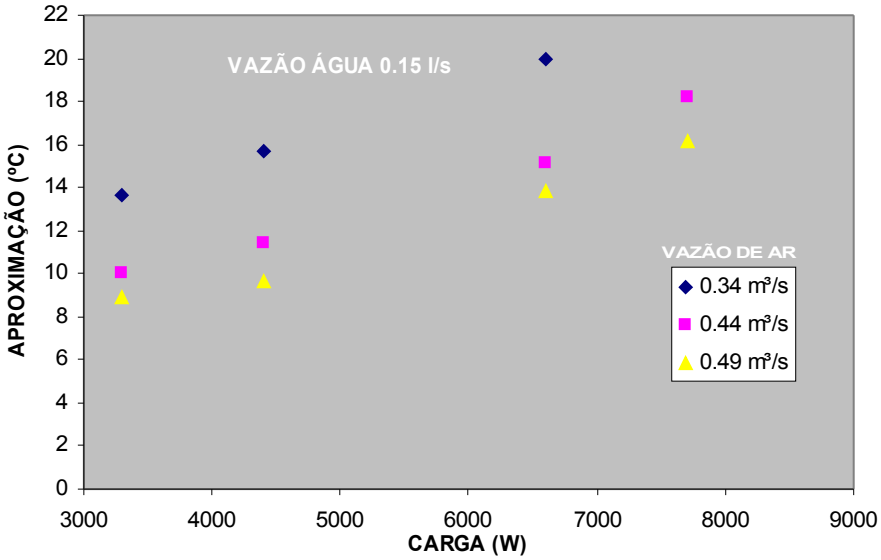


Figura 7.22 – [LUFFA] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.

A figura 7.2 indica a Aproximação obtida pelo enchimento Luffa para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.11 l/s.

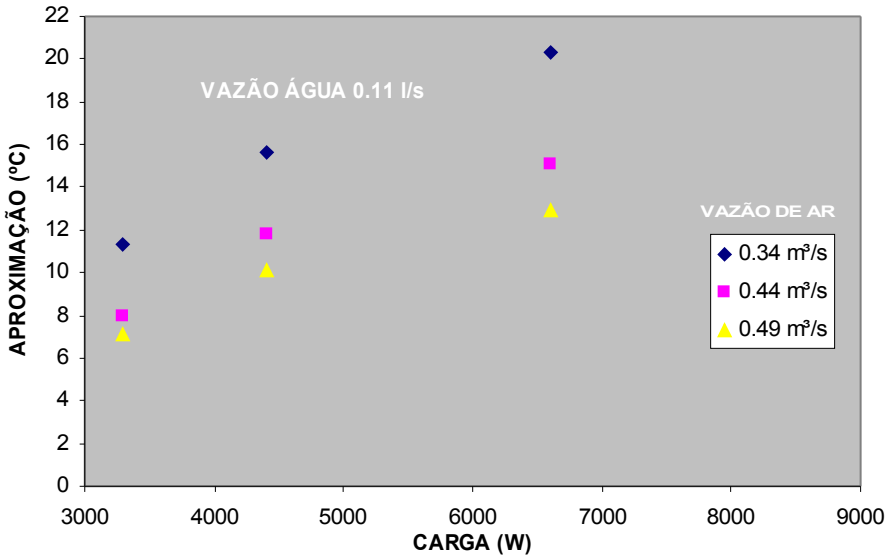


Figura 7.23 – [LUFFA] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.

A figura 7.24 indica a Efetividade obtida pelo enchimento Luffa para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.29 l/s.

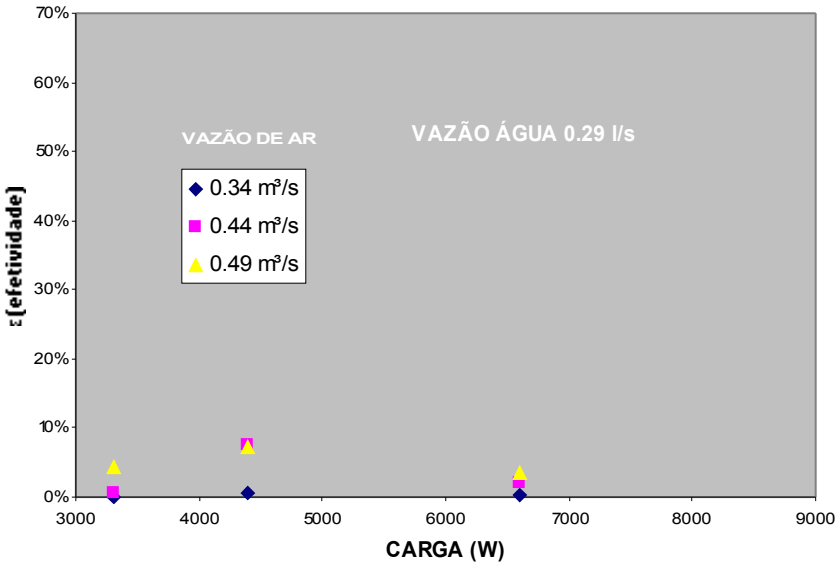


Figura 7.24 – [LUFFA] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.

A figura 7.25 indica a Efetividade obtida pelo enchimento Luffa para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.15 l/s.

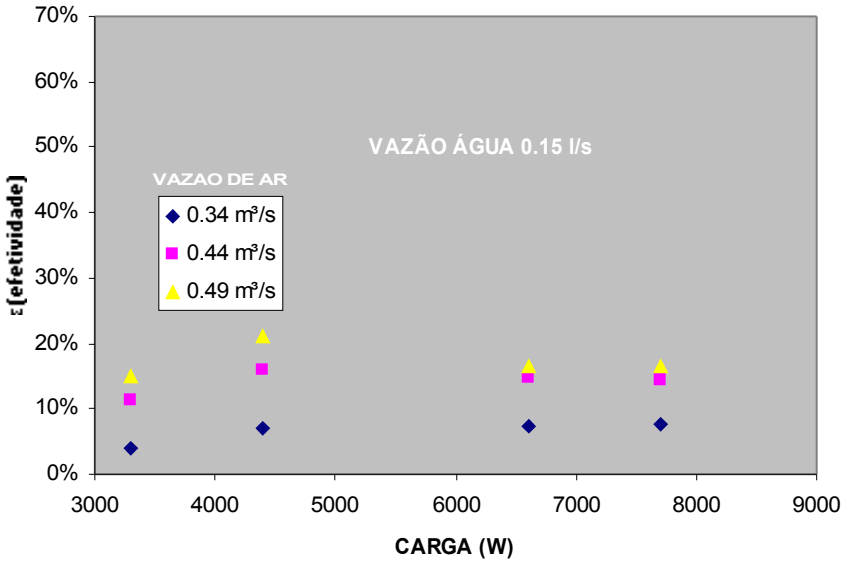


Figura 7.25 – [LUFFA] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.

A figura 7.26 indica a Efetividade obtida pelo enchimento Luffa para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.11 l/s.

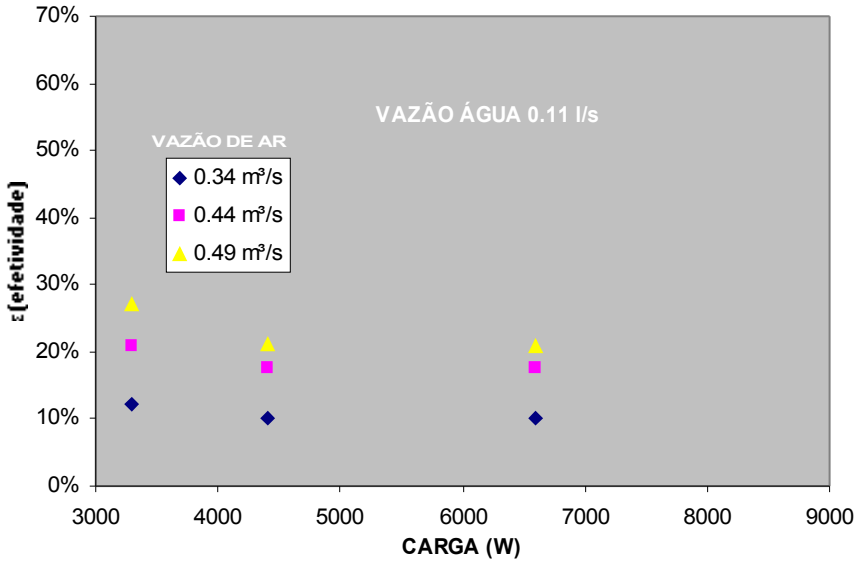


Figura 7.26 – [LUFFA] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.

BOBES

A figura 7.27 indica o Resfriamento obtido pelo enchimento Bobe para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.29 l/s.

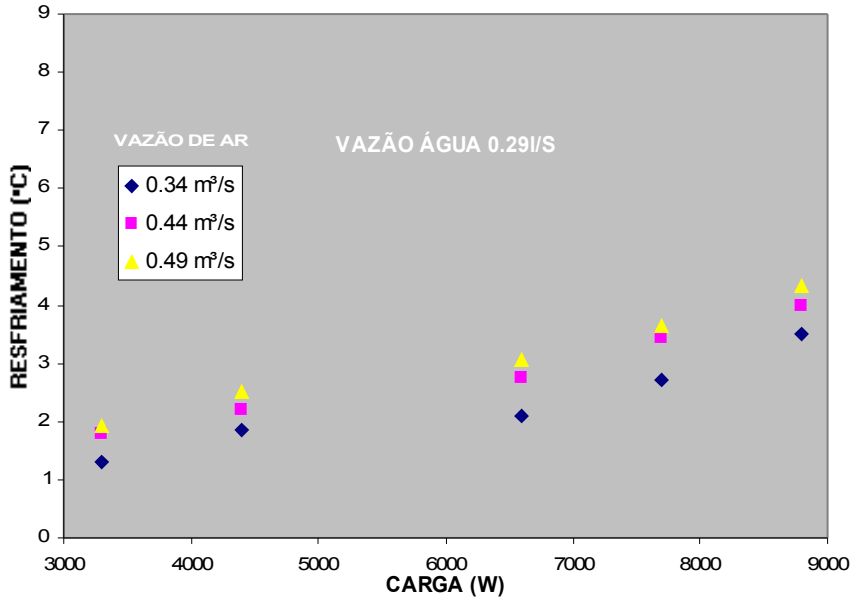


Figura 7.27 – [BOBES] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.

A figura 7.28 indica o Resfriamento obtido pelo enchimento Bobe para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.15 l/s.

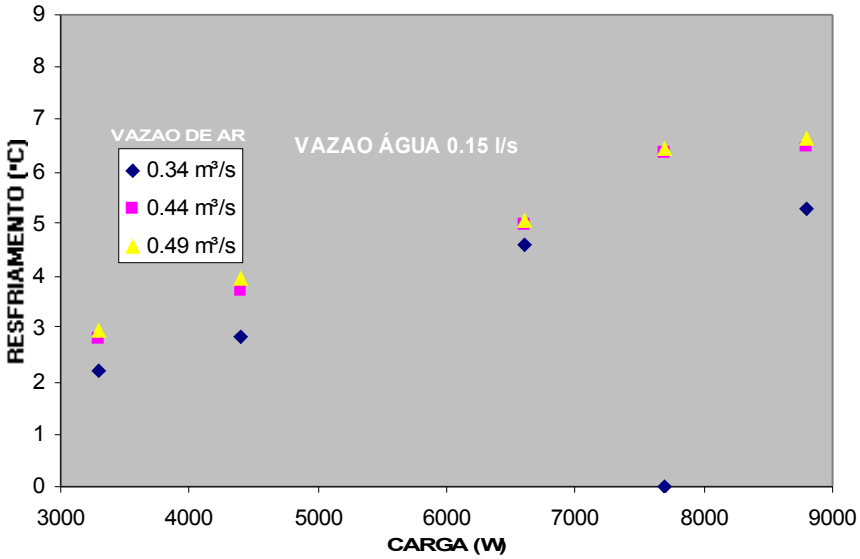


Figura 7.28 – [BOBES] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.

A figura 7.29 indica o Resfriamento obtido pelo enchimento Bobe para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.11 l/s.

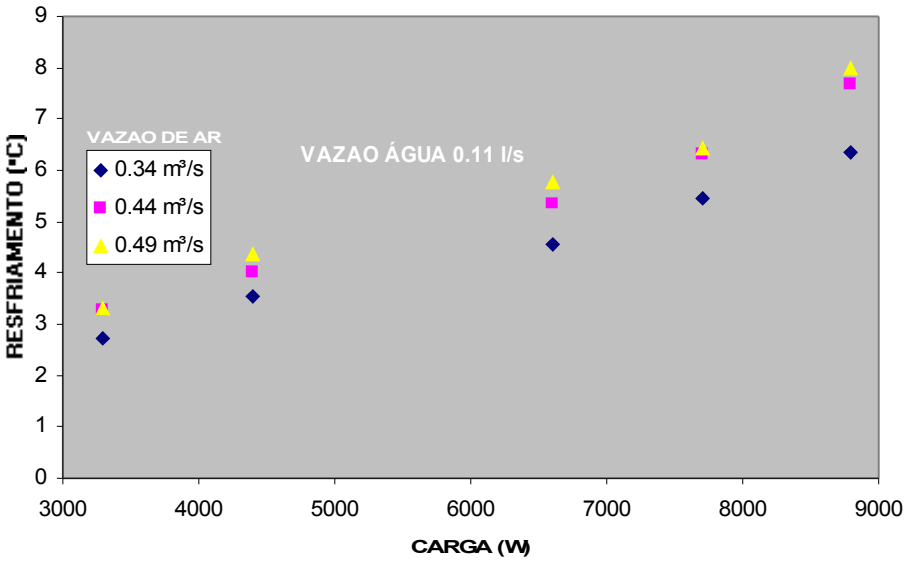


Figura 7.29 – [BOBES] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.

A figura 7.30 indica a Aproximação obtida pelo enchimento Bobe para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.29 l/s.

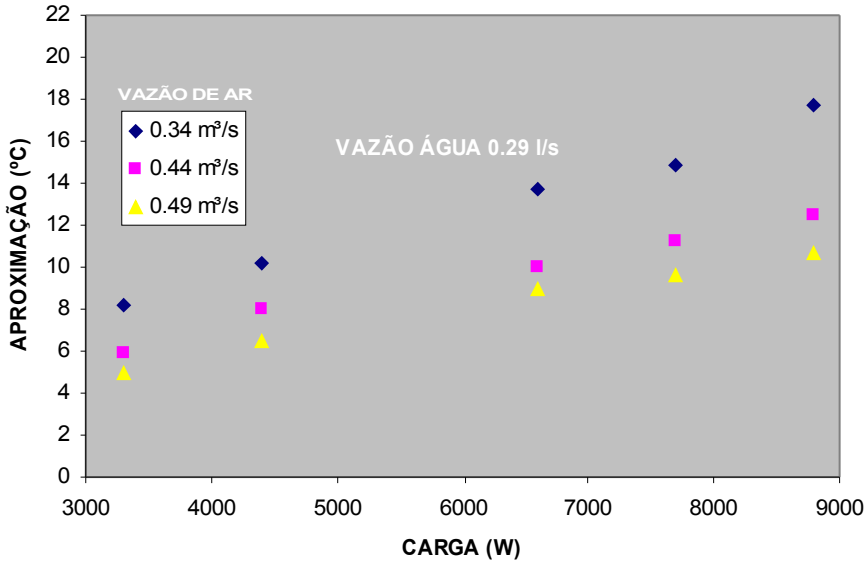


Figura 7.30 – [BOBES] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.

A figura 7.31 indica a Aproximação obtida pelo enchimento Bobe para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.15 l/s.

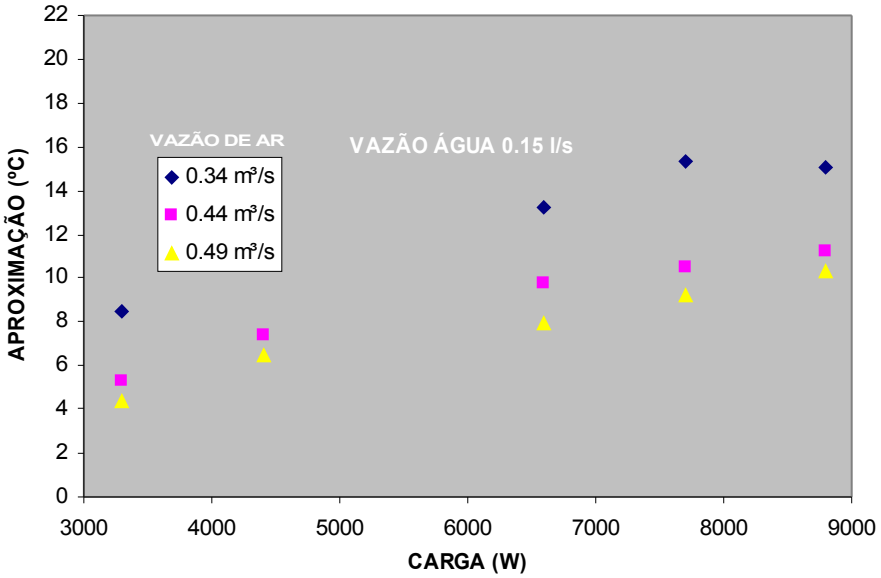


Figura 7.31 – [BOBES] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.

A figura 7.32 indica a Aproximação obtida pelo enchimento Bobe para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.11 l/s.

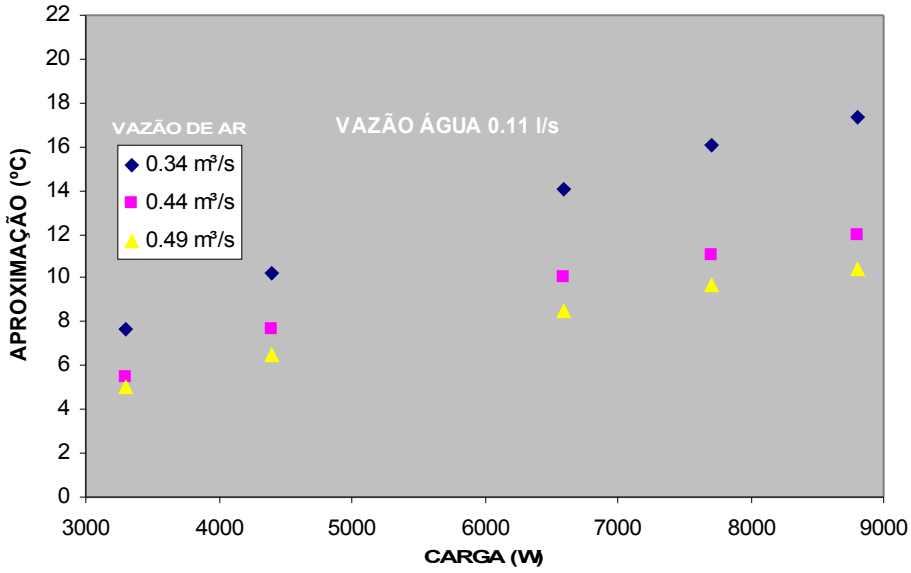


Figura 7.32 – [BOBES] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.

A figura 7.33 indica a Efetividade obtida pelo enchimento Bobe para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.29 l/s.

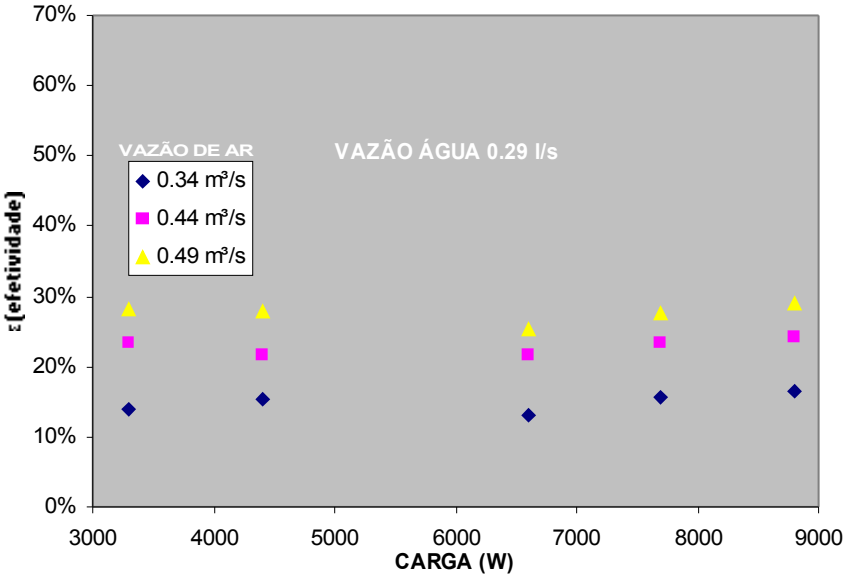


Figura 7.33 – [BOBES] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.

A figura 7.34 indica a Efetividade obtida pelo enchimento Bobe para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.15 l/s.

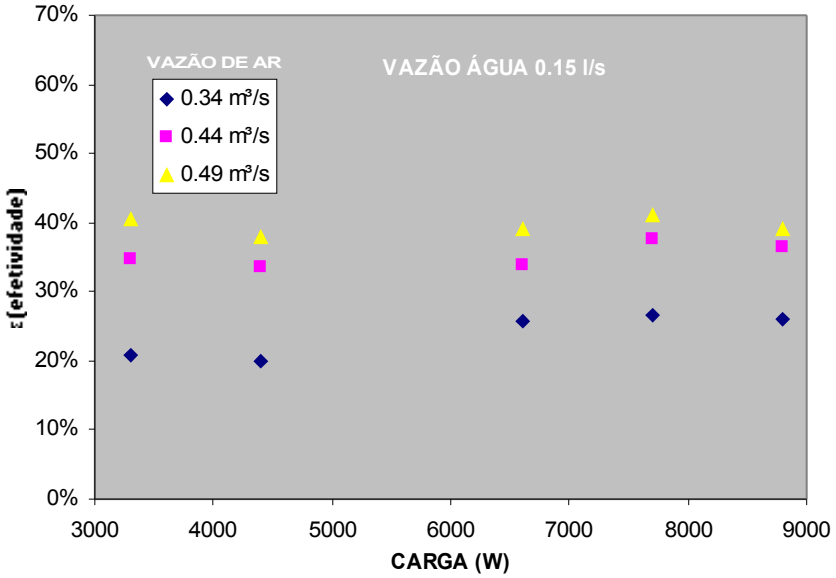


Figura 7.34 – [BOBES] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.

A figura 7.35 indica a Efetividade obtida pelo enchimento Bobe para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.11 l/s.

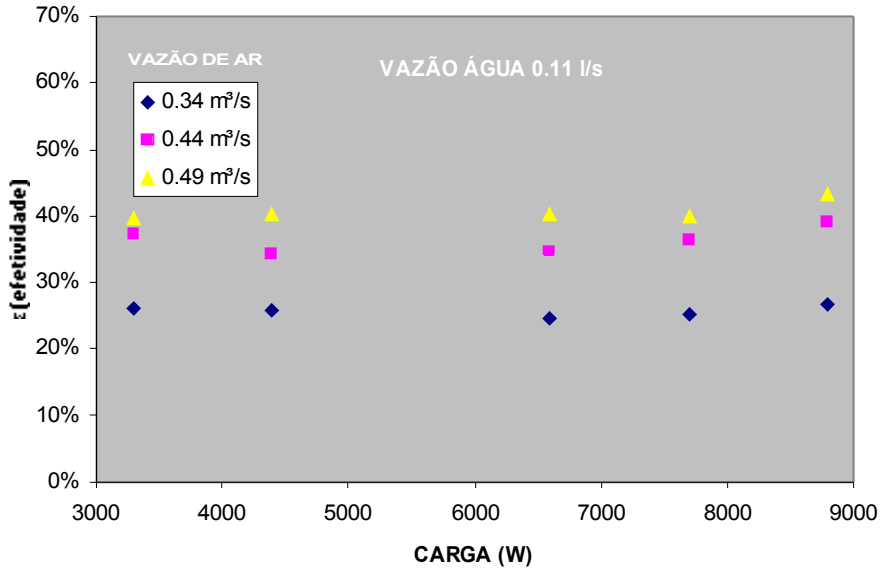


Figura 7.35 – [BOBES] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.

FIBRA DE COCO (FDC)

A figura 7.36 indica o Resfriamento obtido pelo enchimento FDC para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.29 l/s.

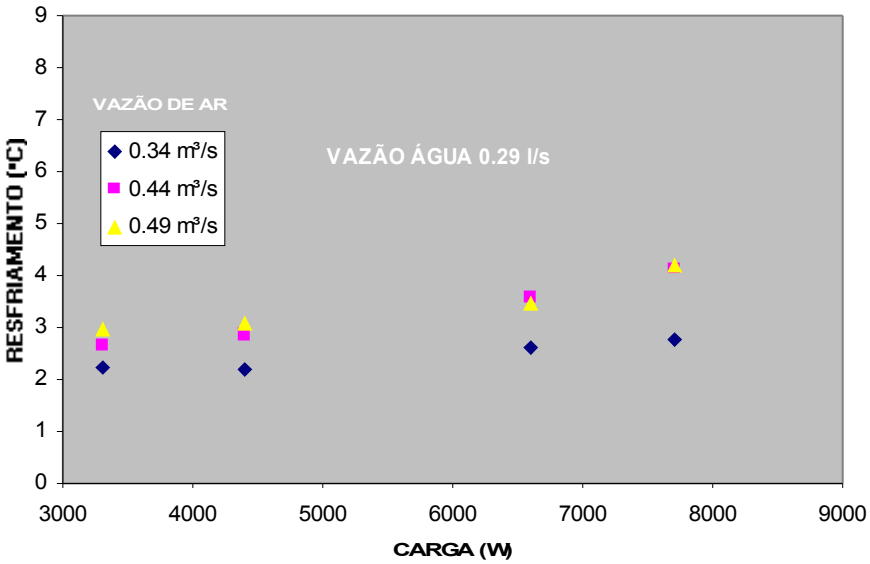


Figura 7.36 – [FDC] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.

A figura 7.37 indica o Resfriamento obtido pelo enchimento FDC para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.15 l/s.

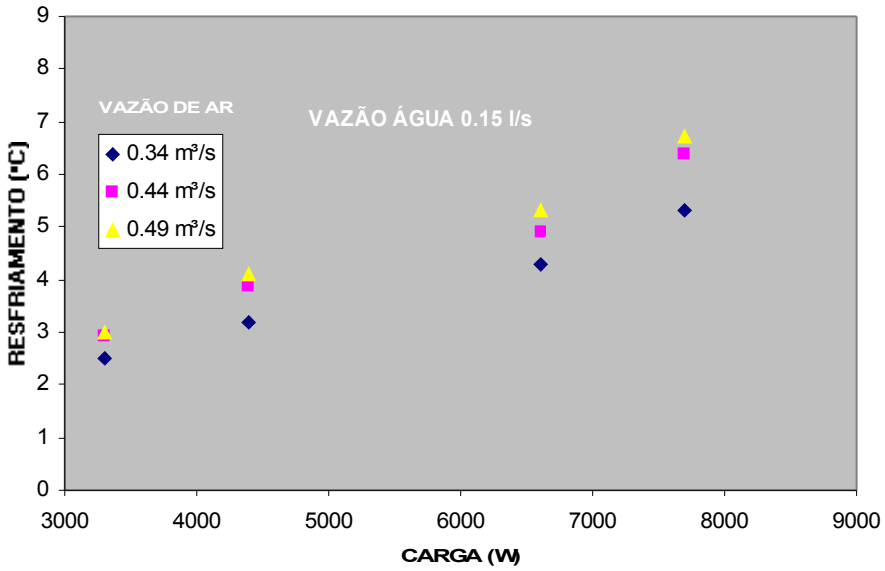


Figura 7.37 – [FDC] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.

A figura 7.38 indica o Resfriamento obtido pelo enchimento FDC para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.11 l/s.

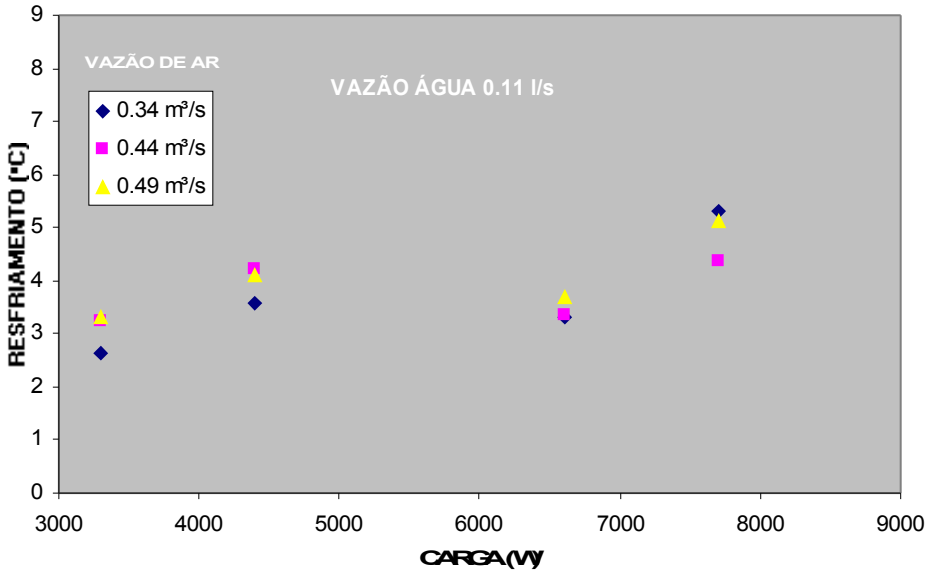


Figura 7.38 – [FDC] Resfriamento (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.

A figura 7.39 indica a Aproximação obtida pelo enchimento FDC para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.29 l/s.

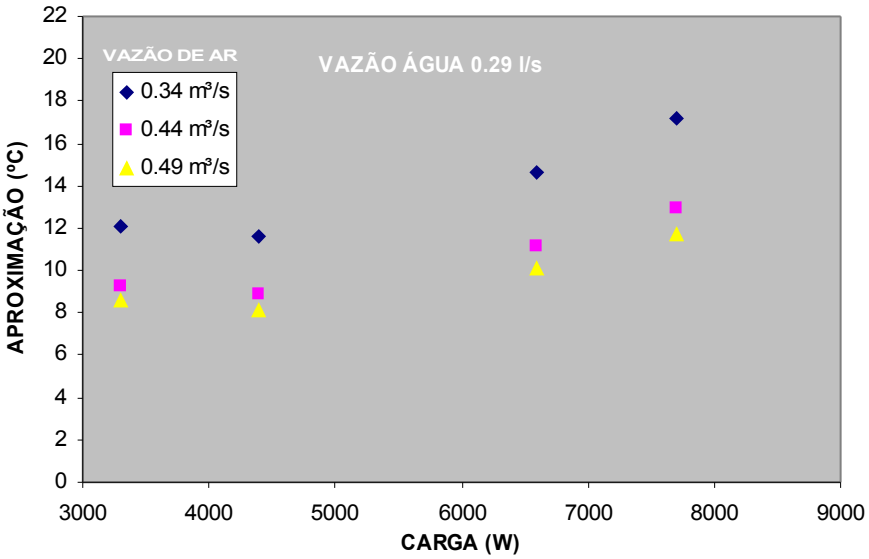


Figura 7.39 – [FDC] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.

A figura 7.40 indica a Aproximação obtida pelo enchimento FDC para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.15 l/s.

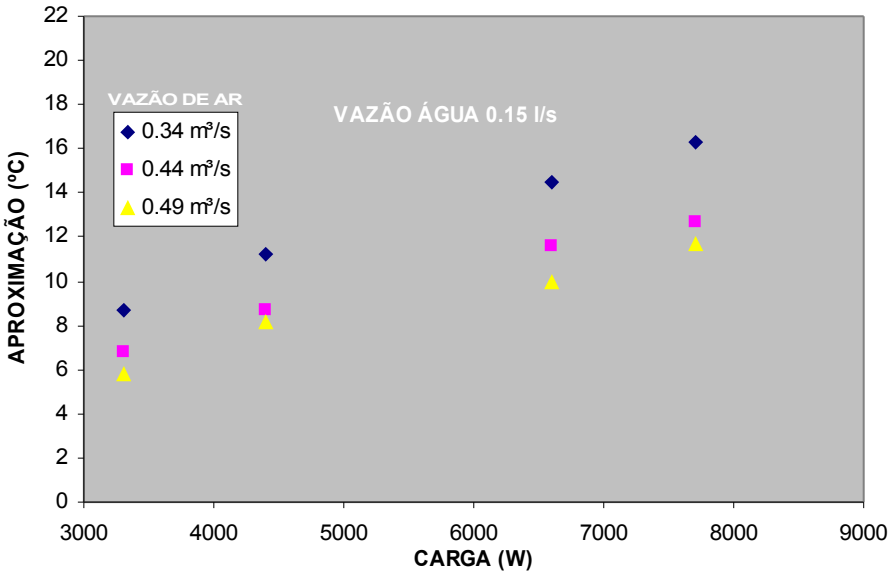


Figura 7.40 – [FDC] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.

A figura 7.41 indica a Aproximação obtida pelo enchimento FDC para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.11 l/s.

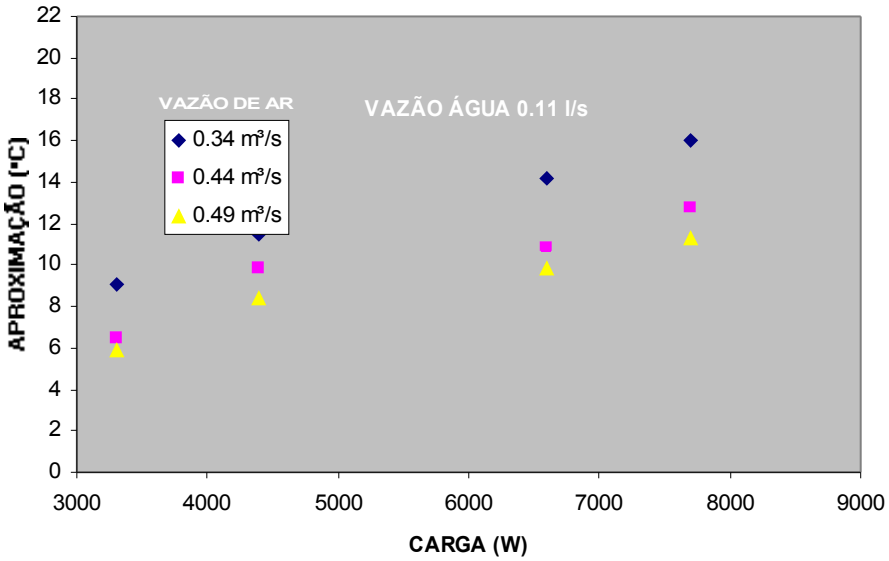


Figura 7.41 – [FDC] Aproximação (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.

A figura 7.42 indica a Efetividade obtida pelo enchimento FDC para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.29 l/s.

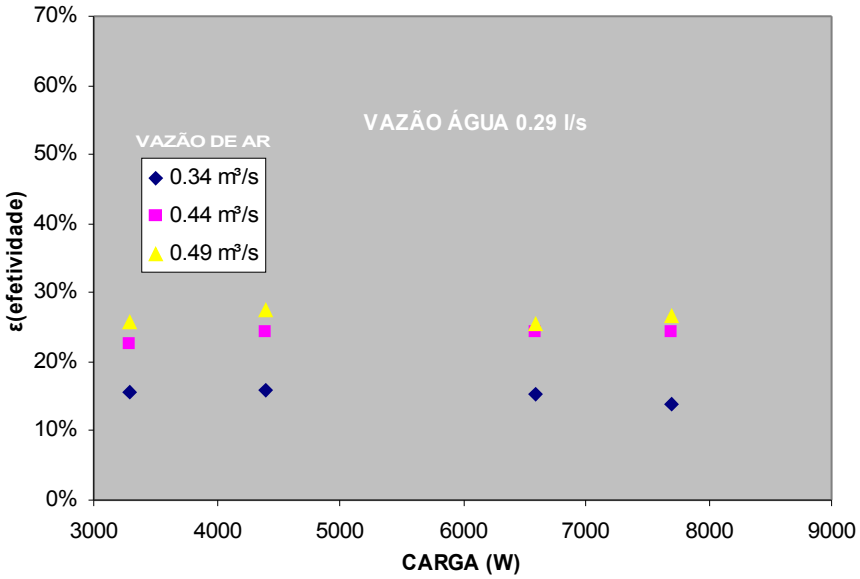


Figura 7.42 – [FDC] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.29 l/s.

A figura 7.43 indica a Efetividade obtida pelo enchimento FDC para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.15 l/s.

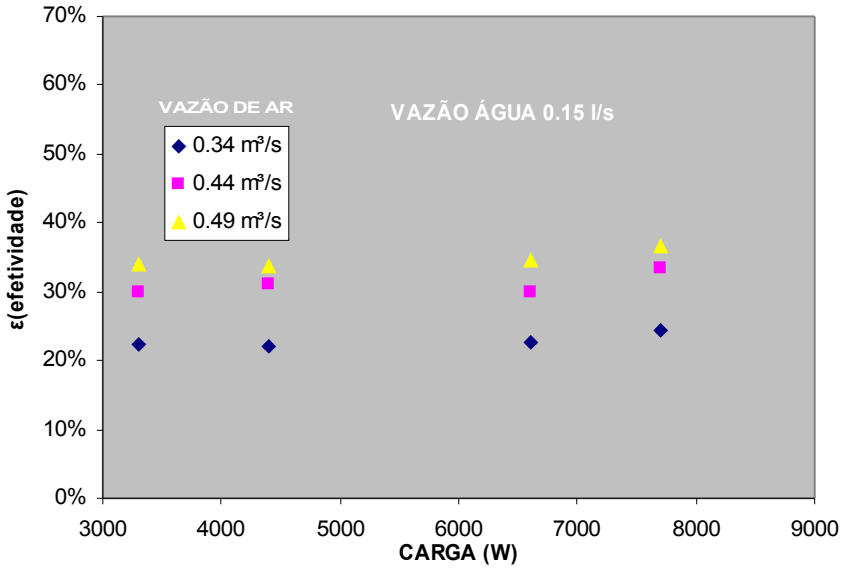


Figura 7.43 – [FDC] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.15 l/s.

A figura 7.44 indica a Efetividade obtida pelo enchimento FDC para variações da vazão de ar e da carga térmica com uma vazão de água de 0.11 l/s.

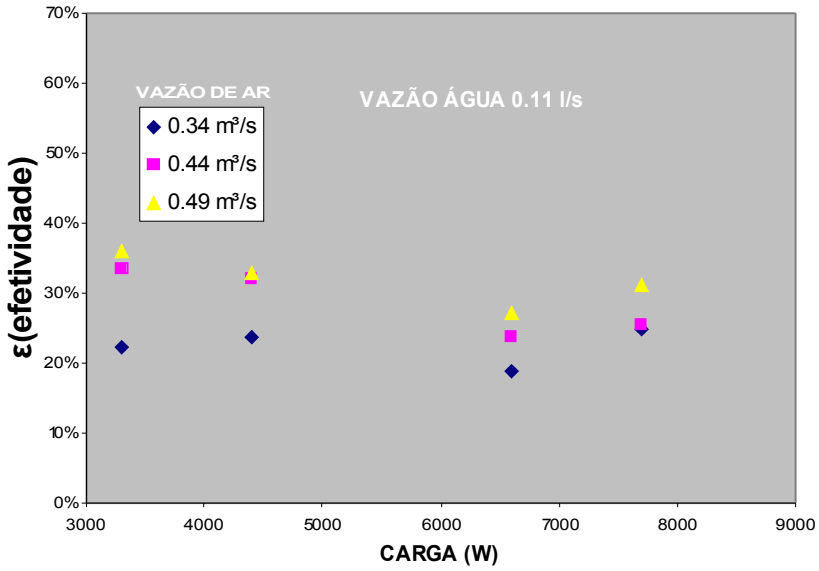


Figura 7.44 – [FDC] Efetividade (%) versus carga térmica (W) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0.11 l/s.

7.2 – Comparação entre os Enchimentos

7.1.1.Variação da Carga

A figura 7.45 mostra um gráfico do Resfriamento (°C) em função da Temperatura de saída da água da torre (ºC). Observa-se que o enchimento industrial teve o melhor resultado para esse tipo de simulação. O PET , o Bobe e a fibra de coco (FDC) ficaram muito próximos do desempenho do enchimento industrial. Dentre os materiais para enchimento considerados, a *luffa* teve o pior desempenho. Como sua temperatura de saída estava muito elevada só foram possíveis variações de carga até 6600W. A fibra de coco (FDC) apresentou o mesmo fenômeno onde só foi possível medir até cargas de 7700W. Os resultados para o resfriamento devem vir atrelados a temperatura de saída da torre, visto que, como a água era recirculada, à medida que o enchimento não conseguia resfriar a água por meio evaporativo, a temperatura da água de entrada aumentava, fazendo com que a mesma ao longo do enchimento fosse na sua maioria resfriada por calor sensível. Isto pode mascarar os resultados para um determinado enchimento se visto apenas pelo resfriamento. Por exemplo, na figura 7.45, para uma mesma carga de 3300W, as temperaturas de entrada da torre variaram de enchimento para enchimento, de forma que quanto menor a água de saída melhor para o enchimento, que mostra, para uma mesma carga térmica, uma temperatura inferior a dos outros. Por isso, neste estudo analisou-se a aproximação de cada enchimento e por fim para dar um resultado final, calculou-se a efetividade, para a qual não importa a temperatura de entrada, pois a mesma também é relacionada com a temperatura de bulbo úmido.

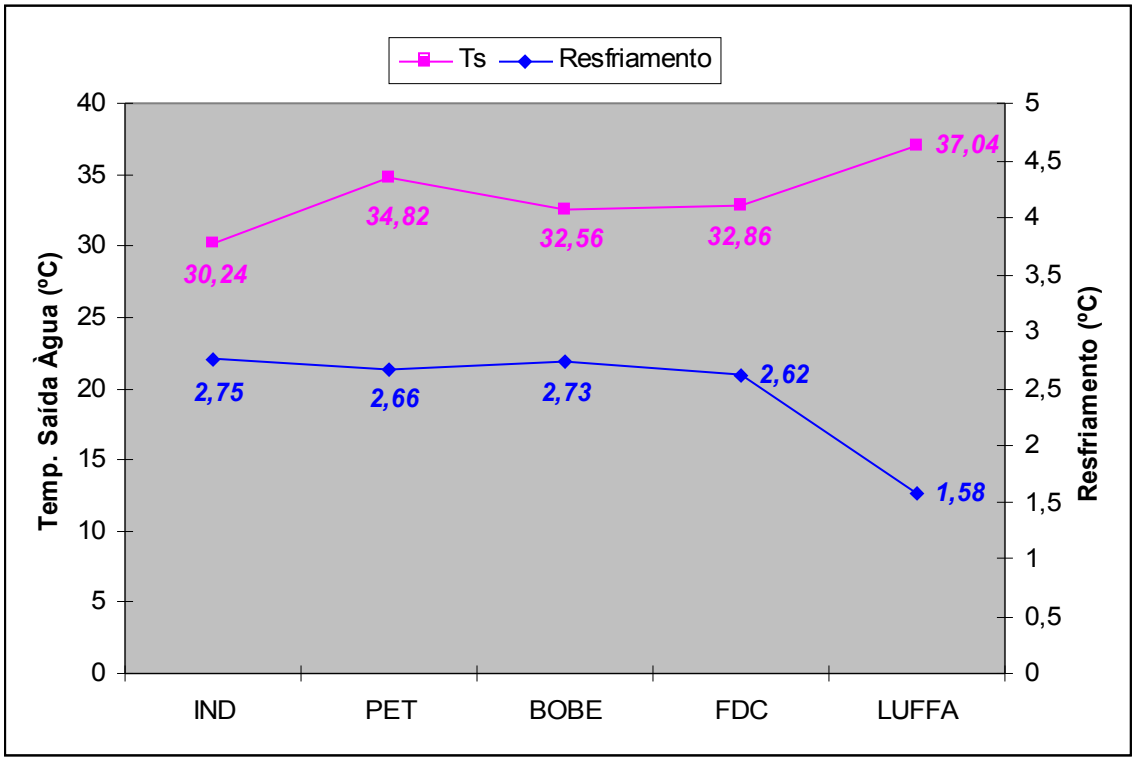


Figura 7.45 – Resfriamento (ºC) versus temperatura de saída da água (ºC) - Comparação entre enchimentos para uma vazão de ar de 0.34 m³/s, uma vazão de água de 0.11 l/s e carga de 3300W.

Na Figura 7.46 pode ser visto um gráfico da aproximação (*approach)* em função da variação da carga térmica. Percebe-se que, de modo contrário ao resfriamento, a luffa teve a

maior aproximação (*approach)* entre os enchimentos testados. Isto é um resultado ruim do ponto de vista do desempenho da torre, pois a aproximação (*approach)* mostra a capacidade da torre em se aproximar da temperatura de bulbo úmido, que é o limite máximo de desempenho possível alcançado. O bobe teve o melhor desempenho no resfriamento e mostrou uma aproximação (*approach)* alta em relação ao enchimento industrial. Isto se torna importante na escolha de um enchimento, pois significa que, se tiver uma temperatura de bulbo úmido baixa, o enchimento industrial será superior, do ponto de vista de transferência de massa, que o enchimento tipo bobe. A fibra de coco (FDC) ao longo das medições mostrou-se um ótimo enchimento em termos de resfriamento, chegando às vezes superar o Bobe e o enchimento industrial. Mas fica claro na figura 7.46 que a fibra de coco (FDC) tem uma aproximação bastante alta, perdendo somente para a *luffa*.

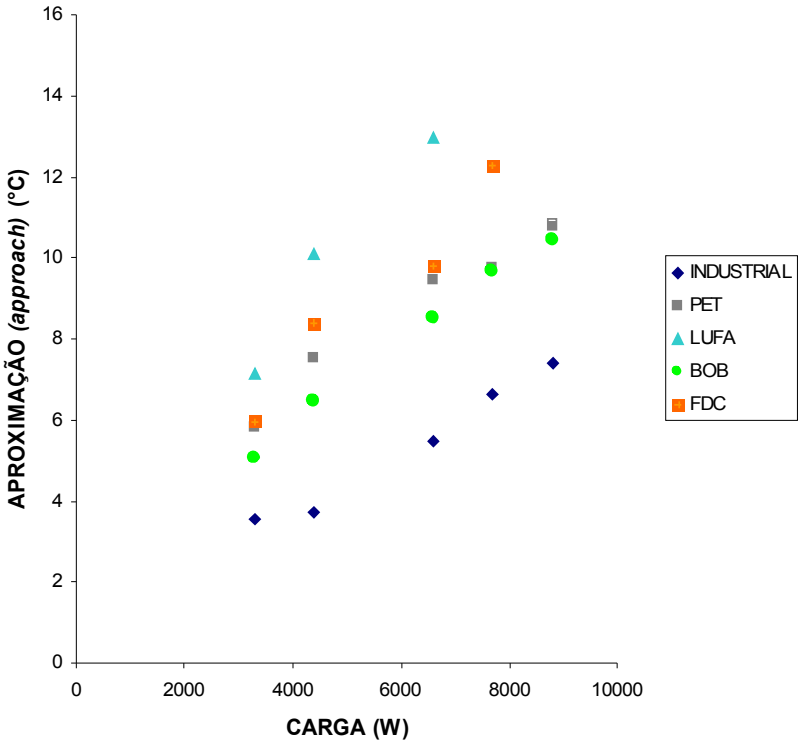


Figura 7.46 –Aproximação (approach) (ºC) versus carga térmica (W) - Comparação entre enchimentos para uma vazão de ar de 0.49 m³/s e uma vazão de água de 0.11 l/s.

Na Figura 7.47 pode ser visto um gráfico da Efetividade (%) em função da Carga (W). Pode-se perceber que o enchimento industrial teve a melhor eficiência, seguido de perto pelo bobe, para as mesmas condições dos gráficos anteriores. Isto mostra a importância de se ter uma menor aproximação (*approach)* possível, pois o mesmo influencia na análise global do enchimento. O enchimento PET juntamente com a fibra de coco (FDC) tiveram suas eficiências bem abaixo dos enchimentos industrial e bobe, o que poderia mascarar a escolha de um determinado enchimento, simplesmente pela escolha através do resfriamento. Por fim, como era de se esperar pelas razões anteriormente apresentadas, a *luffa* teve a pior eficiência.

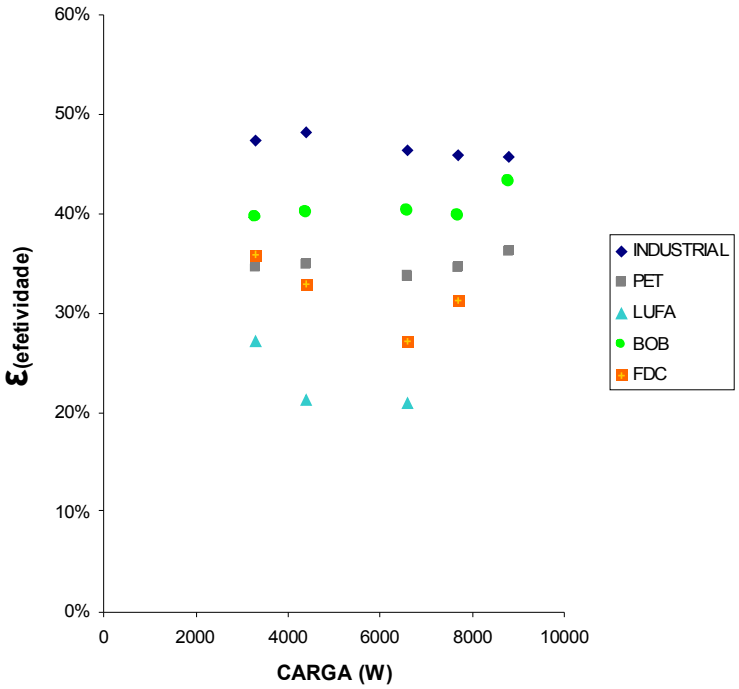


Figura 7.47 – Efetividade versus carga térmica (W) - Comparação entre enchimentos para uma vazão de ar de 0.49m³/s e uma vazão de água de 0.11 l/s.

7.1.2.Variação da Vazão de Ar

A figura 7.48 mostra um gráfico do resfriamento (°C) em função da Carga (W) para várias vazões de ar, para o enchimento tipo bobe. Uma característica importante que se verificou em todos os enchimentos foi o aumento da faixa de resfriamento com o aumento da vazão de ar, comportamento este advindo do aumento da troca de calor e massa entre o ar e a água, que são diretamente influenciados pela vazão de ar.

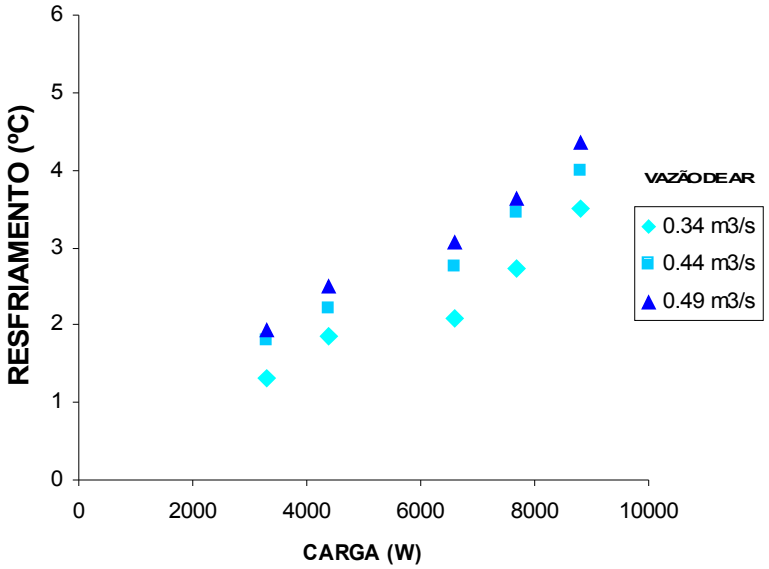


Figura 7.48 – Resfriamento versus carga térmica (W) - Verificação do efeito da vazão de ar sobre o enchimento tipo bobe, para uma vazão de água de 0.29l/s.

Na figura 7.49 é mostrado um gráfico do Resfriamento (°C) em função da vazão de ar. Nota-se que estes resultados confirmam a proporcionalidade entre o crescimento do desempenho com o aumento da vazão de ar, como anteriormente explicado. Verifica-se também o que foi explicado a respeito da *luffa*, que, oferecendo uma maior obstrução à passagem de ar, tem seu desempenho prejudicado, como mostrado na figura 7.49. O bobe, por oferecer uma maior área de contato, teve seu desempenho menor do que o enchimento industrial e o PET, quando houve aumento da vazão de ar. A fibra de coco (FDC) teve destaque nesta análise, como o melhor enchimento, pois no arranjo de sua trama, tentou-se aliar o aumento da área superficial, sem diminuir a passagem de ar.

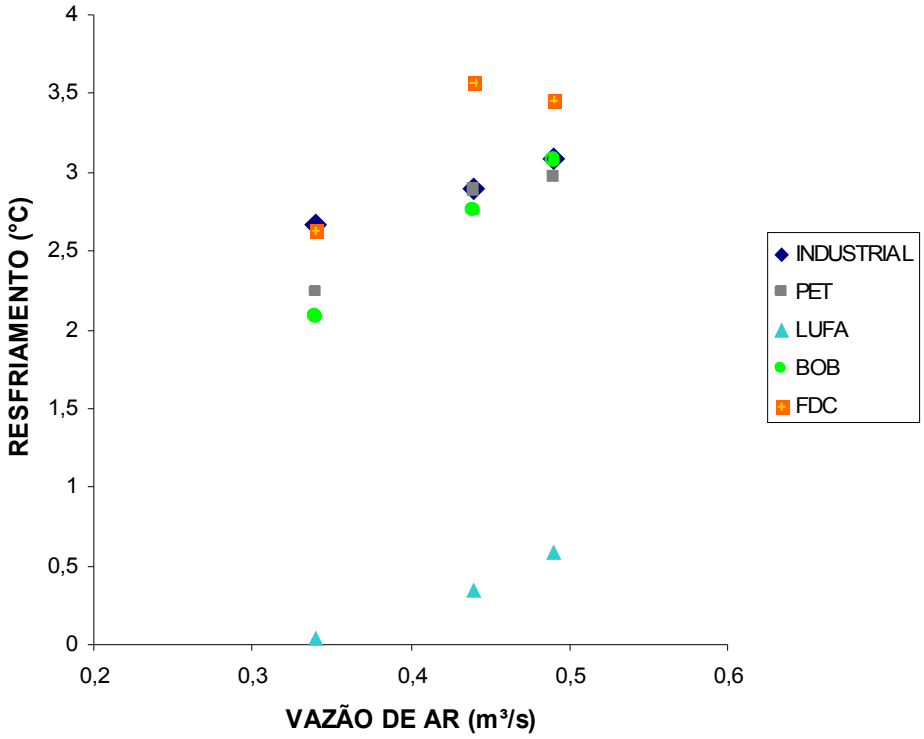


Figura 7.49 – Resfriamento versus carga térmica (W) - Verificação do efeito da vazão de ar sobre o enchimento para uma carga de 6600W e uma vazão de água de 0.29 l/s.

7.1.3.Variação da Vazão de Água

A figura 7.50 mostra um gráfico do Resfriamento (°C) em função da Vazão de Água. Um efeito contrário ao registrado com a vazão de ar foi constatado na vazão de água. Este fenômeno pode ser explicado pelo fato de que o crescimento da vazão de água aumentou a carga térmica do sistema, tendo-se reduzido a passagem de ar. Reduzindo-se a velocidade do ar, reduz-se a transferência de calor e massa que dependem dos números de Nusselt e Sherwood, que estão relacionados com o número de Reynolds, que por fim depende da velocidade do escoamento.

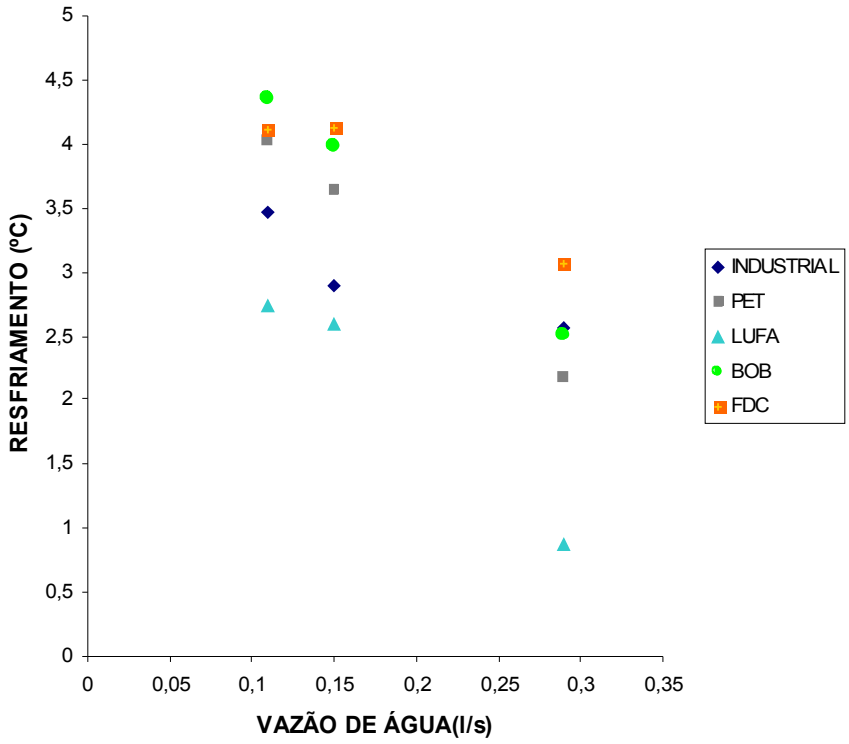


Figura 7.50 – Resfriamento versus vazão de água (l/s) - Verificação do efeito da vazão de água sobre os enchimentos para uma carga de 4400W e uma vazão de ar de 0.49 m³/s.

7.1.4.Análise do COP

Um aspecto muito importante em torres de resfriamento é quanto ao seu consumo de energia. Nas análises anteriores observou-se a variação dos resultados da torre em função da vazão de água e de ar. Sabe-se que para cada alteração nas vazões do ventilador e da bomba , tem-se consumo diferentes, de forma que os resultados anteriores mostraram que com aumento da vazão de ar melhora-se o desempenho da torre, consequentemente aumenta-se o seu consumo. Este é o fator limitante para até determinado tamanho, utilizar-se torres de tiragem natural em detrimento das torres de tiragem mecânica. Com isto, é importante para o estudo de torres de resfriamento, analisar-se os efeitos do consumo de energia versus sua capacidade de retirada de calor, e isto é feito através do COP (Coeficient of Performance) mostrado na equação 7.1 .

$$COP = \frac{\dot{m}_{ag} c_{pag} (T_{ent} - T_{sai})}{P_{ventilador} + P_{bomba}} \qquad (7.1)$$

A tabela 7.1 mostra os valores obtidos para as vazões de 0.11,0.15 e 0.29 l/s através da curva da bomba utilizando o software Markgraf.

Tabela 7.1 – Potência da bomba.

Q[m³/h]	H[m]	Potência[W]
0,396	20,94	225,809
0,54	17,05	250,677
1,044	8,77	249,406

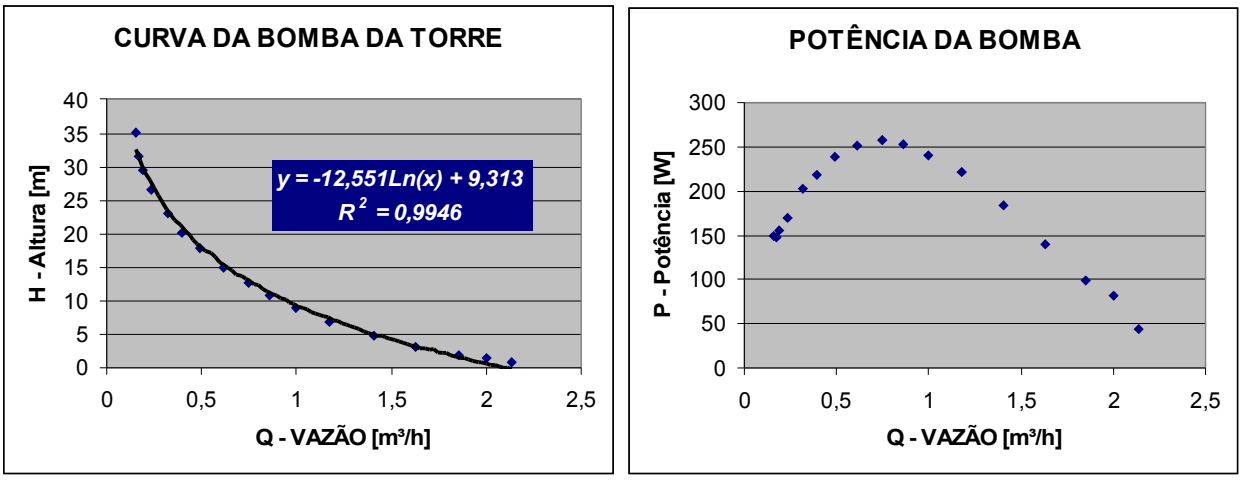


Figura 7.51 – Curvas da bomba obtidas da figura 4.9 através do software Markgraf.

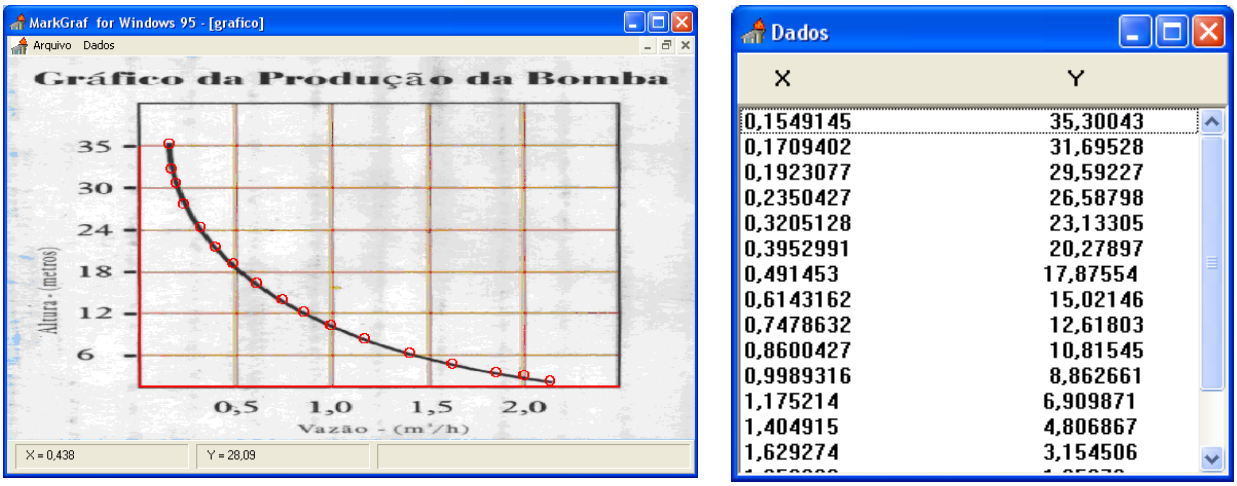


Figura 7.52 – Pontos obtidos através do software Markgraf.

As respectivas potências para as vazões de ar 0.34, 0.44 e 0.49 m³/s é dada pela tabela 7.2 e foram obtidas da seguinte forma:
Medindo-se a corrente do ventilador para cada velocidade do mesmo pode-se calcular a potência de acordo com a seguinte expressão:

$$P = I \times U \qquad (7.2)$$

Onde:
P – potência (W)
I – corrente (A)
U – tensão (V)

Tabela 7.2 – Potência do ventilador.

Q [m³/s]	Potência [W]
0.34	96.8
0.44	114.4

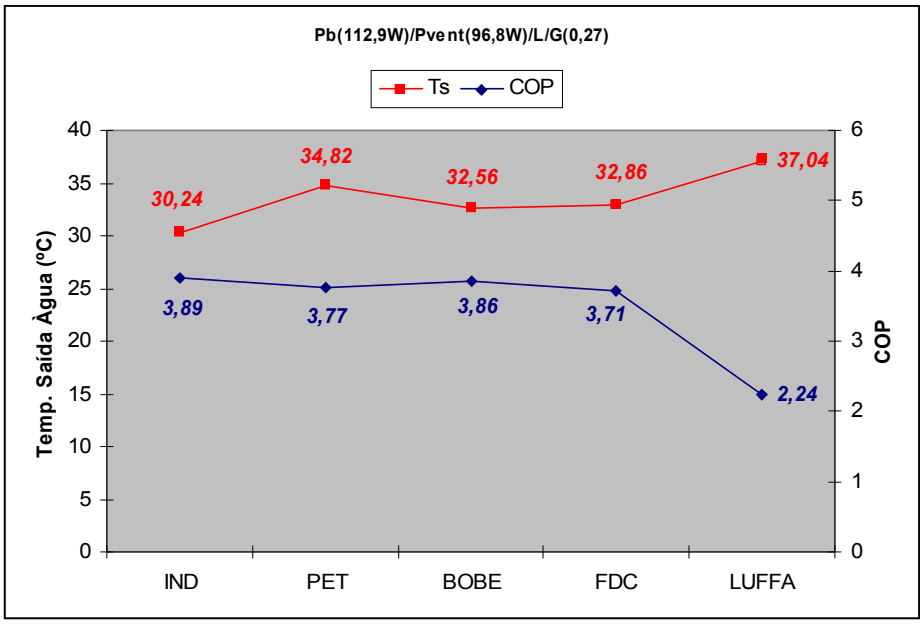


Figura 7.53 – COP versus Temperatura de entrada da água para uma potência do ventilador de 96.8W, da bomba de 225,8 W e um L/G de 0.27.

A figura 7.53 mostra o COP e a temperatura de saída da torre em função de cada enchimento. Observa-se que o enchimento industrial teve, para as mesmas condições operacionais, o melhor COP com a menor temperatura de saída. O PET, o Bobe e a Fibra de coco tiveram um COP muito próximo do enchimento industrial, mas foram incapazes de obter uma temperatura de saída igual a do enchimento industrial.

7.2 – Resultados da Simulação Numérica

A simulação numérica tem como objetivo analisar o funcionamento da torre do experimento em situações psicrométricas distintas, já que estas variáveis não são manipuladas experimentalmente em torres de resfriamento. Outro aspecto importante é a construção de gráficos que possam mostrar a relação dos enchimentos testados em novas situações.

7.2.1.Cálculo do NUT para cada enchimento

Conforme visto no capítulo 6, o valor do NUT ao longo da torre é praticamente constante para um valor fixo de vazão mássica de água e vazão mássica de ar, a relação entre estas vazões é conhecida na literatura especializada como L/G. Nas figuras 7.54 a 7.59 é mostrado o valor do NUT versus a carga térmica para três relações L/G diferentes. Observa-se em todas estas figuras o comportamento quase linear do NUT para cada relação L/G, onde foi calculado o valor médio com incertezas menores que 0.5%. Existe uma dependência clara do NUT com a relação L/G, à medida que ela aumenta, o NUT diminui e vice-versa. A figura 7.53 faz uma comparação do NUT calculado entre os enchimentos. Na mesma é mostrada que o NUT do o enchimento INDUSTRIAL é maior, seguido do BOBE, PET, FDC e LUFFA, uma tendência idêntica aos resultados experimentais para a efetividade. Estes resultados concordam com os resultados experimentais que quanto maior o NUT, mais próxima é a temperatura da água da temperatura de bulbo úmido (aproximação menor), e melhor é o desempenho do enchimento para várias situações atmosféricas.

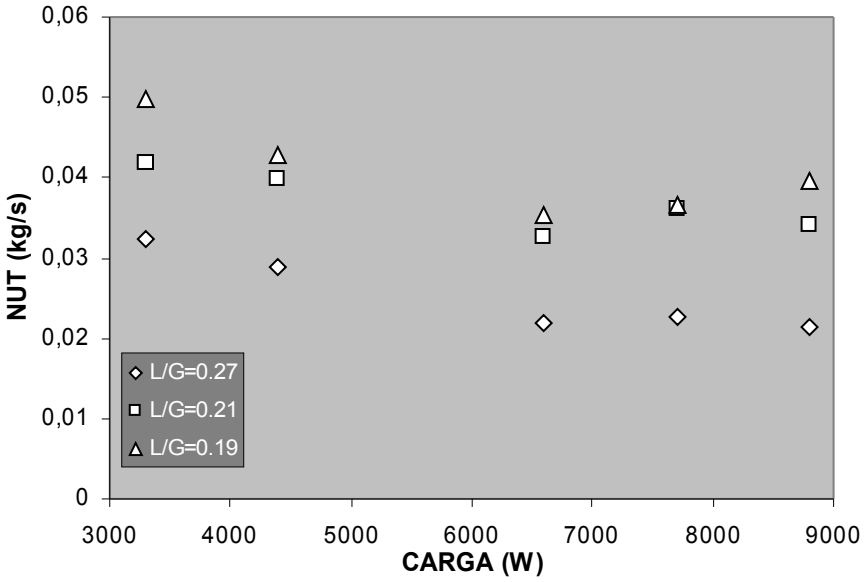


Figura 7.54 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento PET .

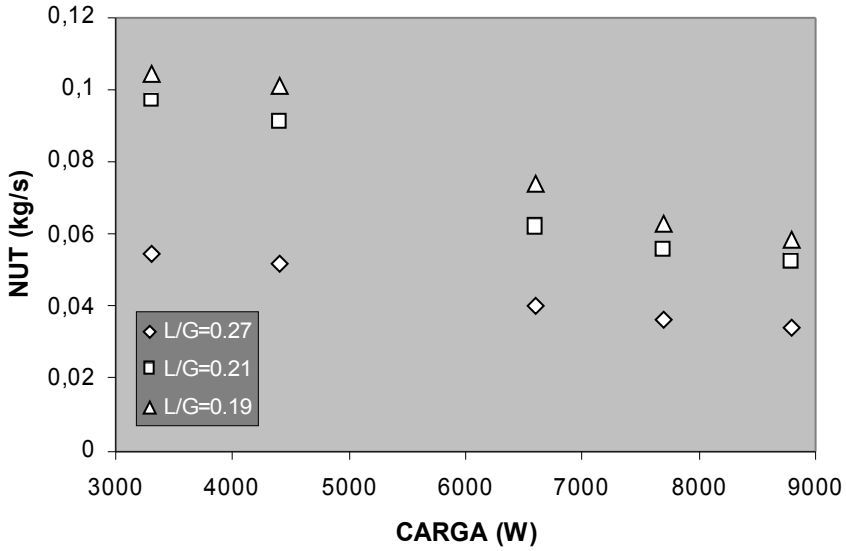


Figura 7.55 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento INDUSTRIAL .

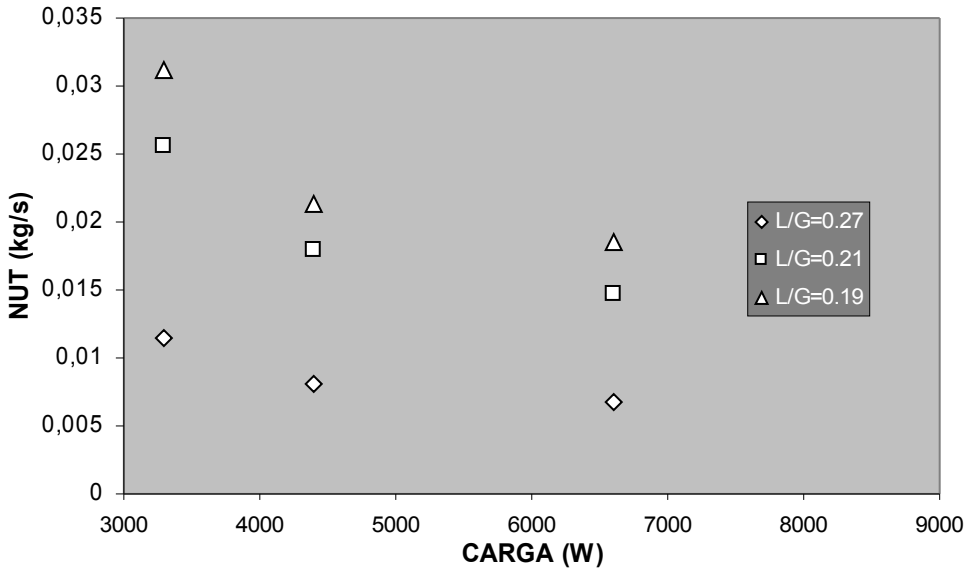


Figura 7.56 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento LUFFA .

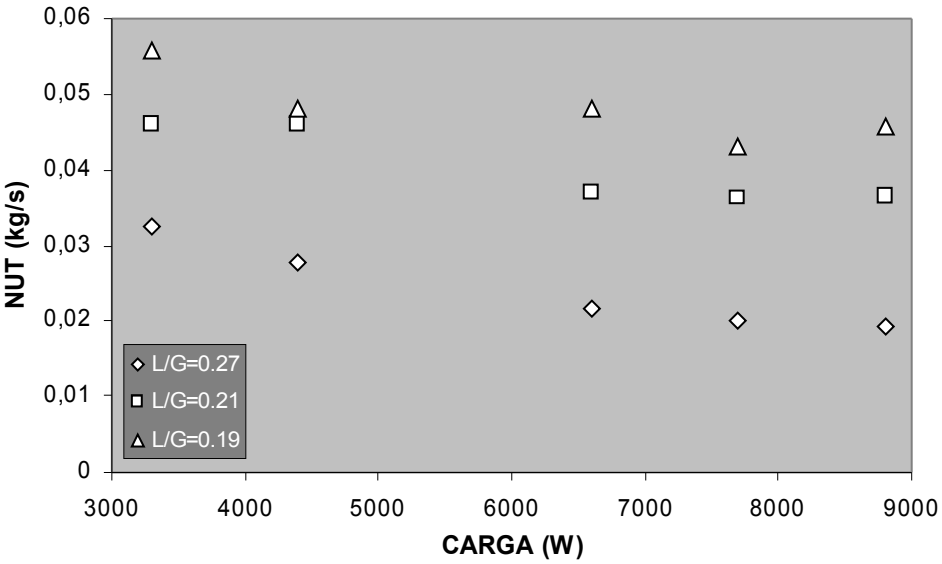


Figura 7.57 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento BOBE .

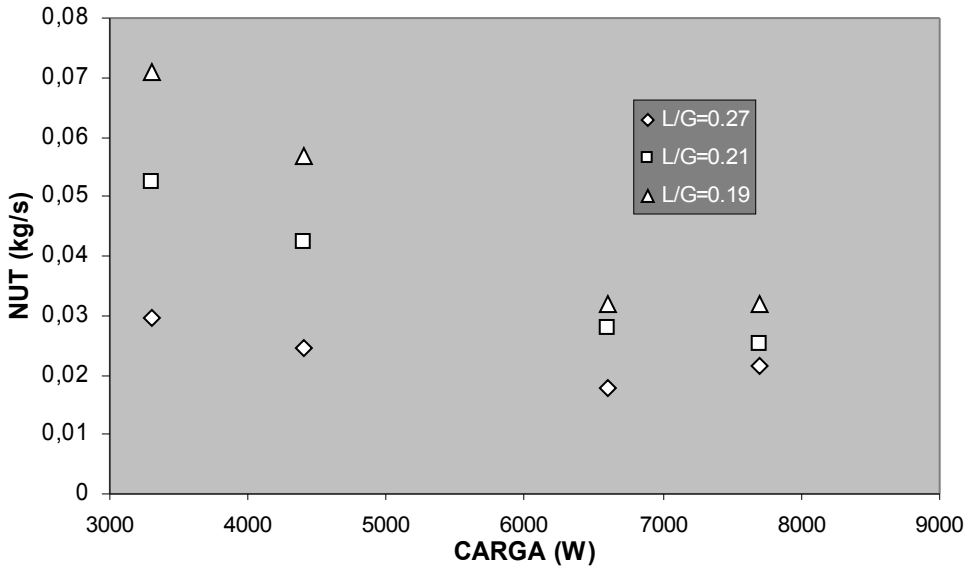


Figura 7.58 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento FDC .

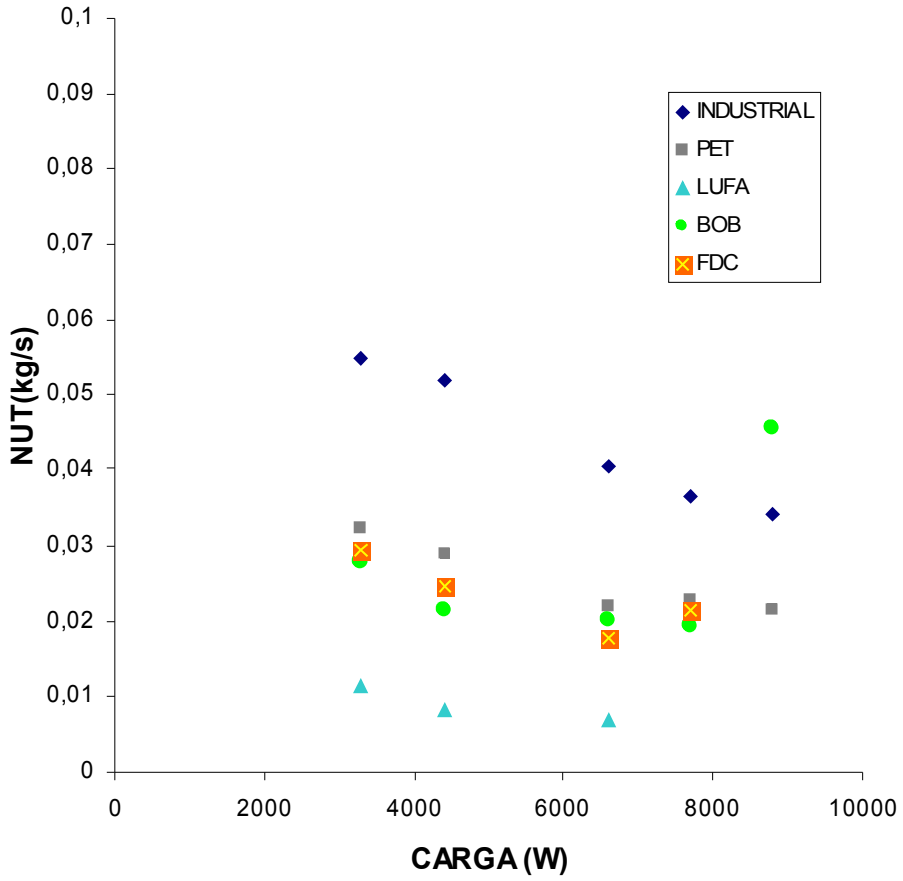


Figura 7.59 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento os enchimentos com um L/G=0.27 .

7.2.2.Variação da Temperatura do ar, da Temperatura de Entrada da Água e da umidade relativa.

As condições simuladas foram baseadas em dados experimentais e variou-se parâmetro que não puderam ser alterados nos experimentos, com a simulação numérica, pode-se ver o comportamento do enchimento na torre para novas condições operacionais. Nas figuras 7.57 a 7.73 foram avaliados os enchimentos PET, Bobe, Fibra de coco, Luffa e o Industrial, para condições de temperatura do ar variando dez graus, depois a umidade relativa variando de 10% a 90% e por fim a temperatura da água de entrada variando em dez graus. Os resultados obtidos para todos os enchimentos, mostram uma clara dependência ascendente da água de saída da torre em função da temperatura do ar, da umidade relativa e da temperatura de entrada da água. Para a umidade relativa, a variação da temperatura da água de saída variou de um ΔT de aproximadamente 4ºC, o que é um resultado esperado, já que o ar a umidades relativas baixas tem mais capacidade de favorecer o efeito evaporativo assim, melhorando o desempenho da torre. A temperatura do ar de insuflamento também teve sua influência no desempenho da torre, a diferença de temperatura entre a menor e a maior temperatura do ar para a temperatura da água de saída ficou basicamente entre 2 e 3ºC, mostrando que se pode ter um ar quente no insuflamento, mas sua influência será maior dependendo do conteúdo de umidade que ele carrega. Por fim, a maior influência em termos de ΔT foi para a temperatura da água de entrada, e isto já era esperado, pois uma maior temperatura na entrada da torre leva a um aumento significativo da temperatura da saída, visto que a carga térmica aumentou.

PET

Dados experimentais utilizado nesta simulação: *Tar=27.58,Tbu=24.86, ø=0.92, Te=33.73,Ts=30.64, LG=0.19*.

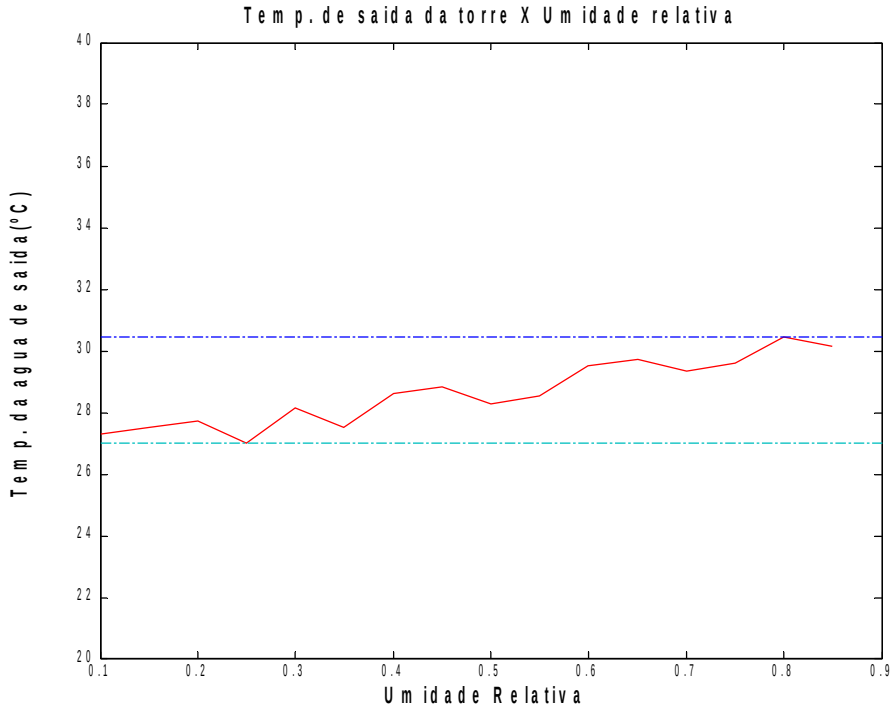


Figura 7.60 – Temperatura da água de saída em função da variação da Umidade Relativa .

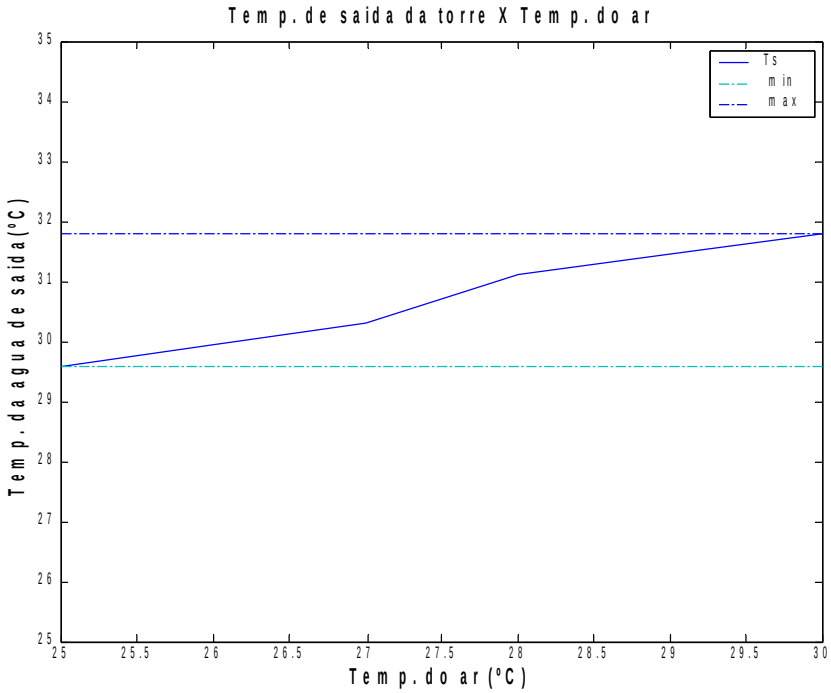


Figura 7.61 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura do ar .

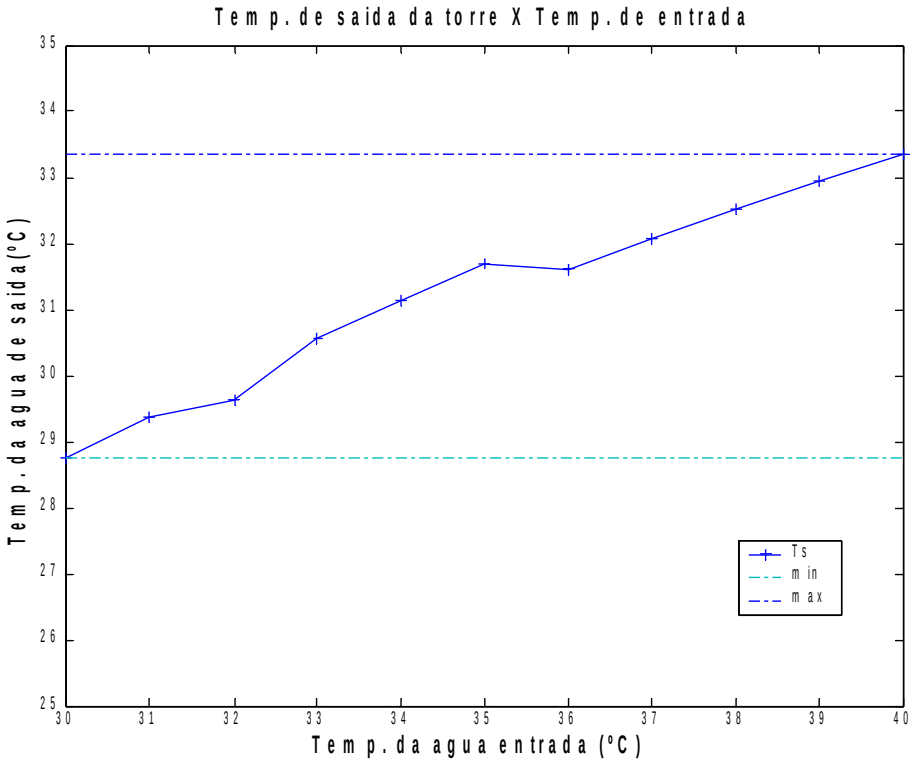


Figura 7.62 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura da água de entrada .

BOBE

Dados experimentais utilizado neste simulação: *Tar=29.37,Tbu=25.55, ø=0.90, Te=36.24,Ts=34.01, LG=0.37*.

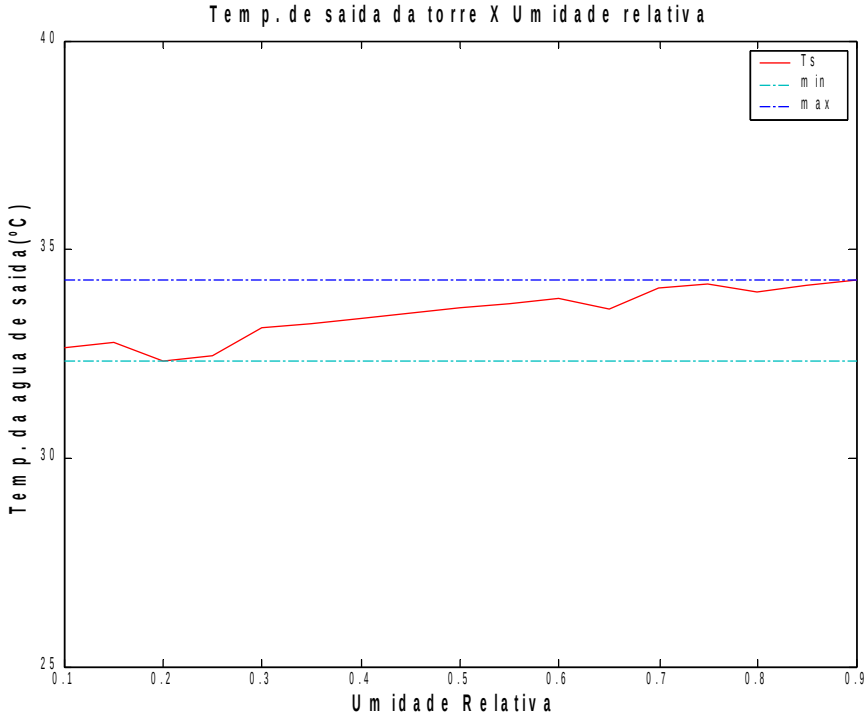


Figura 7.63 – Temperatura da água de saída em função da variação da Umidade Relativa .

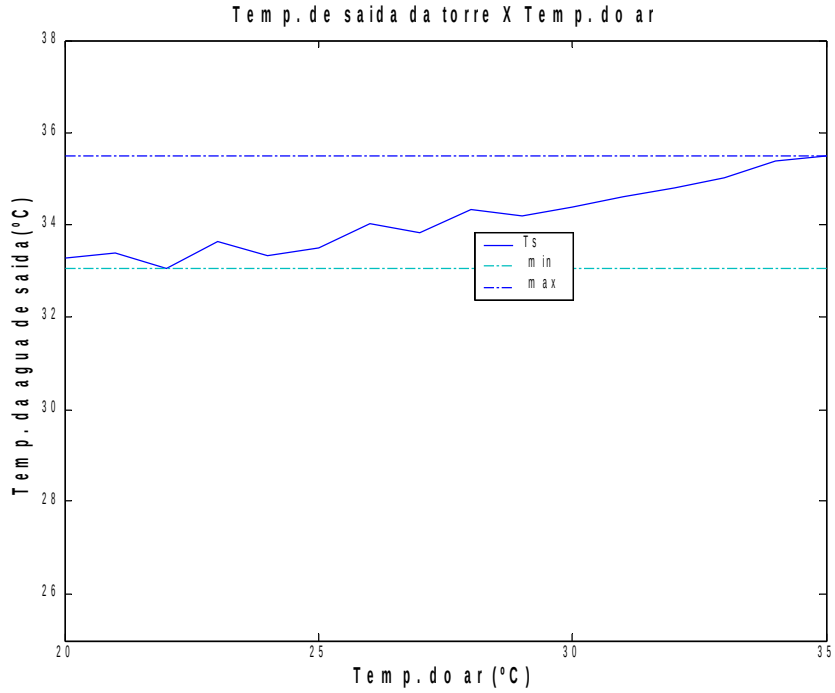


Figura 7.64 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura do ar .

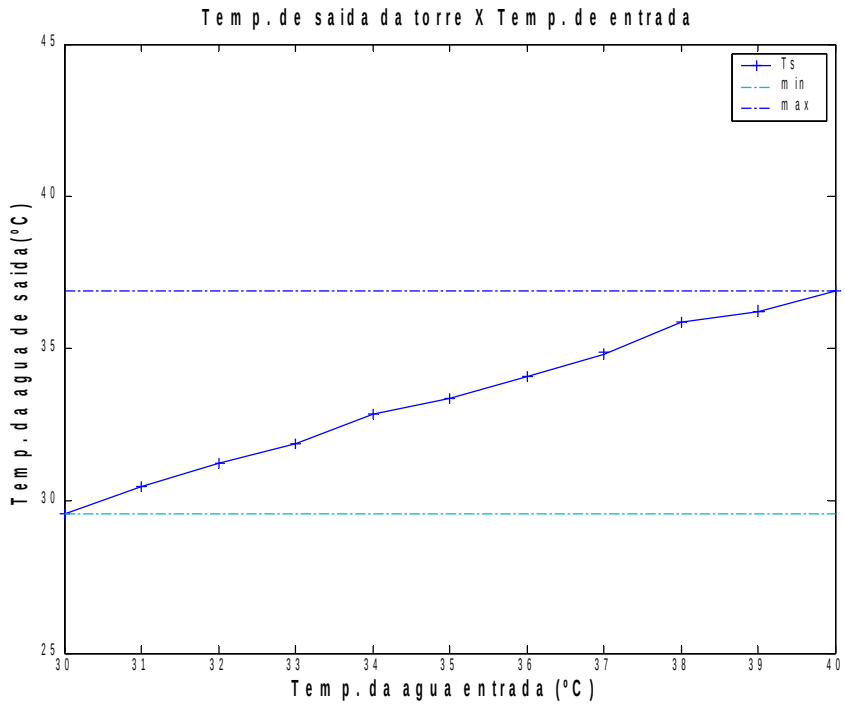


Figura 7.65 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura da água de Entrada .

FDC

Dados experimentais utilizado neste simulação: *Tar=26.92,Tbu=24.09, ø=0.94, Te=32.88,Ts=29.89, LG=0.25*.

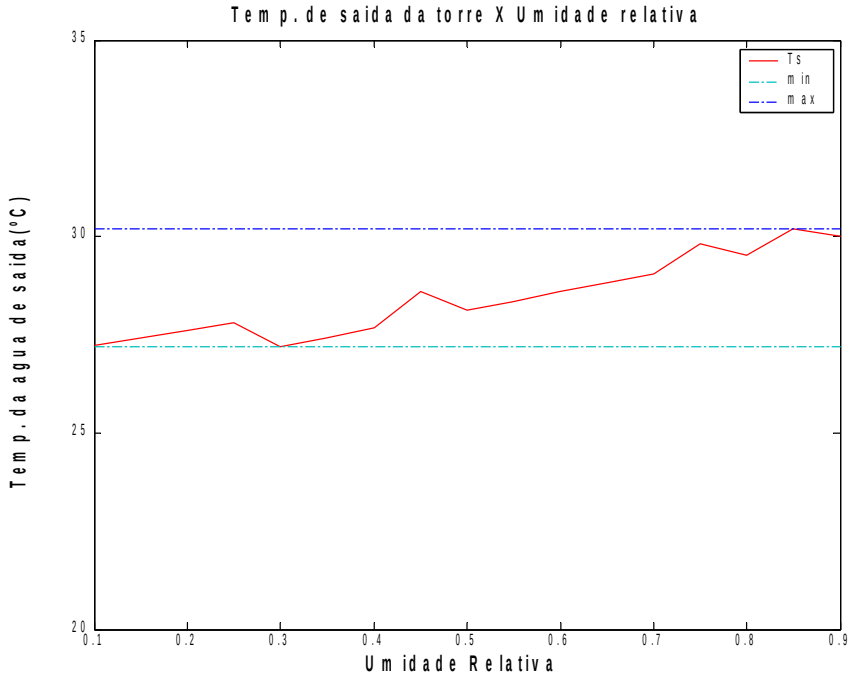


Figura 7.66 – Temperatura da água de saída em função da variação da Umidade Relativa .

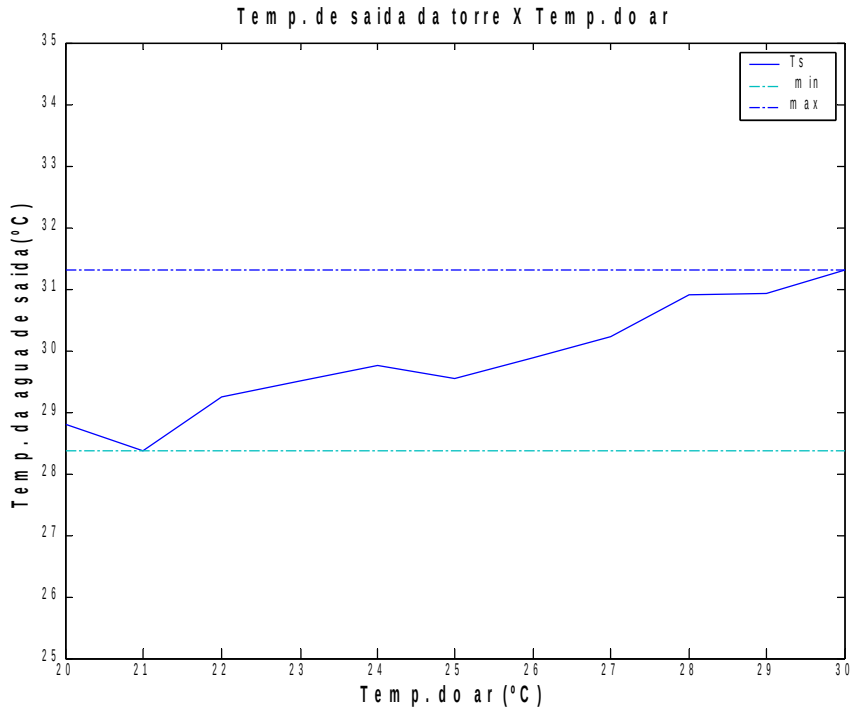


Figura 7.67 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura do Ar .

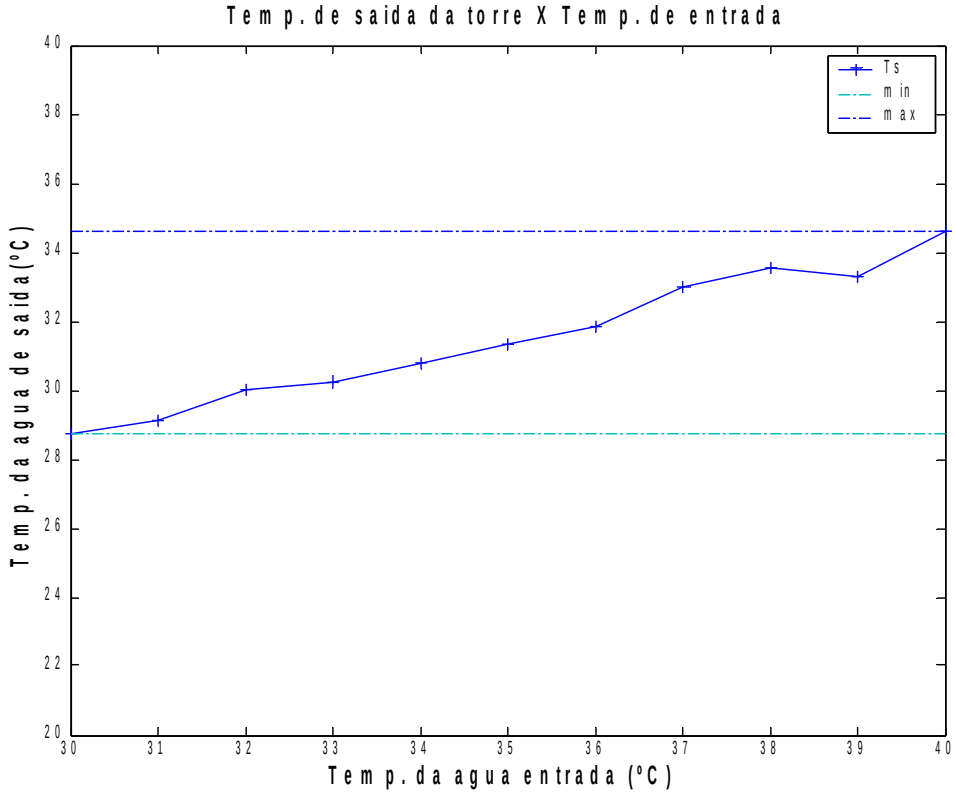


Figura 7.68 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura da Água de Entrada .

LUFFA

Dados experimentais utilizado neste simulação: *Tar=29.38,Tbu=25.12, ø=0.87, Te=39.42,Ts=36.91, LG=0.21*.

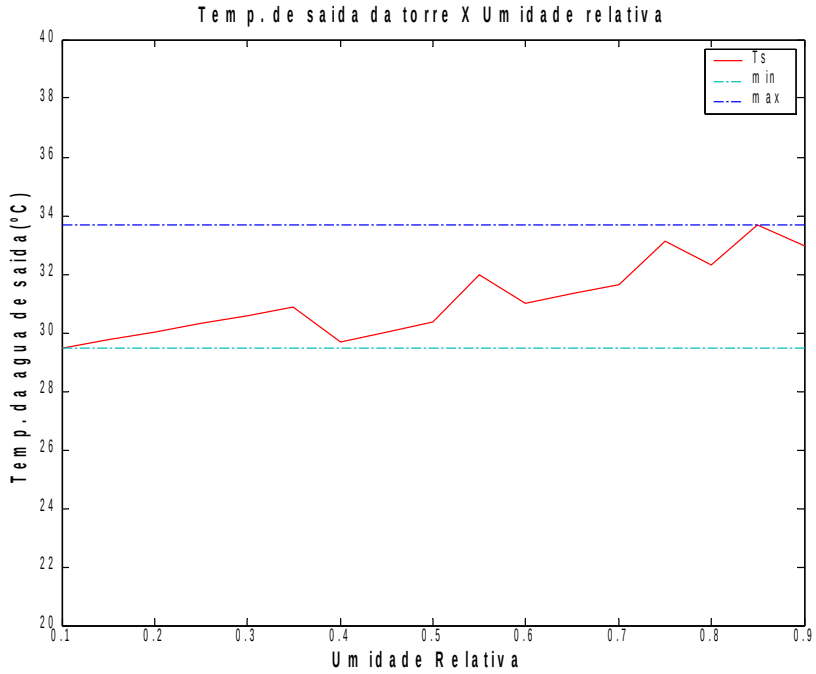


Figura 7.69 – Temperatura da água de saída em função da variação da Umidade Relativa .

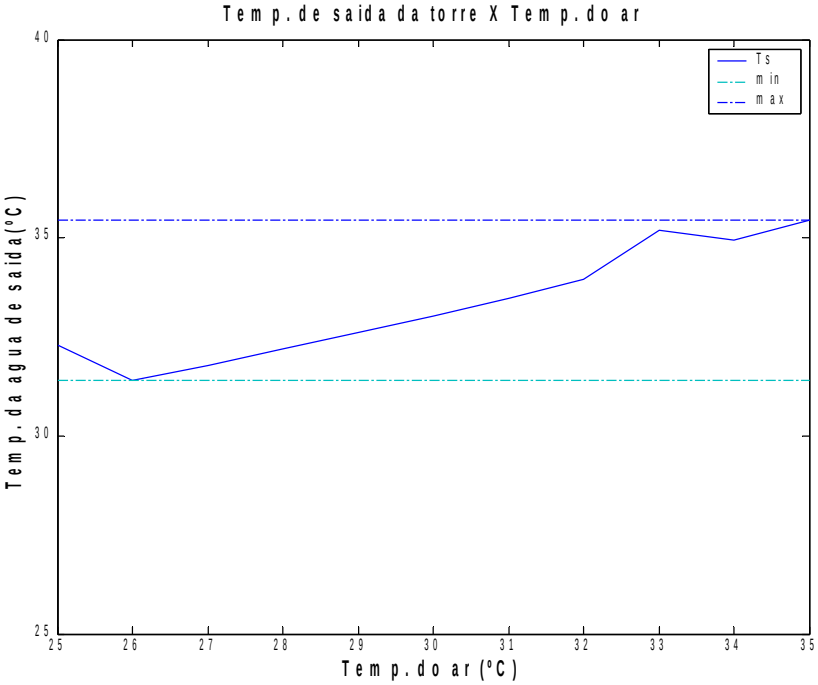


Figura 7.70 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura do Ar .

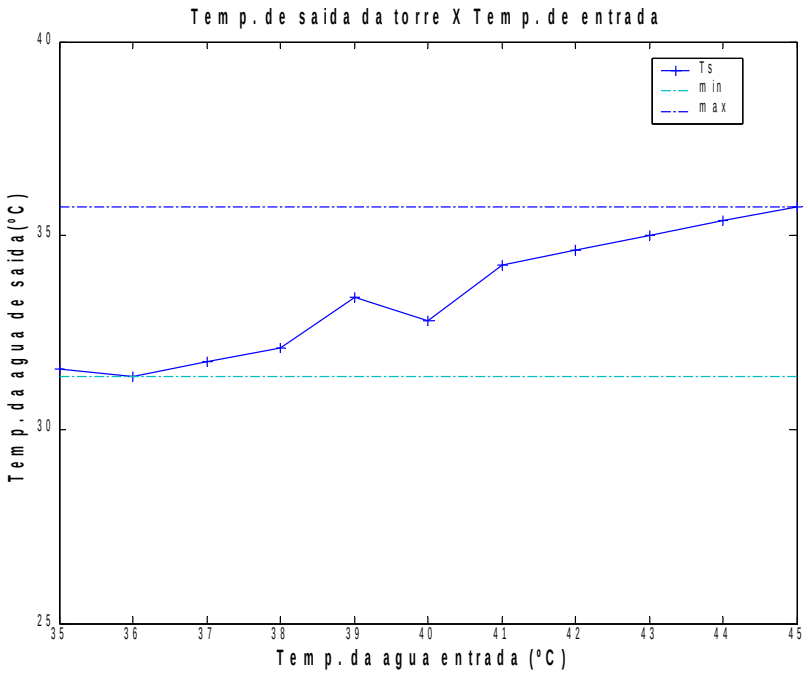


Figura 7.71 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura da Água de Entrada .

INDUSTRIAL

Dados experimentais utilizado nesta simulação: *Tar=27.51,Tbu=24.85, ø=0.96, Te=33.75,Ts=30.80, LG=0.27.*

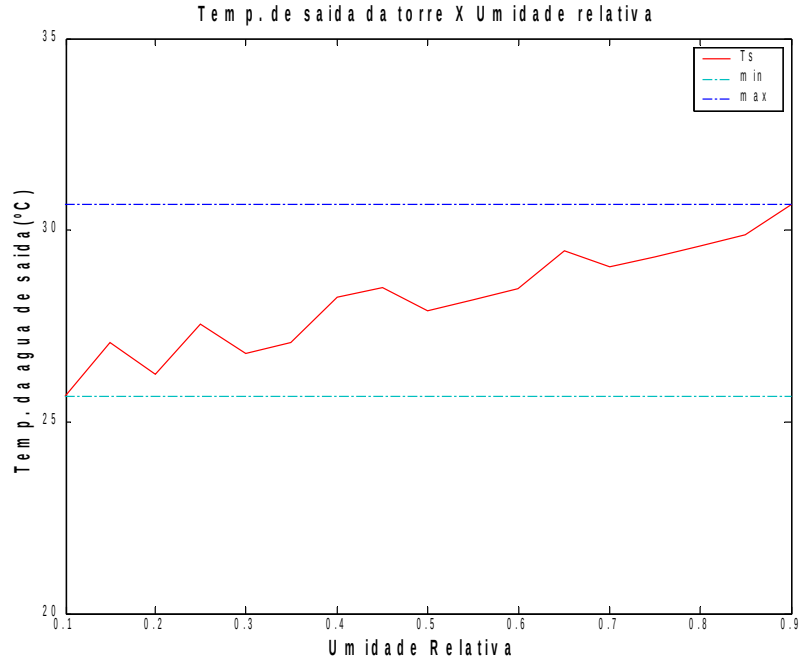


Figura 7.72 – Temperatura da água de saída em função da variação da Umidade Relativa .

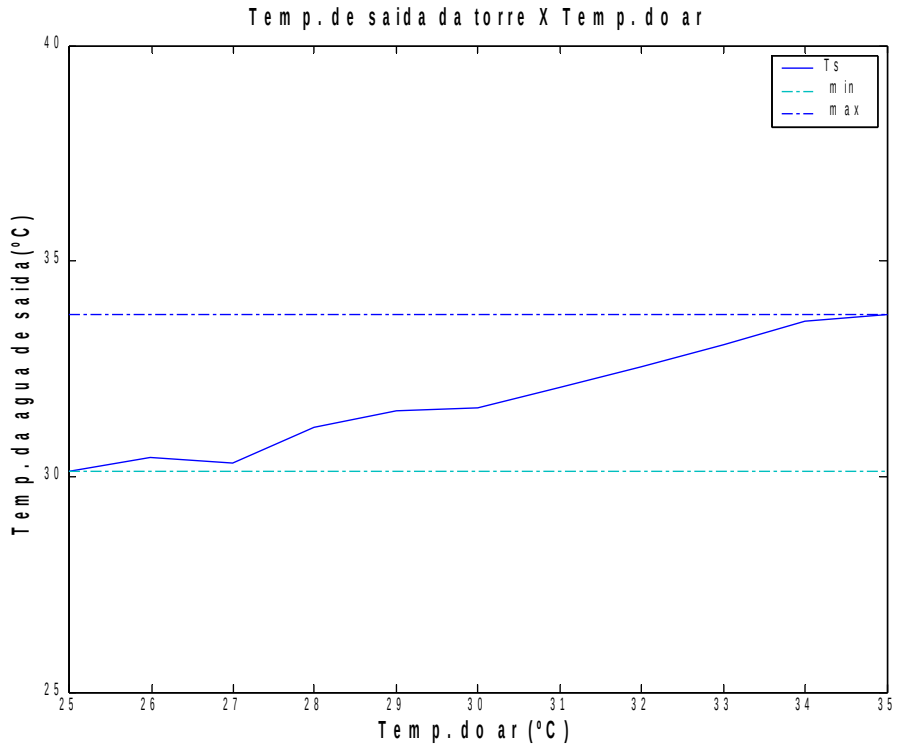


Figura 7.73 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura do Ar .

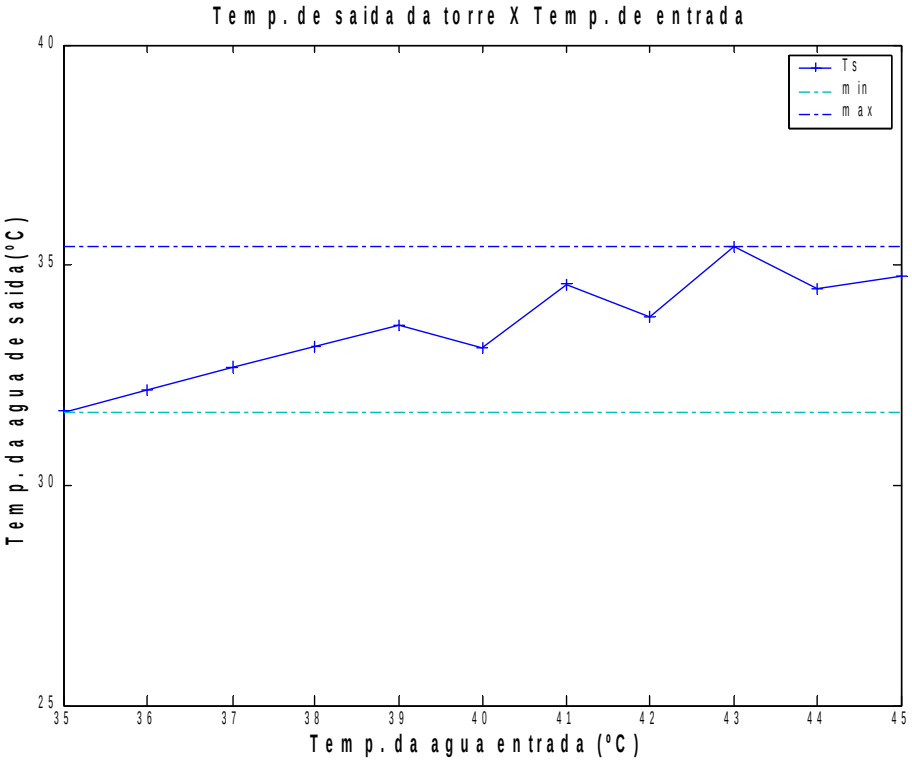


Figura 7.74 – Temperatura da água de saída em função da variação da Temperatura de Entrada da Água .

7.2.3 – Taxa de Evaporação e Estado do Ar Através da Torre.

Nesta simulação procurou-se estudar o comportamento do ar ao longo da torre, isto é importante para se estudar a influência das dimensões da torre, bem como sua taxa de evaporação, pois para grandes vazões de água estas perdas são significativas. Observou-se um comportamento parecido de enchimento para enchimento, de forma que será mostrado apenas os resultados obtidos para o PET. Os casos estudados para esta simulação são os resultados experimentais extremos, como a menor carga térmica(3300W), a menor vazão de água (0.11 l/s) e ar (0.34 m³/s) em comparação com a maior carga térmica (8800W), maior vazão de água (0.29 l/s) e a maior vazão de ar (0.49 m³/s), dividindo a torre em 10 seções iguais. Observa-se através das figuras 7.72 e 7.73 o perfil de temperatura para cada condição extrema. Na menor carga, vazão de água e ar, se tem uma variação da temperatura de exaustão do ar de aproximadamente de 2ºC entre as umidades de 10% e 100%, mostrando que a umidade influencia no transporte de energia e massa que o ar produz ao longo da torre e que para ambientes com umidade relativas altas, o resfriamento proporcionado pelo ar é prejudicado nestas condições. Comparando a menor carga (3300W) com a maior (8800W), observa-se que o ΔT da menor carga para uma umidade de 100% é de 2.5ºC enquanto que a de maior carga tem um ΔT de 5ºC, mostrando o efeito da temperatura da água de entrada da torre sobre as condições do ar ao longo da mesma.

Na figura 7.74, tem-se um gráfico da taxa de evaporação ao longo da torre em função da umidade relativa. Esta simulação foi feita na situação extrema (8800W, 0.29 l/s , 0.49m³/s), visto que para condições inferiores, a taxa de evaporação era muito pequena. Observa-se uma situação inversa quanto às condições do ar, pois quanto menor é a umidade relativa, maior é a taxa de evaporação, isto era um resultado esperado pois a taxa de evaporação é diretamente proporcional à umidade absoluta entre a umidade da superfície molhada e o ar ao seu redor, que para este caso foi de 8g/s, o que significa uma perda de 691.2 litros por dia de operação com uma umidade de 10%. Para condições típicas na Região Metropolitana de Recife (80 – 90%) esta perda cai para 2g/s, que corresponde a 0.68% da vazão de água (0.29 l/s).

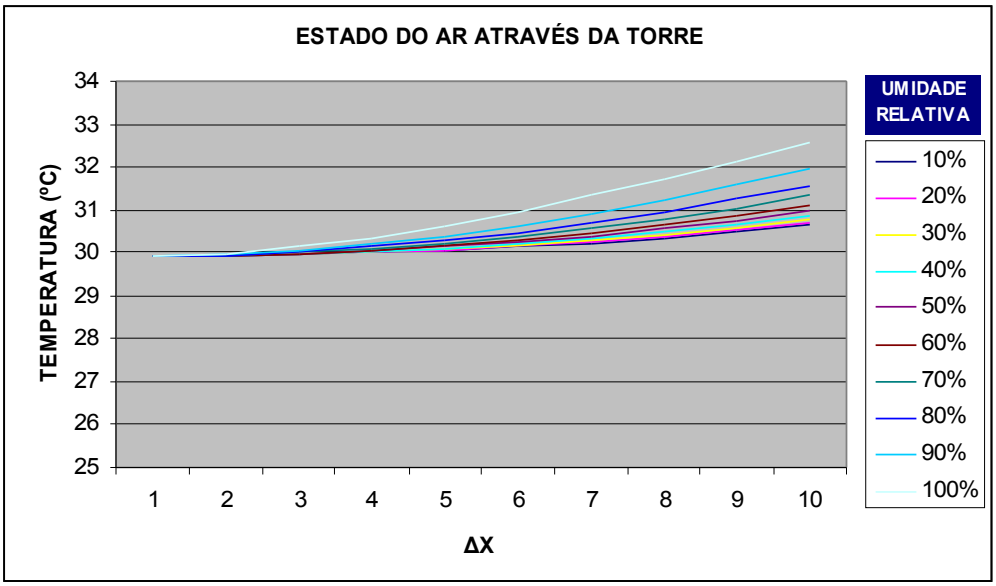


Figura 7.75 – Estado do Ar Através da Torre utilizando o PET para vazão de água de 0.11 l/s, vazão de ar de 0.34m³/s e carga térmica de 3300W .

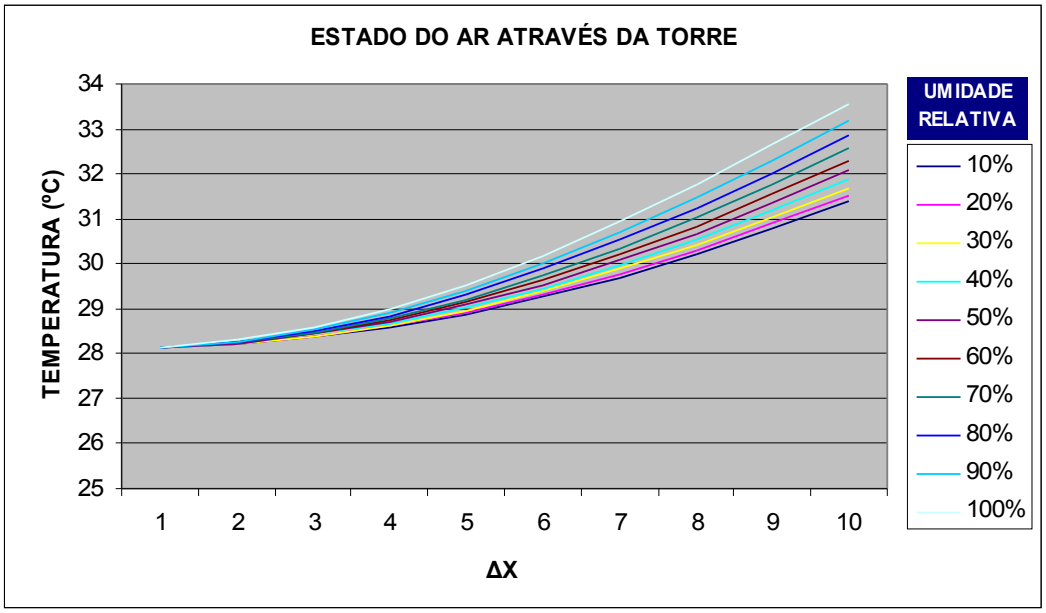


Figura 7.76 – Estado do Ar Através da Torre utilizando o PET para vazão de água de 0.29 l/s ,vazão de ar de 0.49 m³/s e carga térmica de 8800W .

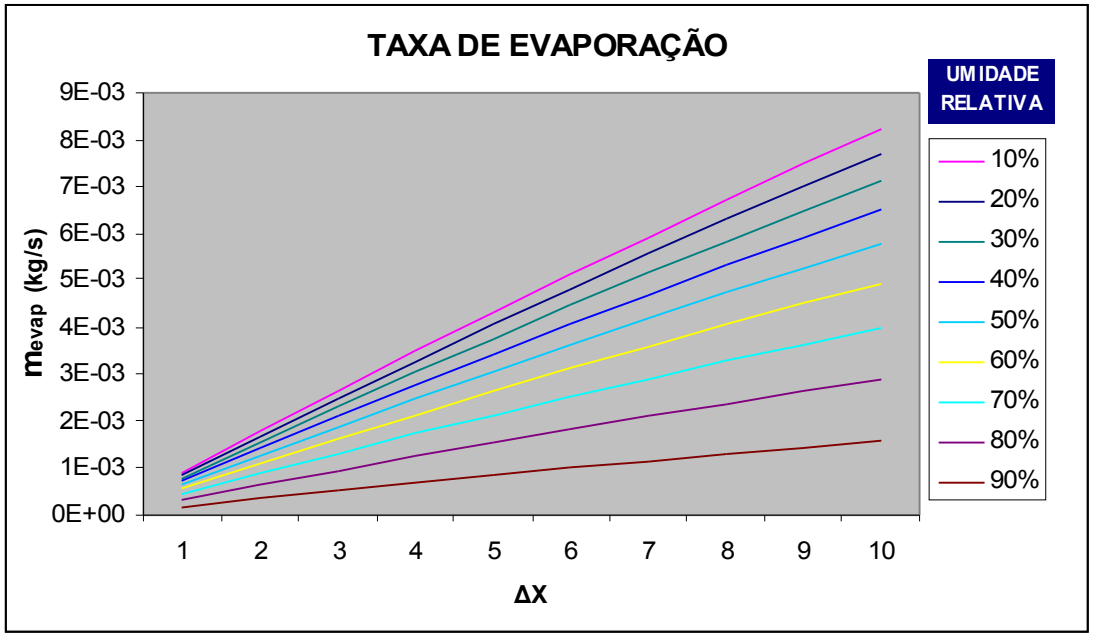


Figura 7.77 – Taxa de Evaporação Através da Torre utilizando o PET para vazão de água de 0.29 l/s ,vazão de ar de 0.49 m³/s e carga térmica de 8800W .

7.3 - Comparação entre Dados Numéricos e Experimentais

Esta seção tem como objetivo comparar os resultados obtidos experimentalmente para cada enchimento com a simulação numérica. Os resultados numéricos foram testados para as condições mais diferente dentro dos valores experimentais, como por exemplo, a variação do Resfriamento, da Aproximação e a Efetividade com a temperatura de entrada da torre para uma

relação L/G constante. Os resultados obtidos mostram uma concordância boa, conforme mostram as figuras 7.78 a 7.89.

PET

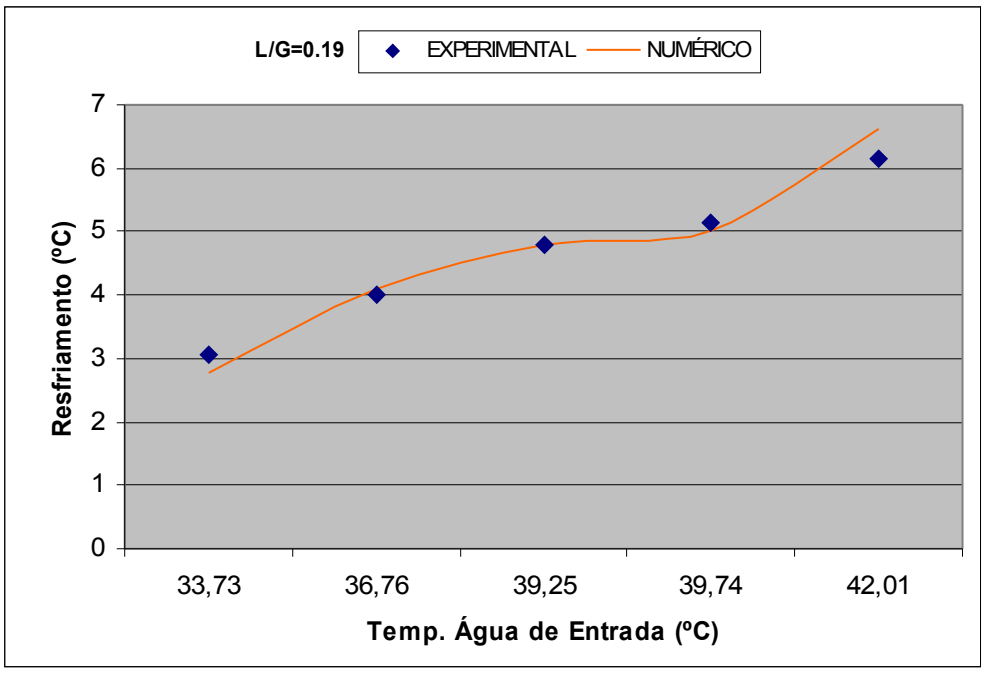


Figura 7.78 – [PET] Resfriamento (ºC) versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.19.

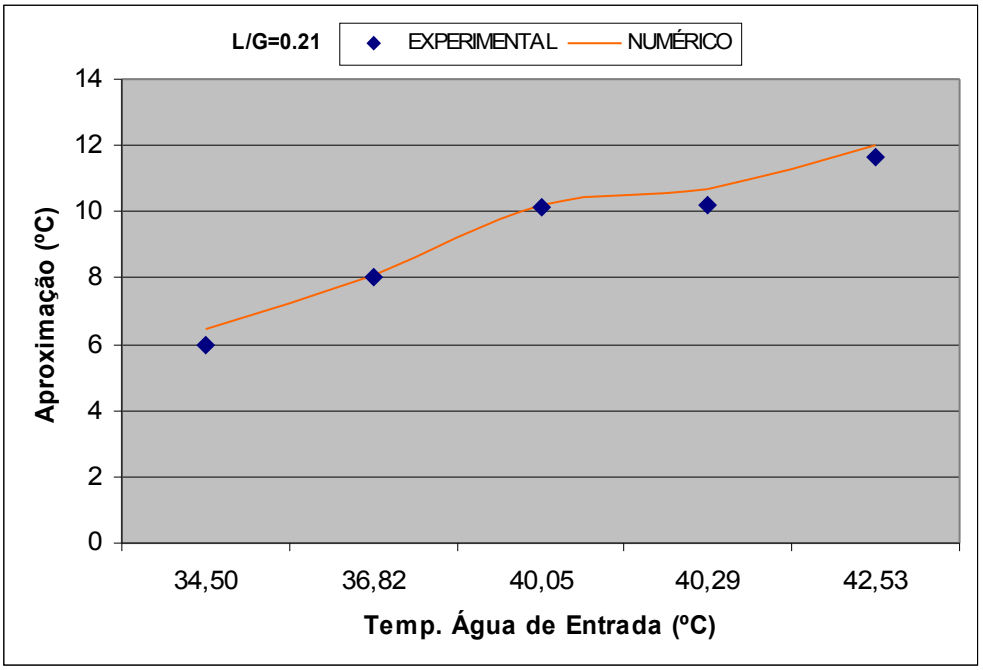


Figura 7.79 – [PET] Aproximação (ºC) versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.21.

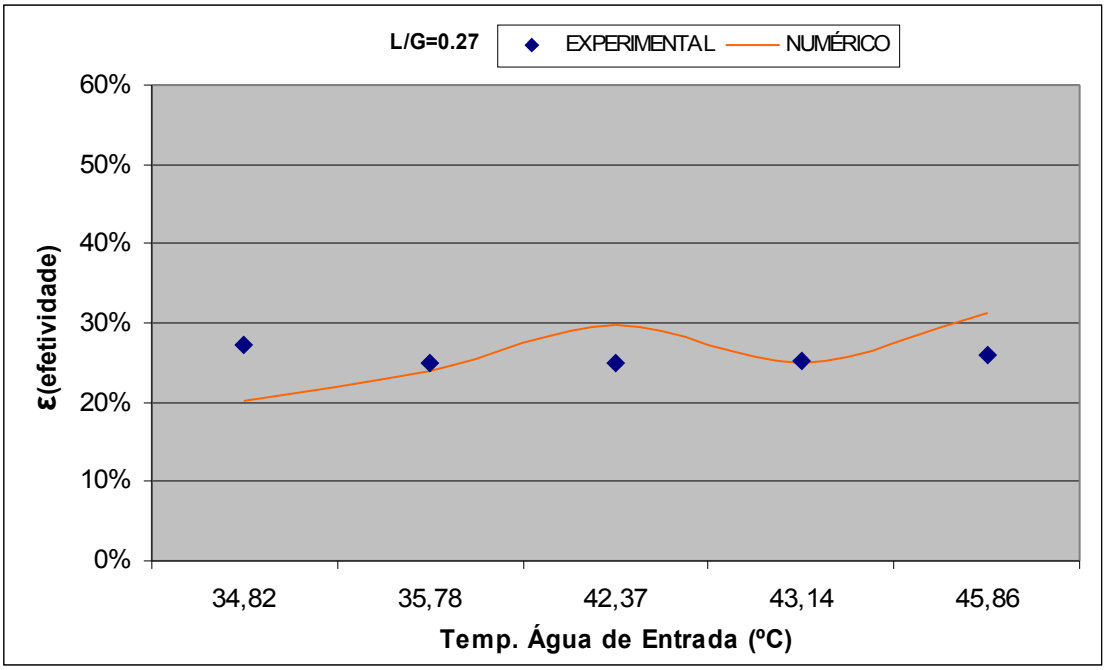


Figura 7.80 – [PET] Efetividade versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.27.

BOBES

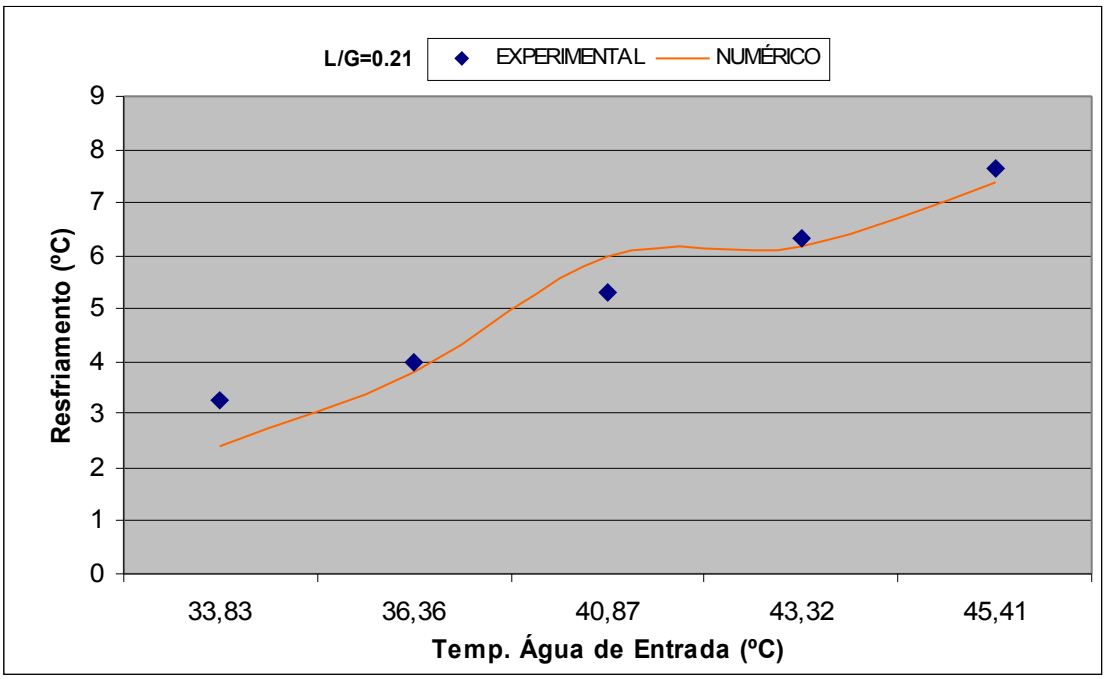


Figura 7.81 – [BOBES] Resfriamento (ºC) versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.21.

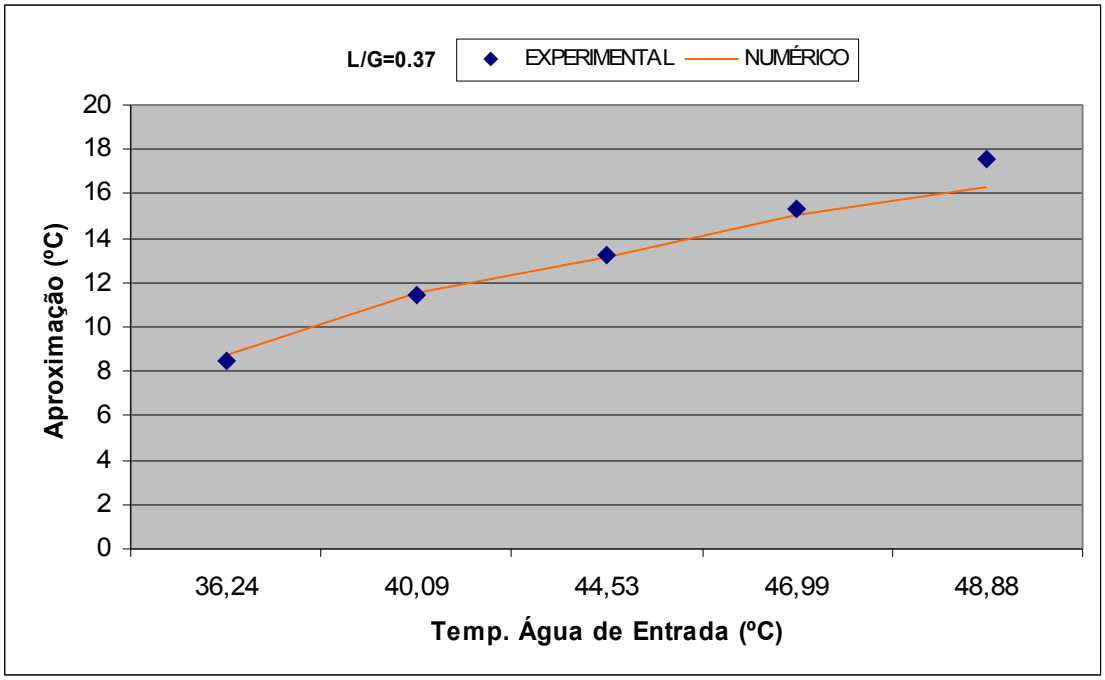


Figura 7.82 – [BOBES] Aproximação (ºC) versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.37.

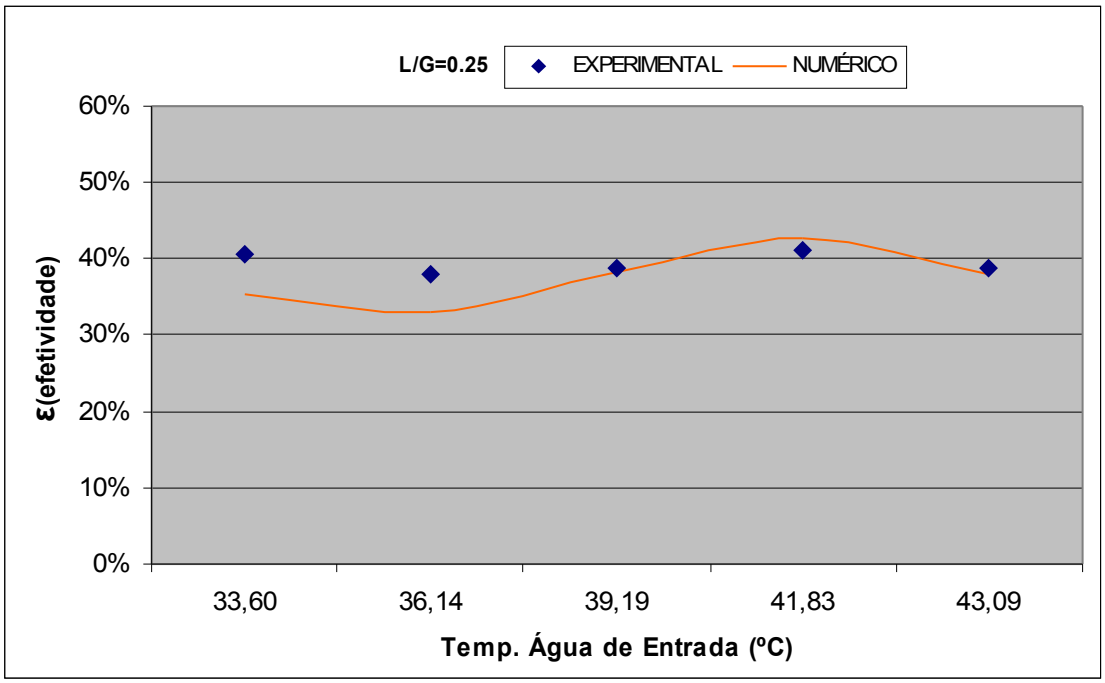


Figura 7.83 – [BOBES] Efetividade versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.25.

FIBRA DE COCO

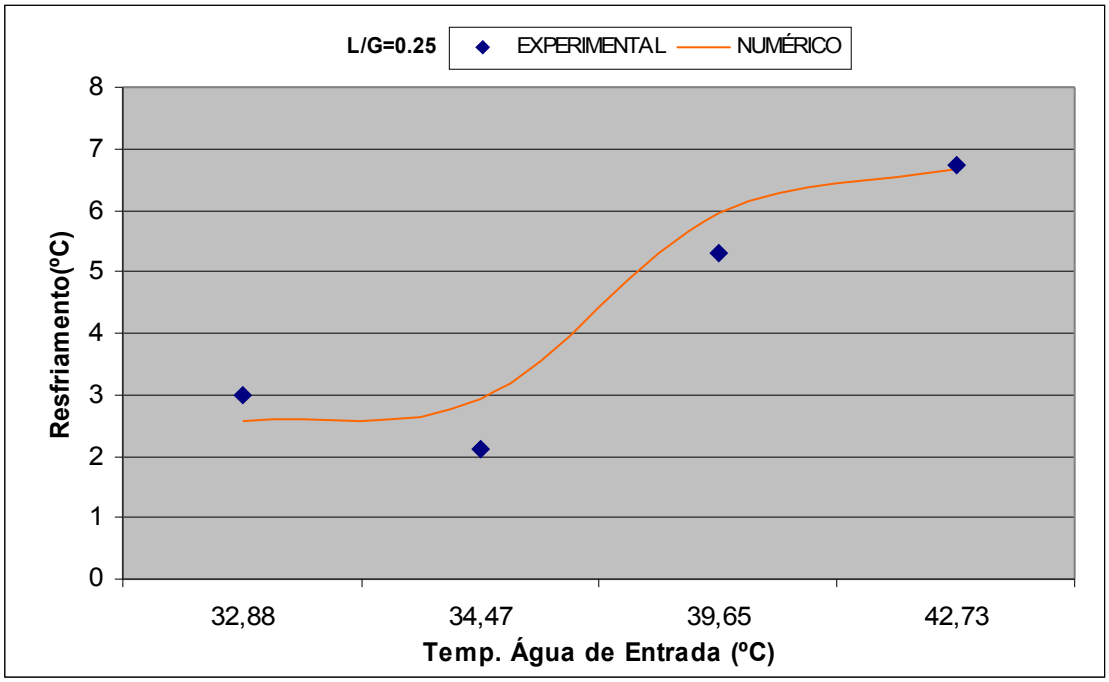


Figura 7.84 – [FDC] Resfriamento (ºC) versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.25.

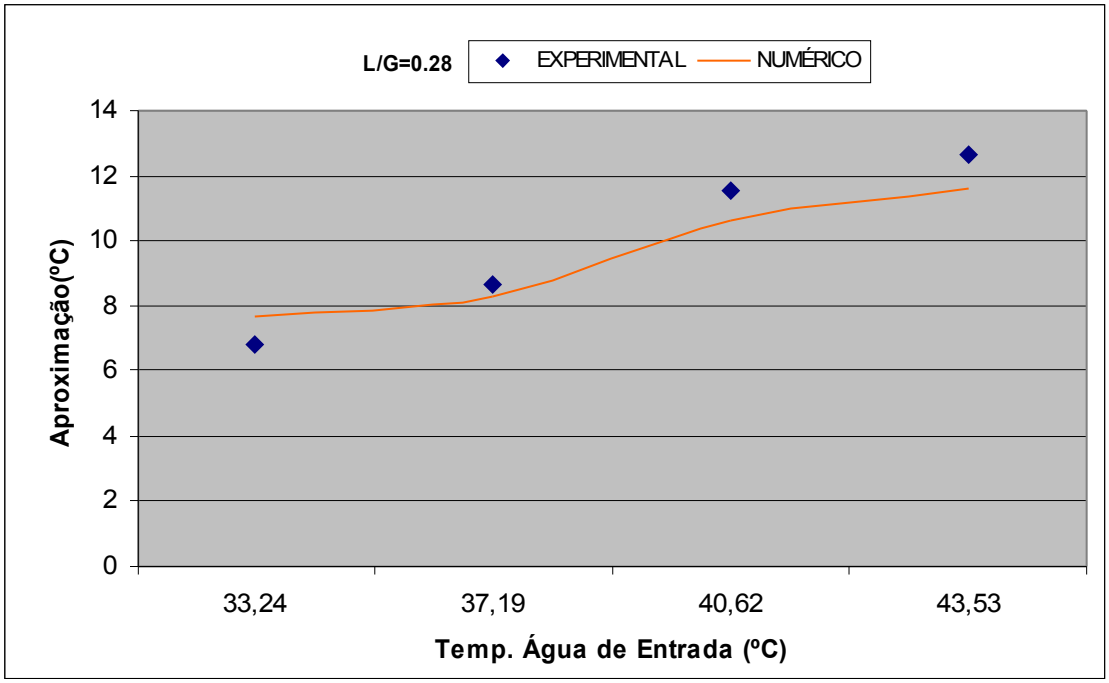


Figura 7.85 – [FDC] Aproximação (ºC) versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.28.

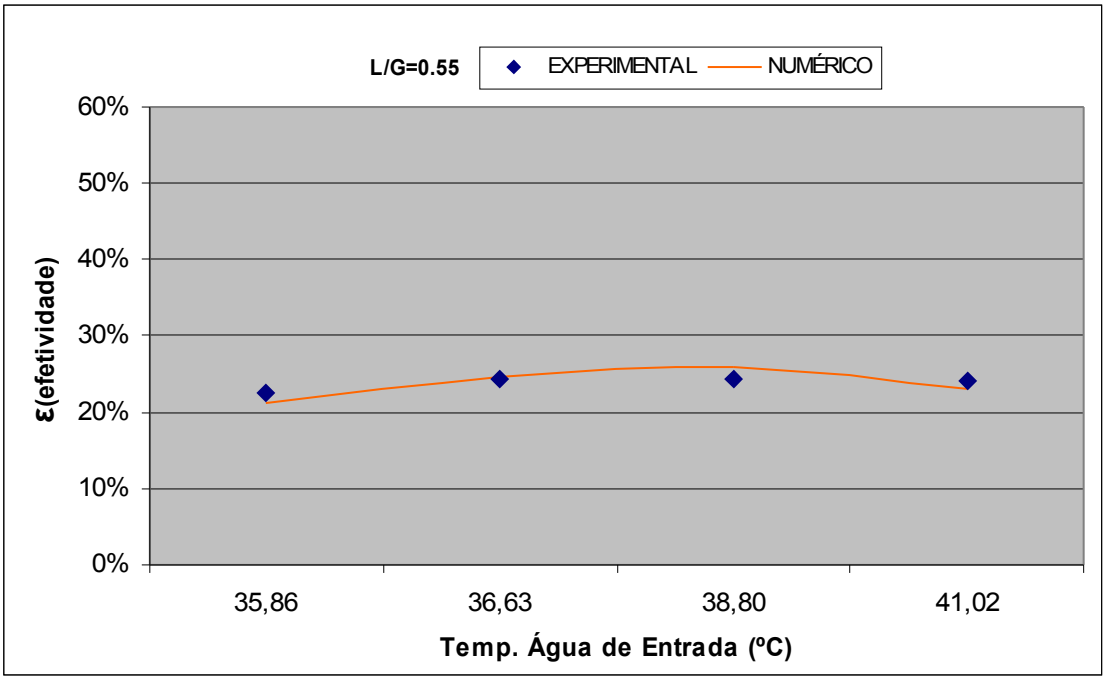


Figura 7.86 – [FDC] Efetividade versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.55.

LUFFA

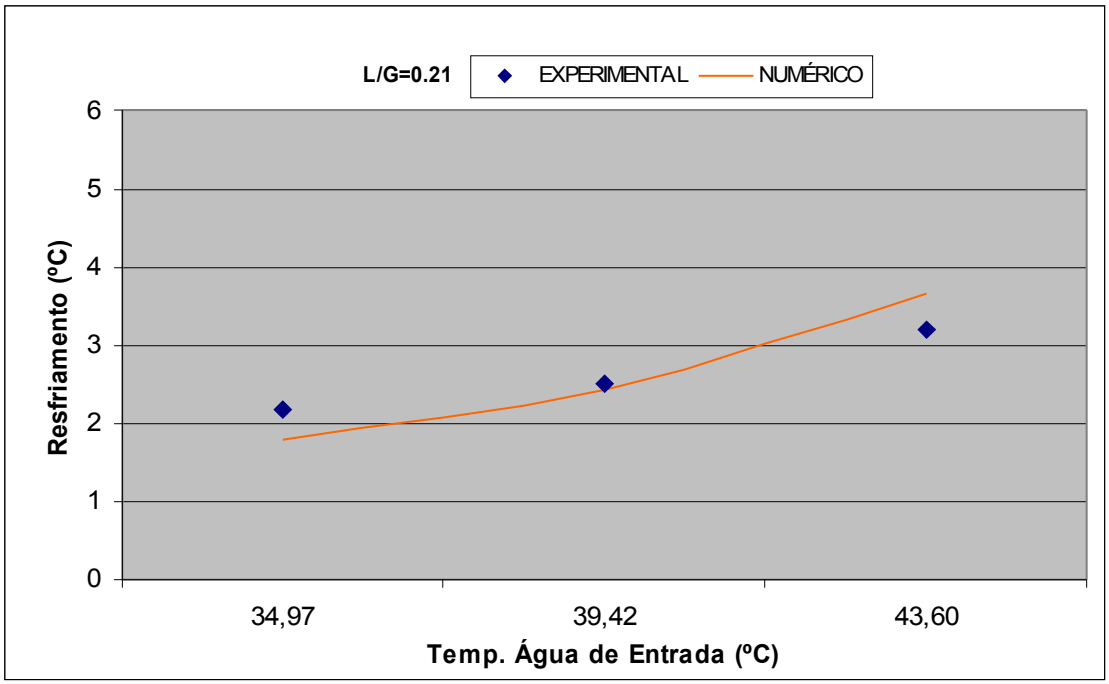


Figura 7.87 – [LUFFA] Resfriamento (ºC) versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.21.

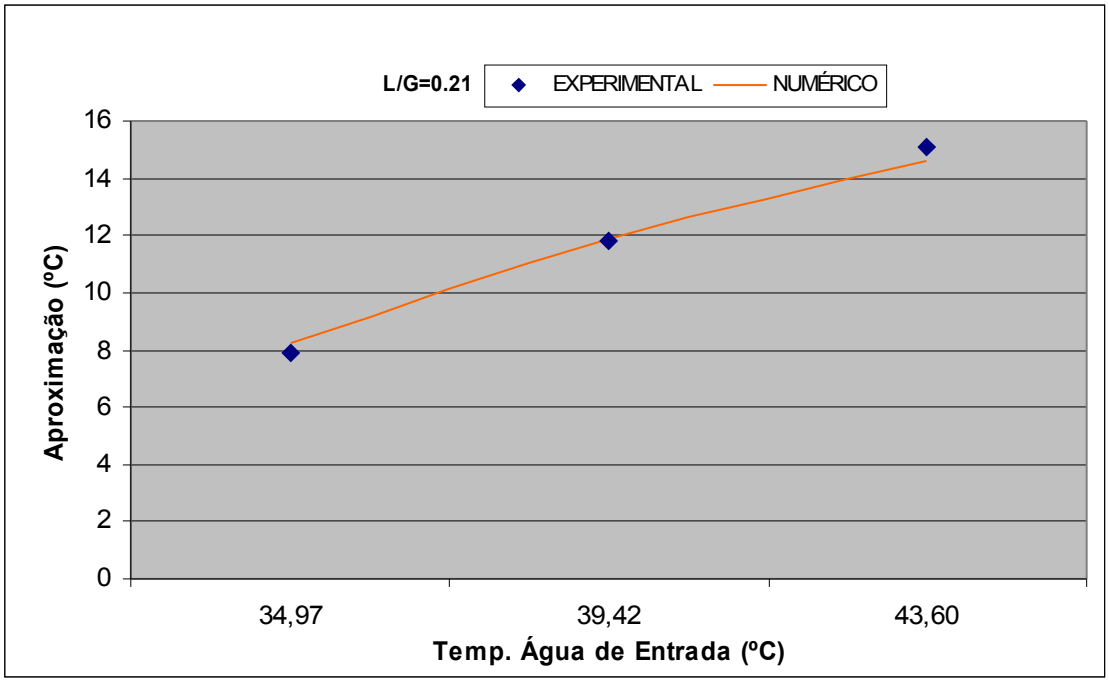


Figura 7.88 – [LUFFA] Resfriamento (ºC) versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.21.

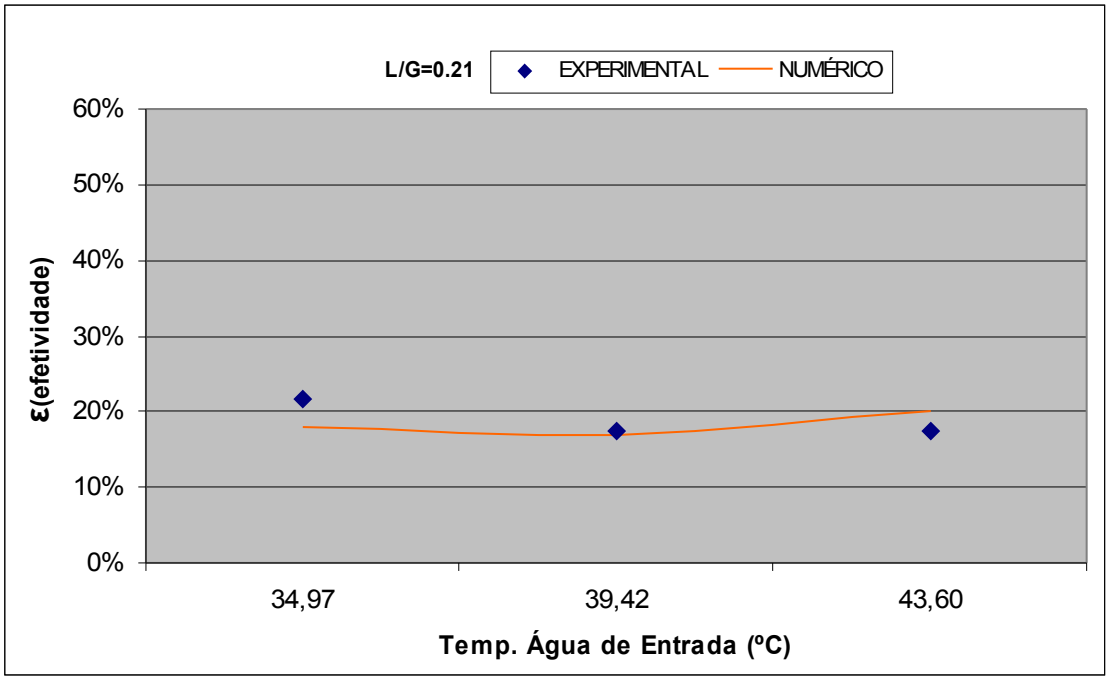


Figura 7.89 – [LUFFA] Efetividade versus temperatura da água de entrada (ºC) - Comparação entre resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0.21.

CAPÍTULO 8.0 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

8.1 – Conclusões

Os resultados obtidos permitem chegar a algumas conclusões sobre a influência do aumento da vazão de ar, da água e da carga térmica do sistema.

A vazão de ar tem influência direta sobre as temperaturas da torre, consequentemente alterando a aproximação *(approach)*, a faixa de resfriamento e a efetividade. Verifica-se também que grandes áreas superficiais implicam numa obstrução da passagem do ar e reduzem os parâmetros analisados neste estudo, isto é, a efetividade, o resfriamento e a aproximação *(approach)*. Devido a isto, deve haver um compromisso em se aumentar a área de contato oferecendo boas condições para a passagem de ar no enchimento.

A distribuição de água sobre o enchimento também tem uma marcada influência no desempenho do sistema. Observa-se que, quanto maior a vazão de água menor a faixa de resfriamento e maior a aproximação *(approach)*, reduzindo assim a efetividade. A influência da vazão de água teve seu efeito mais acentuado em enchimentos com grandes áreas de contato, como foi o caso da *luffa*, sendo o industrial o de menor efeito observado.

Através da simulação numérica foi possível prever o comportamento da torre para vários enchimentos, bem como para várias condições psicrométricas, mostrando a concordância entre os resultados experimentais de forma ser possível estudar o comportamento de cada enchimento sem a necessidade de um novo experimento. Foi observado que a taxa de evaporação dependia sensivelmente da umidade relativa e este comportamento foi observado para todos os enchimentos.

Por razões econômicas (bobes são dispendiosos) e pelas razões técnicas mostradas no presente trabalho, os gargalos de garrafa PET, bem como a FDC (Fibra de Coco), têm grande potencial como material de enchimento de torres de resfriamento, sendo necessário que se proceda a um estudo do arranjo ótimo para os gargalos e para a fibra de coco. Deste modo esses materiais podem se tornar uma alternativa viável para enchimento de torres de resfriamento.

8.2 – Sugestões para Trabalhos Futuros

- Estudar todos os enchimentos deste trabalho em uma torre real.
- Testar outros tipos de geometria para os enchimentos alternativos.
- Fazer um estudo com o arranjo ótimo para o PET e a fibra de coco.
- Estudar a degradação de cada material apresentado neste trabalho.
- Estudar a influência do tratamento da água no desempenho dos enchimentos estudados.
- Fazer uma análise utilizando uma ferramenta CFD (Computacional Fluid Dynamics)

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABIPET, 2006, Associação Brasileira da Indústria do PET, (www.abepet.com.br)

ALPINA, 2006, ALPINA - Torres de Resfriamento, (www.alpina.com.br)

Al – Sulaiman, F. , 2002 , "Evaluation of the Performance of Local Fibers in Evaporative Cooling", Energy Conversion and Management ,Vol. 43,pp. 2267–2273.

ANNEMOS, 2006, ANNEMOS - Torres de Resfriamento , (www.annemos.com.br)

Araújo, S.D.O., 2006, **"**Análise Do Desempenho Térmico De Fibras Vegetais No Resfriamento Evaporativo". Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – UFPE.

BALCKE, 2005, BALCKE – Torres de Resfriamento, (www.balcke.com)

Barros, R. R.,2005, "Bancada Experimental para teste de enchimentos usados em resfriadores evaporativos". Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – UFPE.

Bilal, A.Q., Zubair, S.M. , 2006, "A Complete Model of Wet Cooling Towers with Fouling in Fills", Applied Thermal Engineering, Article in Press.

Camargo, J.R., 2003, "Sistemas de Resfriamento Evaporativo e Evaporativo-Adsortivo Aplicados ao Condicionamento de Ar", Tese de Doutorado, Universidade Estadual Paulista – UNESP, São Paulo.

CTI, 2006, *Cooling Technology Institute (www.cti.org/)*

CARAVELA, 2006, CARAVELA - Torres de Resfriamento (www.torre-caravela.com.br)

CELENE, 2006, CELENE – Companhia Eletrocerâmica do Nordeste, (www.celene.com.br).

CREDER, H., 2004, "Instalações de Ar condicionado", LTC, 6ª Edição.

DNR*, 2006, "*Power Plant Research Program", Department of Natural Resources, Maryland, USA (www.dnr.state.md.us/Bay/pprp/)

EA-4/02, 1999, "Expression of the Uncertainty of Measurement in Calibration", European co-operation for Accreditation.

Elonka, S.M., Minich, Q.W., 1978, "Manual de Refrigeração e Ar Condicionado", editora Mc Graw-Hill, São Paulo.

Elsarrag, E., 2006, "Experimental Study and Predictions of an Induced Draft Ceramic Tile Packing Cooling Tower", Energy Conversion and Management, Article in Press.

Facão, J.M., 2004, “Heat and Mass Transfer Correlations for the Design of Small Indirect Contact Cooling Towers”. Applied Thermal Engineering, Vol 24, pp. 1969 – 1978.

Ferreira, D.N.M. 2004, “Ácaros Eriophyoidea (Prostigmata) Associados a Palmeiras (Areacaceae), com Ênfase no Ácaro do Coqueiro, Aceria Guerrronis Keifer – Espectro de Hospedeiros e Aspectos Biogeográficos”, Tese de Doutorado, Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz” – USP, Piracicaba.

Fisenko, S.P., Brin, A.A., Petruchik, A.I., 2004, “Evaporative Colling of Water in a Mechanical Draft Cooling Tower”., International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 165 – 177.

Fisenko, S.P., Petruchik, A.I., 2005, “Toward to the Control System of Mechanical Draft Cooling Tower of Film Type”., International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, pp. 31 – 35.

Fundação Christiano Ottoni, 1989, “Sistema de Resfriamento de Água por Torres de Arrefecimento Circuito Aberto e Fechado”, Belo Horizonte – MG.

Lopes, M.H., 2006, Serviço Brasileiro de Respostas Técnicas.

HIDROTERM, 2006, HIDROTERM Torres de Resfriamento, (www.hidroterm.com.br).

Guerrero, J.H.D, 2006, Notas de Aula.

IMBIL, 2006, IMBIL - Bombas Centrífugas, (www.imbil.com.br)

Ismail,K.A.R.,2003, “Técnicas de Medidas e Instrumentação”, 2ª Ed., Campinas.

Kloppers, J.C., Kröger, D.G., 2003, “Loss Coefficient Correlation for Wet-Cooling Tower Fills”, Applied Thermal Engineering ,Vol. 23, pp. 2201–2211.

Kloppers, J.C., Kröger, D.G., 2005, “The Lewis Factor and its Influence on the Performance Prediction of wet-cooling Towers”, International Journal of Thermal Sciences, ,Vol. 44, pp. 879–884.

Kloppers, J.C., Kröger, D.G., 2005, “A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers ”, International Journal of Heat and Mass Transfer, ,Vol. 48, pp. 765–777.

Kranc, S.C.,2006, “Optimal Spray Patterns for Counterflow Cooling Towers with Structured Packing”, Applied Mathematical Modelling, Article in Press.

Kairouani, L., Hassairi, M., Tarek,Z., 2004, “Performance of Cooling Tower in South of Tunísia”,Building and Environment, Vol. 39, pp.351 – 355 .

Martinelli, L.C.,2002, “ Apostila de Refrigeração e Ar Condicionado”, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, UNIJUÍ – Pinambi – Rio Grande do Sul.

MIPEL, 2006, MIPEL – Válvulas Industriais, (www.mipel.com.br).

Moreira, J.R.S. , 1999, “Fundamentos e Aplicações da Psicrometria”, RPA Editora Ltda, São Paulo.

Naphon, P., 2005, “Study on the heat transfer characteristics of an evaporative cooling tower”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 32, pp. 1066–1074.

Nicholas, J.V., White, D.R., 2001, “Traceable Temperatures – An Introduction to Temperature Measurement and Calibration”, 2ªEd, John Wiley & Sons, England.

Pirani, M.J., Venturini, O. S., 2004, “Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial”, PROCEL , Eletrobrás – Brasil .

Revista Galileu, 2006, nº184, Editora Globo.

Revista Globo Rural, 2005, Editora Globo.

Senhoras, M.S. 2003, “Estratégias de Uma Agenda para a Cadeira Agroindustrial do Coco: Transformando a Ameaça dos Resíduos em Oportunidades Eco-Eficientes”, Monografia, Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Campinas.

Trovati, J.,2006, “Tratamento de Água de Resfriamento”,www.tratamentodaágua.com.br.

Wieser, C.V. 2006, “Enchimento de Contato para Torres de Resfriamento de Água”, Alpina Equipamentos Industriais LTDA.

ANEXOS

Anexo 1 – Terminologia de Instrumentação segundo o INMETRO.

Para um melhor entendimento do Anexo 1 e do Anexo 2 será expostas algumas definições de termos de uso corrente em instrumentação segundo o INMETRO:

Medição: Conjunto de operações que tem por objetivo determinar um valor de uma grandeza.

Exatidão de uma medição (accuracy): representa o grau de concordância entre o valor de uma medição e o valor verdadeiro de um mensurando.

Exatidão de um instrumento: aptidão de um instrumento de medição para dar respostas próximas do valor verdadeiro.

Precisão: pode ser entendido como o grau de liberdade de erros aleatórios ou, dito de outra forma, o espalhamento de várias leituras num mesmo ponto.
Obs.: O termo precisão tem sido substituído pelos termos "REPETITIVIDADE" e "REPRODUTIBILIDADE"

Repetitividade: grau de concordância entre os resultados de medições sucessivas de um mesmo mensurando efetuadas sob as mesmas condições de medição (condições de repetitividade).

Reprodutibilidade: grau de concordância de resultados das medições de um mesmo mensurando efetuadas sob condições variadas de medição. Para que uma expressão de reprodutibilidade seja válida, é necessário que sejam especificadas as condições alteradas.

Faixa de indicação (*range*): Conjunto de valores limitados pelas indicações extremas.

Amplitude da Faixa nominal (*span*): Diferença, em módulo, entre os dois limites de uma faixa nominal.

Resolução: Menor diferença entre indicações de um dispositivo mostrador que pode ser significativamente percebida.

Sensibilidade: Variação da resposta de um instrumento de medição dividida pela correspondente variação do estímulo.

Tempo de resposta: intervalo de tempo entre o instante de um estímulo (variação brusca) e o instante em que a resposta alcança seu valor final e nele permanece dentro dos limites especificados.

Rastreabilidade (*traceability*): propriedade do resultado de uma medição ou do valor de um padrão estar relacionado a referências estabelecidas, geralmente a padrões nacionais ou internacionais, através de uma cadeia continua de comparações, todas tendo incertezas estabelecidas.

Incerteza de uma medição: parâmetro, associado ao resultado de uma medição, que caracteriza a dispersão dos valores que podem ser fundamentadamente atribuídos a um mensurando.

Calibração: conjunto de operações que estabelece, sob condições especificadas, a relação entre os valores indicados por um instrumento de medição ou sistema de medição ou valores representados por uma medida materializada ou um material de referência, e os valores correspondentes das grandezas estabelecidos por padrões.

Padrão: medida materializada, instrumento de medição, material de referencia ou sistema de medição destinado a definir, realizar, conservar ou reproduzir uma unidade ou um ou mais valores de uma grandeza para servir como referência.

Padrão internacional: padrão reconhecido por um acordo internacional para servir, internacionalmente, como base para estabelecer valores de outros padrões da grandeza a que se refere.

Padrão nacional: Padrão reconhecido por uma decisão nacional para servir, em um país, como base para estabelecer valores a outros padrões da grandeza a que se refere.

Padrão primário: padrão que é designado ou amplamente reconhecido como tendo as mais altas qualidades metrológicas e cujo valor é aceito sem referência a outros padrões de mesma grandeza.

Padrão secundário: padrão cujo valor é estabelecido por comparação a um padrão primário da mesma grandeza.

Padrão de referência: padrão, geralmente tendo a mais alta qualidade metrológica disponível em um dado local ou em uma dada organização, a partir do qual as medições lá executadas são derivadas.

Padrão de trabalho: Padrão utilizado rotineiramente para calibrar ou controlar medidas materializadas, instrumentos de medição ou materiais de referência.

Anexo 2 – Aferição de Termopares

As calibrações de sensores térmicos tipo termopares podem ser feitas por dois métodos:

- **Métodos Absolutos**

Nestes tipos de métodos o termopar a calibrar é imerso em um meio onde a temperatura é conhecida através de um fenômeno físico, como por exemplo, ponto tríplice da água, ponto de gelo, ponto de solidificação do zinco, etc. Sua principal desvantagem em relação aos métodos comparativos é o seu alto custo.

- **Métodos Comparativos**

Nestes tipos de métodos o termopar a calibrar é imerso em um meio uniforme e estabilizado juntamente com outro sensor que servirá de padrão de referência. Este padrão pode ser um termômetro de vidro, um termopar calibrado, um termistor etc. Estes métodos de calibração são mais baratos do que sistemas que utilizam métodos absolutos e atendem a uma grande parte das calibrações.

Estes dois métodos são determinados pela ITS-90.

Tendo em vista o alto custo dos métodos absolutos, será discutido apenas os métodos comparativos, pois estes foram utilizados para aferição dos termopares da torre. A figura A2.1 mostra um diagrama de causa efeito dos elementos para a calibração de um termopar, Nicholas & White (2001):

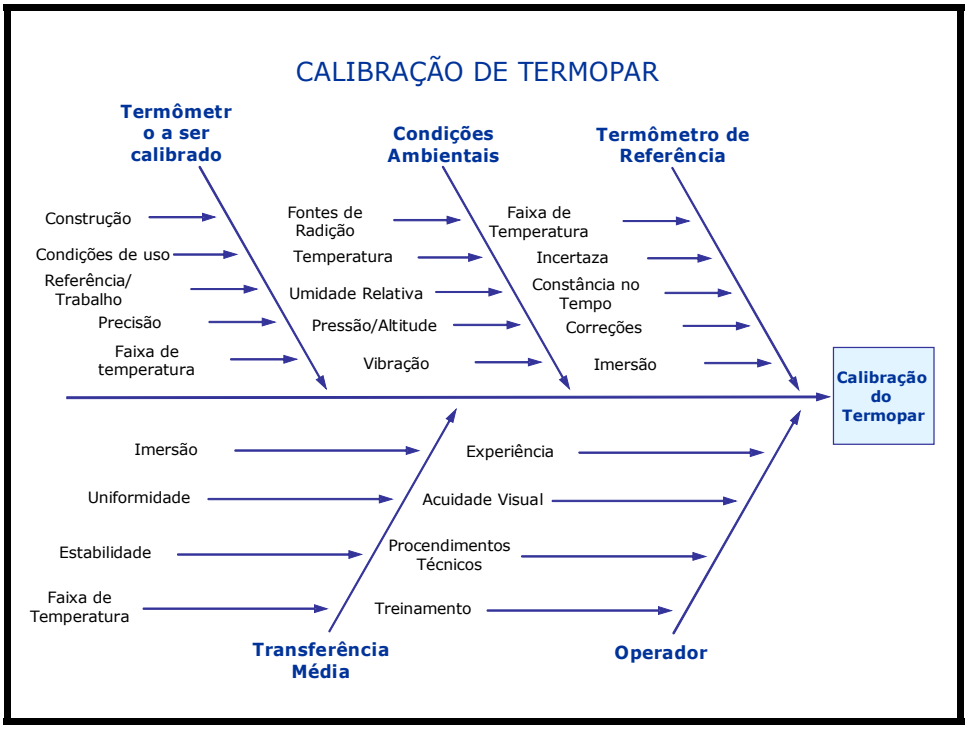


Figura A2.1 – Gráfico de causa efeito para calibração de termopares.

Os passos para a aferição dos termopares da torre serão baseados em Nicholas & White (2001) conforme segue:

1. ***Guardar os registros*** - Nesta etapa deve-se separar um arquivo para ter todos os dados da aferição como: Faixa de temperatura, instrumento utilizado etc.
2. ***Inspeção Visual*** **–** Os termopares devem ser inspecionados para verificar se existem emendas , fios quebrados ou isolante danificado.
3. ***Condicionamento e ajustes*** **–** Nesta etapa deve-se escolher o tipo de termopar a ser usado de acordo com as sua faixas de temperaturas e com as temperaturas que provalvemente ocorrerão durante o experimento. Para este estudo foram selecioandos termopares tipo T e tipo K, cujas características são listadas abaixo extraídas das notações de aula, Guerrero (2006):

Tipo T - Termopares de Cobre Constantan

Azul (+) e Vermelho (-)

• **Composição: Cobre (+) / Cobre-Níquel (-)**
O fio negativo Cobre-Níquel é conhecido comercialmente como Constantan.
Características:
• Resistentes à corrosão em atmosferas úmidas e são adequados para medições de temperaturas abaixo de zero.
• É resistente à atmosfera oxidantes (excesso de Oxigênio), redutoras (rica em Hidrogênio, monóxido de Carbono), inertes (neutras), na faixa de -200 a 350ºC.
Faixa de trabalho: -200 a 350 ºC.
Aplicação: É adequado para trabalhar em faixas de temperatura abaixo de 0ºC, encontradas em sistemas de refrigeração, fábrica de O_2 etc.
Identificação da polaridade:
• Cobre (+) é avermelhado e o Cobre/Níquel (-) não
Código de cores/material isolante: Azul (+) e Vermelho (-)

Tipo K - Termopares de Cromel Alumel

Amarelo (+) e Vermelho (-)

• **Composição:** Níquel-Cromo (+) /Níquel-Alumínio (-). O fio positivo de Níquel-Cromo é conhecido comercialmente como Cromel e o negativo Cromo-Alumínio como Alumel. O Alumel é uma liga de Níquel, Alumínio, Manganês e Silício.
Características:
• São recomendáveis para uso em atmosferas oxidantes ou inertes no sua faixa de trabalho.
• Por sua resistência à oxidação, são melhores que os tipos T, J, E e por isso são largamente usados em temperaturas acima de 540ºC.
• Ocasionalmente podem ser usados em temperaturas abaixo de zero grau.
• Não devem ser utilizados em:
1) Atmosferas redutoras ou alternadamente oxidante e redutora.
2) Atmosferas sulfurosas, pois o enxofre ataca ambos os fios e causa rápida ferrugem e quebra dos elementos.

3) Vácuo, exceto por curtos períodos de tempo, pois o Cromo do elemento positivo pode vaporizar-se causando erro no sinal do sensor (descalibração).
4) Atmosferas que facilitem a corrosão chamada de "green root". Green root, oxidação verde, ocorre quando a atmosfera ao redor do termopar possui pouco oxigênio, como por exemplo, dentro de um tubo de proteção aumentando o fornecimento de oxigênio através do uso de um tubo de proteção de maior diâmetro ou usando um tubo ventilado. Outro modo é diminuir a porcentagem de oxigênio para um valor abaixo da qual proporcionará corrosão. Isto é feito inserindo-se dentro do tubo um "getter" ou elemento que absorve oxigênio e vedando-se o tubo. O "getter" pode ser, por exemplo, uma pequena barra de titânio.
Aplicação: É o mais utilizado na indústria em geral devido a sua grande faixa
De atuação até 1200ºC.
Identificação da polaridade: Níquel-cromo (+) não atrai ímã e o Níquel-Alumínio (-) levemente magnético.
Código de cores/material isolante: Amarelo (+) e Vermelho (-).

Com a escolha dos termopares, o passo seguinte é escolher o termômetro de referência, que neste é um conjunto de termômetros de vidro calibrados conforme mostra a tabela abaixo:

Tabela A2.1 – Termômetros de referência.

TERMÔMETRO SERIAL Nº	ASTM	FAIXA	INCERTEZA
2561	89C	-20 +10°C	0.1°C
7407	90C	0 +30°C	0.1°C
116	91C	+20 +50°C	0.1°C
1030	92C	+40 +70°C	0.1°C
1938	94C	+80 +110°C	0.1°C

Após a escolha dos termopares deve-se escolher o meio de imersão para calibração. Neste estudo optou-se por utilizar um banho de água com gelo picado, o qual consiste em um recipiente cilíndrico metálico revestido com isolamento térmico de poliuretano expandido e com uma tampa de madeira com furos para imersão dos termopares e do termômetro de referência. A figura A2.2 mostra este banho:

Figura A2.2 – Banho de água com gelo picado.

O banho de água com gelo picado foi utilizado para temperaturas de 0°C. Para temperaturas maiores foi utilizado um recipiente cilíndrico metálico preenchido com areia e inserido em uma estufa para calibração em temperaturas de 30, 45, 50, 60 e 80°C. A areia é utilizada para garantir uma melhor estabilização da temperatura lida pelos termopares livre dos efeitos da convecção. A figura A2.3 mostra o esquema do recipiente e a figura A2.4 mostra a estufa utilizada.

Figura A2.3 – Termômetro de referência dentro de recipiente com areia.

Figura A2.4 – Estufa QUIMIS utilizada na calibração de termopares.

A estufa é equipada com um termopar tipo K ligado a um mostrador digital para verificação da temperatura dentro da estufa. O termopares a serem calibrados são inseridos no recipiente com arreia juntamente com o termômetro padrão e postos dentro da estufa conforme mostra a figura A2.5.

Figura A2.5 – Esquema da calibração de termopares utilizando a estufa.

Os termopares foram ligados a um equipamento de aquisição de dados da National Instruments para a coleta das temperaturas. A figura A2.6 mostra o arranjo:

Figura A2.6 – Sistema de aquisição de dados.

Foi criado um programa baseado em LabView para aquisição das temperaturas com capacidade de leitura de doze termopares ao mesmo tempo durante a calibração. A tela do programa é mostrada na figura A2.9.

4. ***Medições e Análise –*** Neste passo são procedidas às medições de temperatura dos termopares em comparação com o termômetro padrão. Todos os termopares são inseridos no banho juntamente com o termômetro padrão, espera-se estabilizar a temperatura do banho ou que a diferença de temperatura entre o termopar e o termômetro padrão fiquem constantes, a partir daí faz-se uma leitura do termômetro padrão a cada 10 minutos e anota-se a hora. Os dados são gravados pelo programa em LabView no computador para posterior análise. Abaixo segue um exemplo de medições feita para o termopar T2:

Tabela A2.2 – Medições de temperatura para o termopar T2.

DATA	HORA	T2(°C)	PADRAO(°C)
1/11/2005	05:30:14	55,367886	56
1/11/2005	05:41:00	53,891499	55
1/11/2005	05:51:01	52,367924	53
1/11/2005	05:59:24	51,073891	51

Este tipo de rotina é realizada para todos os outros termopares (total 12) e para temperaturas de 0, 30, 45, 50, 60 e 80°C. Após o término das medições, agrupa-se todas as medições para cada faixa de temperatura, dos cinco valores medidos para cada temperatura escolhe-se o que mostrar-se mais estabilizado e monta-se uma tabela conforme segue:

Tabela A.2.3 – Agrupamento das temperaturas padrão para o termopar T2.

Padrão	T2
0	0,278718
27,8	27,65779
47	47,71437
55	53,8915
66	67,56136
89,9	87,91138

Coloca-se os dados em um gráfico dispersão e depois faz-se o ajuste de curva no excel, gerando-se um gráfico do tipo mostrado na figura A2.7.

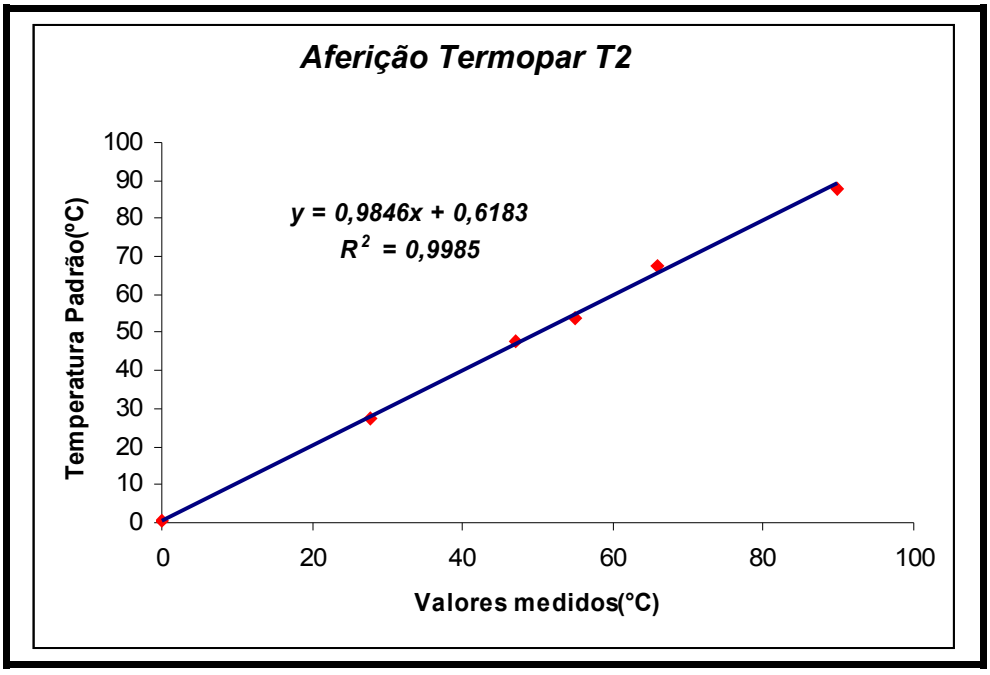


Figura A2.7 – Gráfico de Aferição para o termopar T2.

Os valores medidos pelo termopar são colocados no eixo do "X" e os valores medidos com o termômetro padrão no eixo do "Y", gerando uma série de pontos conforme mostra a figura A2.7 representados pelos pontos em vermelho. Após a construção do gráfico, faz-se o ajuste de curva, que neste caso o que mais se apropria é o linear dando um R quadrado de 0,9985 e sua curva de ajuste é mostrada na figura A2.7. Este procedimento é repetido para todos os outros termopares. As equações geradas são inseridas no programa em LabView que medirá as temperaturas na torre. Toda vez que o computador fizer a leitura da temperatura em cada termopar, o mesmo será enviado para o LabView o qual substituirá os valores medidos em cada curva de ajuste mostrando por fim a temperatura real medida por cada termopar. A figura A2.8 mostra uma parte do programa em LabView onde são inseridas todas as equações de ajuste:

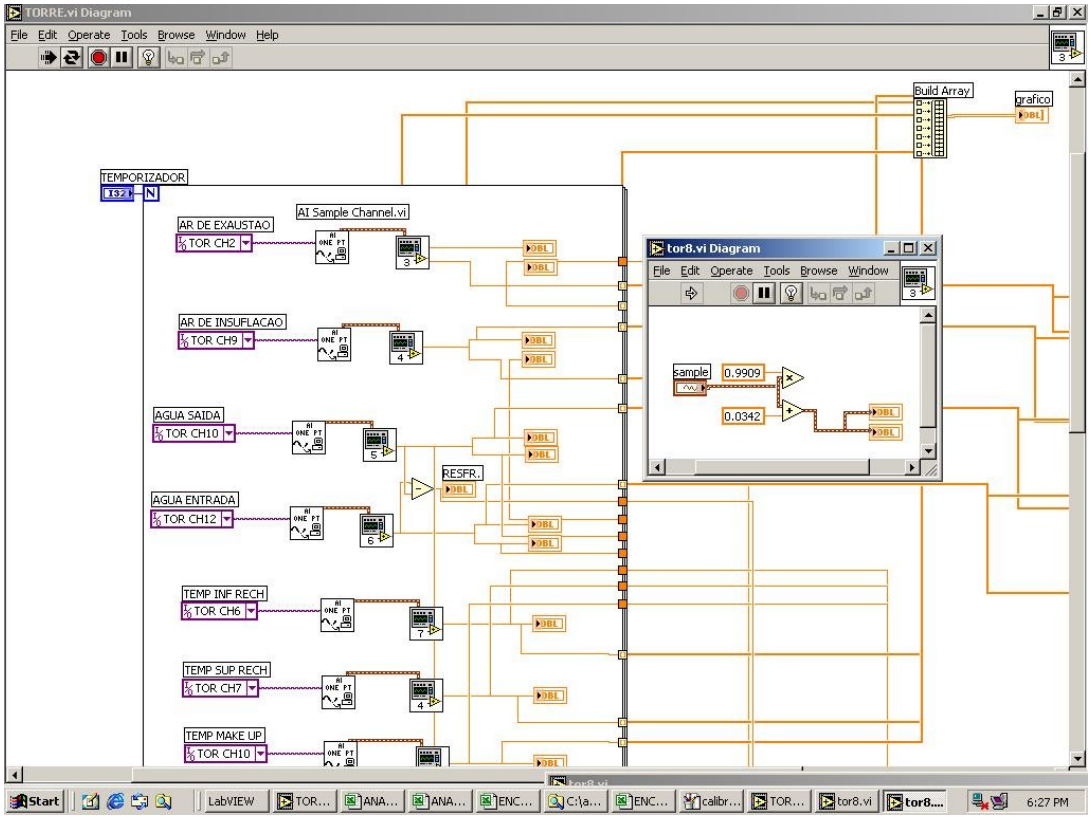


Figura A2.8 – Programa em LabView.

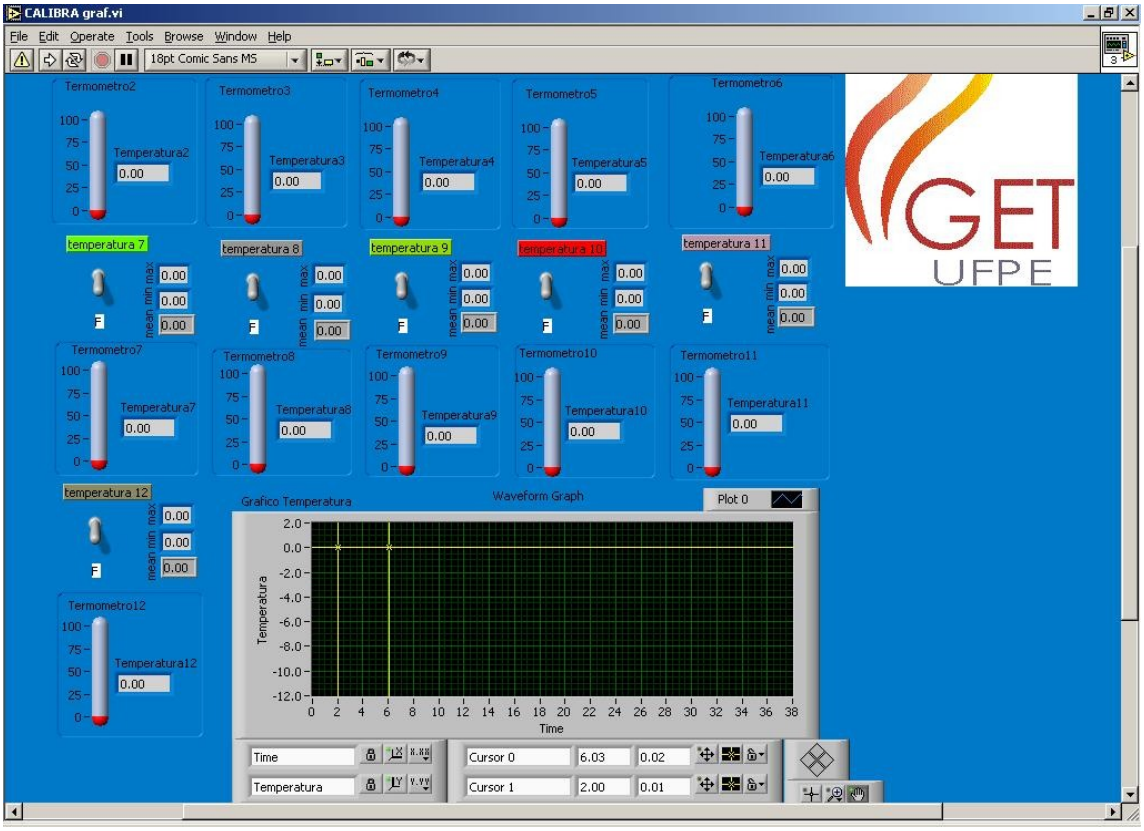


Figura A2.9 – Tela do programa para aferição de termopares.

Anexo 3 – Análise de Erros

A Análise de Erros experimental é de fundamental importância para a validação de um experimento. Não é muito raro encontrar trabalhos onde são feitas medições sem nenhum estudo da propagação de erros, apenas faz-se as medidas e não se tem mensurado o quanto de incerteza se tem nas medidas do experimento. Quando se tem um experimento onde o experimentalista já está familiarizado com ele, as fontes de erros podem ser resumidas em duas como segue:

- *Erros fixos ou sistemáticos* – Este tipo de erro indica valores acima ou abaixo do valor real quando se faz várias medições. Suas fontes de erros são identificáveis, normalmente estão relacionados com a exatidão do instrumento, e quase sempre podem ser corrigidos ou compensados. Os erros sistemáticos podem ser causados devido a:

    1. Instrumento de medida com perda de calibração;
    2. Interferência de fatores externos ao experimento como temperatura, pressão, umidade, fontes de campo magnéticos, vibração, etc.
    3. procedimento inadequado do observador, por exemplo, erro de paralaxe.

- *Erros aleatórios* – Como o próprio nome diz, são erros de natureza desconhecida e aleatória, portanto difíceis de serem eliminados e está relacionado com a repetitividade do instrumento. Estes erros podem ser tratados, de forma quantitativa, fazendo-se uso de métodos estatísticos, de forma que o seu efeito na grandeza medida e na sua propagação em cálculos possa ser determinado.

Segundo Ismail (2003), um procedimento aceitável para minimizar o erro no sistema de medida consiste em:

1. escolha do transdutor com cuidado especial para atender às necessidades do sistema;
2. verificar a precisão de cada instrumento no sistema e determinar os erros aceitáveis acumulados;
3. calibrar cada instrumento do sistema para a verificação de sua operação dentro das especificações;
4. examinar o processo e ambiente onde o sistema de instrumentação operará. Avaliar os erros que podem ser produzidos devido à dupla sensitividade dos elementos do sistema de instrumentação;
5. conectar o sistema com fios de ligação adequados: diâmetro, isolamento e proteção;
6. verificar e reduzir o ruído eletrônico pelo uso de filtros e proteção de fios;
7. realizar uma calibração de sistema pela medição de uma variável num processo conhecido;
8. estimar o erro total no sistema devido às fontes conhecidas.

Quando se faz uma série de medições é bem provável que erros aleatórios ocorram e portanto ocorrerá uma distribuição das leituras umas para mais e outras para menos do valor real da grandeza. Uma forma de se ter uma estimativa da grandeza medida é através da médias aritmética de N valores medidos (Eq. A3.1).

$$\overline{X} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} X_i \qquad \text{(A3.1)}$$

Após estimar o valor médio da grandeza medida, sabe-se que os valores medidos estarão distribuídos em torno da média e precisa-se estimar a incerteza ou o erro destas medições, visto que o valor médio se aproxima do valor real quando é muito grande e os erros sistemáticos são nulos. Uma forma de quantificar o erro ou a incerteza da medição é através do desvio padrão (σ) definido pela seguinte fórmula (Eq. A3.2):

$$\sigma = \Delta X = \frac{1}{N-1}\sum_{i=1}^{N} (X_i - \overline{X})^2 \qquad \text{(A3.2)}$$

Uma forma de representar graficamente o conjunto de medições bem com o seu desvio padrão é através da distribuição de Gauss. Observa-se a figura A3.1, onde existem dois conjuntos de medidas para a mesma grandeza física. Cada ponto nas figuras representa um valor que é distribuído ao londo de x o qual é dividido em incrementos Δx. Os dados apontados pela seta x1 estão mais concentrados perto da média do que os dados apontados pela seta x2 os quais estão mais espalhados, o que indica que os dados da seta x1 são mais precisos.

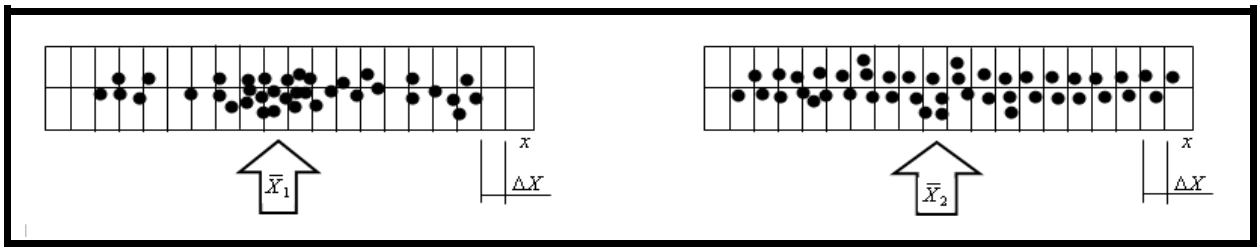


Figura A3.1 – Distribuição de pontos para uma mesma grandeza física (Ismail,2003).

A figura A3.2 mostra os dados da figura A3.1 em forma de gráfico onde tem-se um número de valores medidos N(x) para cada incremento Δx, e cuja centralização está em x1. Como era de se esperar o gráfico representado pela seta x1 tem um pico mais elevado do que o da seta x2, o que concorda com os dados da figura A3.1.

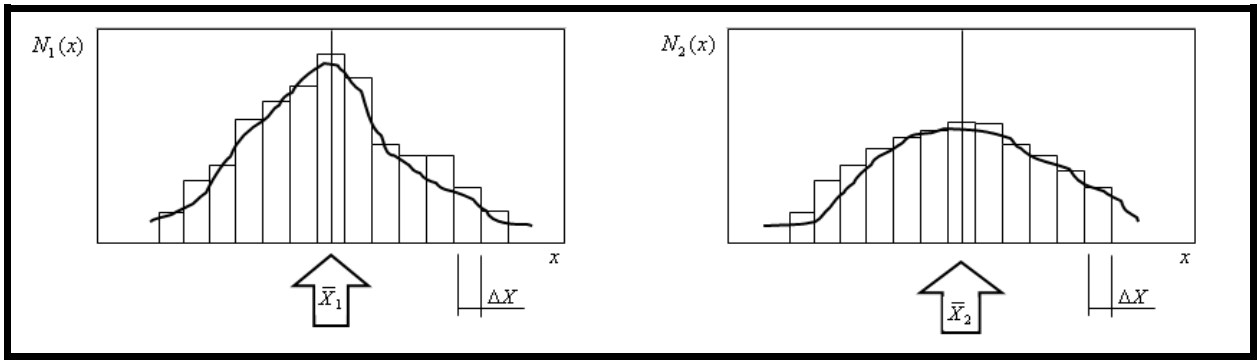


Figura A3.2 – Forma gráfica da distribuição dos valores medidos (Ismail,2003).

Caso o número de medidas for muito grande, os valores medidos estarão distribuídos simetricamente em torno da média e isto é mostrado na figura A3.3.

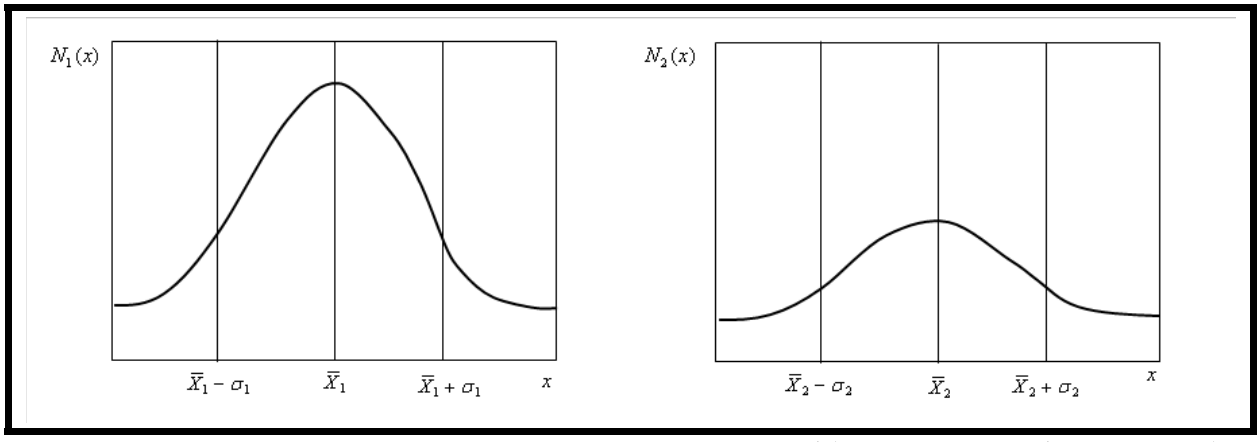


Figura A3.3 – Distribuições simétricas para um valor de N(x) muito grande (Ismail,2003).

Estas curvas podem ser analiticamente expressas como mostra a equação A3.3:

$$N(x) = \frac{n}{(2\pi)^{\frac{1}{2}}\sigma} \exp\left[- \frac{(x - \bar{x})^2}{2\sigma^2} \right] \qquad \text{(A3.3)}$$

Esta equação é a distribuição normal ou Gaussiana, onde n é um número muito grande de medidas, x é o valor médio e σ é o desvio padrão.

Segundo Ismail (2003), para um número muito grande de medidas n, a distribuição normal ou de Gauss é a distribuição teórica dos valores medidos de x em torno do valor médio x. Se as medidas são realizadas com alta precisão, então, σ será pequena e a distribuição Gaussiana mostra um pico no valor médio x.

Com a divisão dos dois lados da distribuição Gaussiana por n, teremos o valor da probabilidade de obter o valor x apenas com uma medida, Substituindo $P(x) = \frac{N(x)}{n}$ na equação A3.1, tem-se:

$$P(x) = \frac{1}{(2\pi)^{\frac{1}{2}}\sigma} \exp\left[- \frac{(x - \bar{x})^2}{2\sigma^2} \right] \qquad \text{(A3.4)}$$

Esta probabilidade é calculada para uma medida que esteja num intervalo (± σ) em torno da média. A tabela abaixo mostra esta probalidade em função do parâmetro Z escolhido.

Tabela A.3.1 – Valores de probabilidade em função do Parâmetro Z.

Incerteza	*Probabilidade*
0,647σ	50,00%
σ	68,67%
1,645σ	90,00%
2σ	95,45%
2,576σ	99,00%
3σ	99,73%

O erro de uma estimativa de medições experimentais pode ser obtido através do cálculo do erro padrão da média que segue:

$$\Delta \bar{x} = \sigma_m = \frac{Z\sigma}{\sqrt{N}} \qquad \text{(A3.5)}$$

Por fim, o valor estimado de uma grandeza medida e sua incerteza ou erro experimental é dado da seguinte forma:

$$x = \bar{x} \pm \Delta \bar{x} \qquad \text{(A3.6)}$$

Em muitos casos não se pode recorrer a um método estatístico para mensurar o erro de uma medição quando a mesma não pode ser medida continuamente ou quando for possível, isto traria custos excessivos. Diante destas duas situações existem duas formas de mensurar o erro de uma medição tendo apenas um ponto e são conforme segue:

1. Incerteza de Resolução: Em casos que a grandeza física medida estiver estável ou variar muito lentamente com o tempo pode-se estimar o erro através da resolução do instrumento de acordo com a seguinte regra: *A incerteza será computada como sendo a metade da menor divisão da escala.*

2. Incerteza Relativa: A incerteza relativa de uma medida como a razão entre a incerteza absoluta e o valor da medida realizada como segue:

$$u_{medida} = \pm \frac{incerteza\ absoluta}{valor\ da\ grandeza\ física\ media} \tag{A3.7}$$

Muitas vezes algumas grandezas são medidas para calculo de outras a partir de modelos físico-matemáticos, como por exemplo a lei de Fourier, ou pela sua própria definição como é o caso, por exemplo, da densidade. Nestes casos, as incertezas das medidas primárias vão se propagar através dos cálculos dando origem a uma incerteza derivada que pode ser maior do que as incertezas individuais de cada grandeza medida.

Nas próximas linhas será mostrado um procedimento geral sobre o cálculo da propagação de incertezas de acordo com as anotações de aula, Guerrero (2006).

Sejam $X_1, X_2, ..., X_n$ grandezas físicas determinadas de forma experimental. Representamos as incertezas relativas de cada uma destas grandezas como:

$$u_{Xi}, \text{ com } i = 1 \Rightarrow n \tag{A3.8}$$

Deseja-se analisar como os erros se propagam no cálculo da grandeza R, obtida indiretamente através das medidas das grandezas Xi.

Considere que existe uma dependência funcional entre a variável R e as variáveis Xi.

$$R = R(X_1, X_2, ..., X_n) \tag{A3.9}$$

O efeito de uma variação de δXi sobre R pode ser descrita como:

$$\delta R = \frac{\partial R}{\partial X_i}\delta X_i \tag{A3.10}$$

Normalizando esta variação de R(δR) em relação à grandeza R; $\frac{\delta R}{R} = \frac{\partial R}{\partial X_i}\frac{\delta X_i}{R}$ multiplicando e dividindo o lado direito da equação por Xi, vamos obter a incerteza relativa de R devido à incerteza relativa de Xi (Eq. A3.11).

$$\frac{\delta R}{R} = \frac{X_i}{R}\frac{\partial R}{\partial X_i}\frac{\delta X_i}{X_i} = \frac{X_i}{R}\frac{\partial R}{\partial X_i}u_{Xi} \tag{A3.11}$$

Efeitos similares devem ocorrer devido às variações das demais grandezas envolvidas. Estima-se a incerteza de R devido à combinação dos efeitos das incertezas de todas as grandezas envolvidas. Isto pode ser realizado através da expressão mostrado pela equação A3.12:

$$u_R = \left[\left(\frac{X_1}{R}\frac{\partial R}{\partial X_1}\frac{\delta X_1}{X_1}\right)^2 + \left(\frac{X_2}{R}\frac{\partial R}{\partial X_2}\frac{\delta X_2}{X_2}\right)^2 + ... + \left(\frac{X_n}{R}\frac{\partial R}{\partial X_n}\frac{\delta X_n}{X_n}\right)^2\right]^{1/2}$$

Ou

$$\delta R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} \delta X_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} \delta X_2 \right)^2 + \ldots\ldots\ldots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n} \delta X_n \right)^2 \right]^{1/2} \qquad \text{(A3.6)}$$