



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

**ANDREZZA CAROLINA CARNEIRO TOMÁS OLIVEIRA**

**ESTUDO DE MATERIAIS ALTERNATIVOS PARA O ENCHIMENTO DE TORRES  
DE RESFRIAMENTO**

RECIFE

2012

**ANDREZZA CAROLINA CARNEIRO TOMÁS OLIVEIRA**

**ESTUDO DE MATERIAIS ALTERNATIVOS PARA O ENCHIMENTO DE TORRES  
DE RESFRIAMENTO**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco como parte dos requisitos exigidos para obtenção do Título de Doutora em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia

**Orientadora:** Ana Rosa Mendes Primo

RECIFE

2012

Catalogação na fonte  
Bibliotecária: Rosineide Mesquita Gonçalves Luz / CRB4-1361 (BCTG)

O48e Oliveira, Andrezza Carolina Carneiro Tomás.

Estudo de materiais alternativos para o enchimento de torres de resfriamento / Andrezza Carolina Carneiro Tomás Oliveira. – Recife: O Autor, 2012.

127f., il., figs., gráfs., tabs.

Orientadora: Profa. Dra. Ana Rosa Mendes Primo.

Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica -PPGEM, 2012.  
Inclui Referências e Apêndice

1. Engenharia Mecânica. 2. Torre de Resfriamento. 3. Garrafa PET.
4. Fibra de Coco. 5. Transferência de Calor e Massa 6. Enchimentos Evaporativos. 7. Psicrometria. I. Primo, Ana Rosa Mendes (Orientadora). II. Título.

**“ESTUDO DE MATERIAIS ALTERNATIVOS PARA O ENCHIMENTO DE  
TORRES DE RESFRIAMENTO”**

**ANDREZZA CAROLINA CARNEIRO TOMÁS OLIVEIRA**

**ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: ENERGIA  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE**

---

**Prof<sup>a</sup> Dr<sup>a</sup> ANA ROSA MENDES PRIMO  
ORIENTADORA/PRESIDENTE**

---

**Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO  
COORDENADOR DO PROGRAMA**

**BANCA EXAMINADORA:**

---

**Prof<sup>a</sup> Dr<sup>a</sup> ANA ROSA MENDES PRIMO (UFPE / DEMEC)**

---

**Prof<sup>a</sup> Dr<sup>a</sup> RITA DE CÁSSIA FERNANDES DE LIMA (UFPE / PPGEM)**

---

**Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE / PPGEM)**

---

**Prof. Dr. JOSÉ ROBERTO SIMÕES MOREIRA (USP)**

---

**Prof. Dr. CARLOS ALBERTO BRAYNER DE OLIVEIRA LIRA (UFPE / DEN)**

## **AGRADECIMENTOS**

“Agradecimento primordial não poderia deixar de ser Àquele, que me permitiu sonhar de uma forma que alargasse meus horizontes. Sonhei, busquei e conquistei, mas antes o sonho foi plantado em mim, obrigada ao Deus que semeou.”

Aos meus pais Lourdes e Aldo que me deram à vida e me ensinaram a vivê-la com dignidade, a vocês, que se doaram inteiros e renunciaram aos seus sonhos, para que, muitas vezes, pudéssemos realizar os nossos. Aos meus irmãos Flávio e Carlinhos que me transmitiram carinho e segurança durante toda minha vida.

À minha filha Giovanna e meu esposo Juliano, que entenderam minha ausência, aceitaram minhas omissões, compartilharam de minhas lágrimas e sorrisos; dividimos, agora, o mérito desta conquista. As “alegrias de hoje também são suas, pois seu amor, estímulo e carinho foram às armas desta vitória”.

À professora e orientadora Ana Rosa Mendes Primo pela sua orientação, confiança e apoio na realização deste trabalho, além de sua valiosa amizade.

A Marcos Diego Paes pelo apoio no desenvolvimento deste trabalho.

A todos os professores e amigos do PPGEM, pelo companheirismo, carinho, aprendizagem e momentos agradáveis de convívio.

À FACEPE por financiar este trabalho; ao programa REUNI por me conceder uma bolsa de doutorado e permitir a sobrevivência durante esta etapa, e à ARCLIMA pelos materiais fornecidos.

Agradeço a todos que de uma forma ou de outra possibilitaram a conclusão deste curso, a todos minha sincera gratidão.

*“Ainda que eu fale as línguas dos homens e dos anjos, se não tiver amor, sou como um bronze que soa ou um címbalo que retine.*

*Ainda que eu tenha o dom da profecia e conheça todos os mistérios e toda a ciência,*

*ainda que eu tenha tão grande fé que transporte montanhas, se não tiver amor, nada sou. Ainda que eu reparta todos os meus bens e entregue o meu corpo para ser queimado, se não tiver amor, de nada me aproveita. O amor é paciente, o amor é prestável, não é invejoso, não é arrogante nem orgulhoso, nada faz de inconveniente, não procura o seu próprio*

*interesse, não se irrita nem guarda ressentimento. Não se alegra com a injustiça, mas re jubila com a verdade. Tudo desculpa, tudo crê, tudo espera, tudo suporta. O amor jamais passará. As profecias terão o seu fim, o dom das línguas cessará, e a ciência será inútil. Pois o nosso conhecimento é imperfeito, e imperfeita é também a nossa profecia. Mas,*

*quando vier o que é perfeito, o que é imperfeito desaparecerá. Quando eu era criança, falava como criança, pensava como criança, raciocinava como criança. Mas, quando me tornei homem, deixei o que era próprio de criança. Agora, vemos como num espelho, de maneira confusa; depois, veremos*

*face a face. Agora, conheço de modo imperfeito; depois, conhecerei como sou conhecido. Agora permanecem estas três coisas: a fé, a esperança, o amor; mas a maior de todas é o amor.”*

*(1 Coríntios 13, 1-13)*

## **RESUMO**

*As torres de resfriamento são equipamentos comumente usados para dissipar o calor produzido em unidades de geração de energia elétrica, centrais condicionadoras de ar a partir de água gelada e de processos industriais. Essas quantidades de calor geradas devem ser permanentemente removidas do processo, a fim de manter o correto padrão dos parâmetros de funcionamento. Nesses equipamentos, a água a ser arrefecida é aspergida sobre um material de extensa área superficial, chamado enchimento. Ao escorrer pelo enchimento, a água entra em contato com o ar, cedendo-lhe calor. Atualmente, as torres de resfriamento comerciais possuem enchimento de material plástico, especialmente desenvolvido para essa aplicação. Neste trabalho foram testados materiais alternativos para o enchimento de torres de resfriamento; foi testada a viabilidade do uso da fibra de coco, da casca de coco e de garrafas PET (PoliTereftalato de Etileno), além de enchimentos que misturaram esses materiais. A partir dos dados experimentais avaliados, conclui-se que os enchimentos alternativos têm um bom potencial como material de enchimento, apresentando boa eficiência comparada com o enchimento comercial usado como referência, chegando a resfriar a água de entrada da torre em até 8 K. Desse modo, concluiu-se que os enchimentos analisados podem se tornar uma alternativa viável para torres de resfriamento, além de diminuir a poluição ambiental pela utilização de materiais reciclados e recicláveis. Uma simulação numérica através do software EES (Engineering Equation Solver) foi realizada, obtendo-se os Números de Unidades de Transferência (NUT) para cada enchimento testado. Os dados numéricos foram comparados com os dados experimentais, obtendo-se uma boa concordância. Esse programa pode ser usado para simular o funcionamento de uma torre de resfriamento contracorrente com diferentes tipos de enchimentos, para diferentes condições psicrométricas.*

**Palavras chave:** Torre de resfriamento, garrafa PET, fibra de coco, transferência de calor e massa, enchimentos evaporativos, psicrometria.

## **ABSTRACT**

*Cooling towers are devices used to dissipate heat from electric power generation units, chilled water units for air conditioning and industrial processes. The produced heat must be continually removed from the process in order to maintain their correct pattern of operating parameters. In cooling towers, the water to be cooled is sprayed over an extensive surface area material, called filling. The water comes down using the area of the filling. Heat is transferred from the running water to the airflow. The air flow becomes more humid and hot. The falling water becomes colder. The filling of a commercial cooling tower is made of polymeric material specially developed for that application. In this study alternative materials as fillings for cooling towers were tested. Namely, coconut fiber, coconut shell and PET (polyethylene terephthalate) bottlenecks were tested. From the evaluated experimental data, it is concluded that the tested alternative fillings have a good potential as fillings for cooling towers, with a good efficiency compared to commercial fillings, cooling the inlet water up to 8 K. Thus, these fillings can be considered a viable alternative for cooling towers, besides reducing the environmental pollution by the use of recycled and recyclable materials. A numerical simulation using the software EES (Engineering Equation Solver) was conducted, resulting in the Numbers of Transfer Units (NTU) for each tested filling. The numerical results were compared to experimental data, obtaining a good agreement. This program can be used in a cooling tower with different fillings, working with different psychometrics conditions.*

**Keywords:** Cooling Tower, PET bottle, coconutfiber, heat and mass transfer, evaporative fillings, psychrometrics.

## LISTA DE SÍMBOLOS E SIGLAS

$A$	Área de contato entre o fluido e a superfície, [m <sup>2</sup> ]
$c_p$	Calor específico a pressão constante, [J/kgK]
$c_{par}$	Calor específico do ar seco, [J/kgK]
$c_{pu}$	Calor específico do ar úmido, [J/kgK]
$c_{pag}$	Calor específico da água, [J/kgK]
$c_{pv}$	Calor específico do vapor de água, [J/kgK]
$D$	Coeficiente de difusão de massa, [m <sup>2</sup> /s]
$H_a$	Entalpia do ar seco, [J]
$H_{ar}$	Entalpia do ar, [J]
$H_e$	Entalpia de entrada, [J]
$H_v$	Entalpia do vapor de água, [J]
$H_s$	Entalpia de saída, [J]
$h_a$	Entalpia específica do ar seco, [J/kg]
$h_{ar}$	Entalpia específica do ar, [J/kg]
$h_{ag}$	Entalpia específica da água, [J/kg]
$h_v$	Entalpia específica do vapor, [J/kg]
$h_i$	Entalpia do ar saturado a temperatura da água, [J/kg]
$h_{lv}$	Entalpia específica de vaporização, [J/kg]
$K$	Condutividade térmica do fluido, [W/m K]
$L$	Comprimento característico da superfície, [m]
$Le$	Número de Lewis
$Lef$	Fator de Lewis
$L/G$	Razão entre a vazão de água e a vazão de ar
$\dot{m}_a$	Fluxo mássico de ar seco, [kg/s]
$\dot{m}_{ag}$	Taxa de transferência de água, fluxo mássico de água, [kg/s]
$\dot{m}_{ar}$	Fluxo mássico de ar seco, [kg/s]
$\dot{m}_v$	Taxa de transferência de vapor de água, fluxo mássico de vapor, [kg/s]
$Nu$	Número de Nusselt
$NUT$	Número de Unidades de Transferência [kg/s]
$p_a$	Pressão parcial do ar seco, [Pa]
$PET$	Poli Tereftalato de Etileno
$p_g$	Pressão de saturação do vapor de água, [Pa]
$p_t$	Pressão total (atmosférica), [Pa]
$p_v$	Pressão parcial do vapor de água, [Pa]
$Pr$	Número de Prandtl
$\dot{Q}$	Taxa de troca de calor, [W]
$\delta\dot{Q}$	Taxa total de transferência de calor, [W]
$\delta\dot{Q}_L$	Taxa de transferência de calor latente, [W]
$\delta\dot{Q}_s$	Taxa de transferência de calor sensível, [W]
$Re$	Número de Reynolds

$Sc$	Número de Schmidt
$Sh$	Número de Sherwood
$T_{ag}$	Temperatura da água, [K]
$T_{ar}$	Temperatura do ar, [K]
$T_{BU}$	Temperatura de bulbo úmido, [K]
$T_{BS}$	Temperatura de bulbo seco, [K]
$T_s$	Temperatura da superfície, [K]
$T_\infty$	Temperatura do fluido longe da superfície, [K]
$V$	Volume, [ $m^3$ ]; Velocidade do fluido, [m/s]
$\dot{W}$	Potência, [W]
$\omega$	Umidade absoluta, [kg / kg de ar seco]
$\omega_i$	Umidade absoluta à temperatura da água, [kg / kg de ar seco]
$\omega_{sat}$	Umidade absoluta na saturação, [kg / kg de ar seco]
$\alpha$	Coeficiente de difusividade térmica, [ $m^2/s$ ]
$\alpha_c$	Coeficiente de transferência de calor por convecção, [W/ $m^2 K$ ]
$\alpha_d$	Coeficiente de transferência de massa por convecção, [m/s]
$\nu$	Viscosidade cinemática, [ $m^2/s$ ]
$\rho_a$	Densidade do ar, [ $kg/m^3$ ]
$\rho_s$	Densidade do vapor de água junto à superfície molhada, [ $kg/m^3$ ]
$\rho_\infty$	Densidade do vapor de água ao longe, [ $kg/m^3$ ]
$\varepsilon$	Efetividade

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Funcionamento de uma torre de resfriamento contracorrente (Mello, 2008).....	23
Figura 2.2 - Torre de tiragem forçada (ALPINA, 2010).....	25
Figura 2.3 – Torres de tiragem mecânica forçada (Fonte: WA HPT, 2010).....	26
Figura 2.4 – Principais componentes de uma torre de tiragem mecânica forçada (Fonte: Apostila Omni, 1989).....	27
Figura 2.5 – Eliminador de gotas (ALPINA, 2010).....	28
Figura 2.6 – Moto-ventilador axial (WA TORRES, 2010).....	29
Figura 2.7 – Sistema de distribuição por aspersão. (Korper, 2010).....	30
Figura 2.8 – Enchimento de respingo (OMNI, 2010).....	31
Figura 2.9 – Enchimento de grades trapezoidais (ABCTORRES, 2010).....	32
Figura 3.1 – Esquema de uma torre de resfriamento contracorrente, (Heidarinejad et al, 2008).....	38
Figura 4.1 – Experimento – UFPE.....	47
Figura 4.2 - Esquema da torre de resfriamento.....	48
Figura 4.3 – a)Enchimento industrial b) Eliminadores de gotas e aspersores; c) Válvula proporcional; d) Medidor de vazão de água.....	50
Figura 4.4 – a) Reservatório de água quente; b)Resistência elétrica.....	50
Figura 4.5 – a) Moto-ventilador; b) Tela; c) Medição da velocidade do ar de entrada; d) Anemômetro.....	51
Figura 4.6 – Bombas centrífugas.....	51
Figura 4.7 – Calibração dos termopares.....	52
Figura 4.8 – Sensor de umidade.....	53
Figura 4.9 – Potenciômetros.....	53
Figura 4.10 – Medição das perdas de carga.....	54
Figura 4.11 – Make-up calibrado.....	54
Figura 4.12 – Esquema de determinação da vazão de ar da torre.....	55
Figura 4.13 – Supervisório.....	56
Figura 4.14 – Fios de PET.....	59
Figura 4.15 – Gargalo de garrafa PET.....	59
Figura 4.16 – Fio de fibra de coco.....	61

Figura 4.17 – Fibra de coco solta.....	61
Figura 4.18 – Casca de coco.....	61
Figura 4.19 – Suporte para os enchimentos, à esquerda. Tela de aço, à direita.....	62
Figura 4.20 – Caracterização da gaiola.....	63
Figura 4.21 – Tear para confecção das malhas de fibra.....	64
Figura 4.22 - Enchimento de Fibra cruzada.....	64
Figura 4.23 – Caracterização do enchimento fibra cruzada.....	65
Figura 4.24 – Pesagem da fibra solta.....	65
Figura 4.25 – Fibra solta+gargalo em arranjo, à esq.com 30 gargalos, à dir.com 42 gargalos.....	66
Figura 4.26 – Montagem do enchimento.....	66
Figura 4.27 – Enchimento gargalo + fibra solta.....	67
Figura 4.28 – Enchimento gargalo em arranjo, 117 gargalos.....	67
Figura 4.29 – Enchimento gargalo em arranjo, 96 gargalos.....	68
Figura 4.30 – Montagem enchimento gargalo em arranjo.....	68
Figura 4.31 – Montagem do enchimento gargalo solto.....	69
Figura 4.32 – Caracterização do enchimento gargalo solto.....	69
Figura 4.33 – Caracterização do enchimento fibra cruzada + gargalo.....	70
Figura 4.34 – Enchimento fibra cruzada + gargalo.....	70
Figura 4.35 – Primeira camada do enchimento fio PET + gargalo.....	71
Figura 4.36 – Segunda camada do enchimento fio PET + gargalo.....	71
Figura 4.37 – Enchimento fio PET + gargalo.....	72
Figura 4.38 – Primeira camada do enchimento casca de coco.....	72
Figura 4.39 – Segunda camada do enchimento casca de coco.....	73
Figura 4.40 – Enchimento casca de coco.....	73
Figura 4.41 – Enchimento tipo grade trapezoidal industrial.....	73
Figura 4.42 – Esquema de medições da torre.....	74
Figura 4.43 – Planilha eletrônica com parte das medições realizadas.....	76
Figura 5.1 – Volume de controle do enchimento em contra corrente.....	84
Figura 5.2 – Discretização de uma torre em contracorrente.....	87

Figura 5.3 – Volume de controle para o ar da torre.....	88
Figura 5.4 – Fluxograma de funcionamento do programa. (Simões Moreira, 1999b).....	90
Figura 6.1 – Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento industrial - comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 1,2 m <sup>3</sup> /h.....	92
Figura 6.2 – Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento industrial - comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de 0,36 m <sup>3</sup> /s.....	93
Figura 6.3 – Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - comparação entre enchimentos para uma vazão de água de 1,2 m <sup>3</sup> /h e uma vazão de ar de 0,36 m <sup>3</sup> /s.....	94
Figura 6.4 – Resfriamento (°C) versus vazão de ar (m <sup>3</sup> /s) para o enchimento industrial - para uma temperatura de 37°C e uma vazão de água de 1,2 m <sup>3</sup> /h.....	95
Figura 6.5 – Aproximação (°C) versus temperatura (°C) – enchimento industrial, comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 1,2 m <sup>3</sup> /h.....	96
Figura 6.6 – Aproximação (°C) versus temperatura (°C) – enchimento industrial, comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de 0,29 m <sup>3</sup> /s.....	97
Figura 6.7 – Approach (°C) versus temperatura (°C) - comparação entre enchimentos para uma vazão de ar de 0,29 m <sup>3</sup> /s e uma vazão de água de 1,0 m <sup>3</sup> /h.....	98
Figura 6.8 – Efetividade (%) versus temperatura (°C), enchimento industrial - comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 1,2 m <sup>3</sup> /h.....	99
Figura 6.9 – Efetividade (%) versus temperatura (°C), enchimento industrial - comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de 0,29 m <sup>3</sup> /s.....	100
Figura 6.10 – Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre enchimentos para uma vazão de ar de 0,36 m <sup>3</sup> /s e uma vazão de água de 1,0 m <sup>3</sup> /h.....	101
Figura 6.11 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para o enchimento industrial.....	102
Figura 6.12 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um L/G=1,0 (m <sup>3</sup> /h) / 0,36 (m <sup>3</sup> /s).....	103
Figura 6.13 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento “industrial”.....	104
Figura 6.14 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento fio PET e gargalo.....	105
Figura 6.15 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento fibra cruzada e gargalo.....	106

Figura 6.16 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento gargalo em arranjo.....	107
Figura 6.17 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento gargalo solto.....	108
Figura 6.18 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento casca de coco.....	109
Figura 6.19 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento fibra cruzada.....	110
Figura 6.20 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento fibra solta e gargalo.....	111
Figura 6.21 – Comparação das perdas de carga dos enchimentos.....	112
Figura 6.22 – Comparação dos consumos de potência dos enchimentos.....	113
Figura A1.1 – Gráfico de Calibração para o termopar T1.....	122
Figura A2.1 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um $L/G=1,2 \text{ (m}^3/\text{h}) / 0,17 \text{ (m}^3/\text{s})$ .....	123
Figura A2.2 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um $L/G=1,2 \text{ (m}^3/\text{h}) / 0,29 \text{ (m}^3/\text{s})$ .....	124
Figura A2.3 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um $L/G=1,2 \text{ (m}^3/\text{h}) / 0,36 \text{ (m}^3/\text{s})$ .....	124
Figura A2.4 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um $L/G=1,0 \text{ (m}^3/\text{h}) / 0,17 \text{ (m}^3/\text{s})$ .....	125
Figura A2.5 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um $L/G=1,0 \text{ (m}^3/\text{h}) / 0,29 \text{ (m}^3/\text{s})$ .....	125
Figura A2.6 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um $L/G=1,0 \text{ (m}^3/\text{h}) / 0,36 \text{ (m}^3/\text{s})$ .....	126
Figura A2.7 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um $L/G=0,84 \text{ (m}^3/\text{h}) / 0,17 \text{ (m}^3/\text{s})$ .....	126
Figura A2.8 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um $L/G=0,84 \text{ (m}^3/\text{h}) / 0,29 \text{ (m}^3/\text{s})$ .....	127
Figura A2.9 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um $L/G=0,84 \text{ (m}^3/\text{h}) / 0,36 \text{ (m}^3/\text{s})$ .....	127

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela A1.1 – Medições de temperatura dos termopares para referência de 30°C.....121

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>17</b>
<b>1.1 OBJETIVOS.....</b>	<b>19</b>
<b>1.1.1 OBJETIVO GERAL.....</b>	<b>19</b>
<b>1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....</b>	<b>19</b>
<b>1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO.....</b>	<b>20</b>
<b>2 CONCEITOS E DEFINIÇÕES DE TORRES.....</b>	<b>21</b>
<b>2.1 TORRES DE TIRAGEM MECÂNICA FORÇADA.....</b>	<b>25</b>
<b>2.2 COMPONENTES PRINCIPAIS DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO FORÇADA.....</b>	<b>26</b>
<b>2.2.1 ELIMINADORES DE GOTAS.....</b>	<b>27</b>
<b>2.2.2 MOTO-VENTILADOR.....</b>	<b>28</b>
<b>2.2.3 SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA.....</b>	<b>29</b>
<b>2.2.4 ENCHIMENTO.....</b>	<b>30</b>
<b>3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>33</b>
<b>4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....</b>	<b>47</b>
<b>4.1 TORRE DE RESFRIAMENTO.....</b>	<b>47</b>
<b>4.2 INSTRUMENTAÇÃO DO PROTÓTIPO.....</b>	<b>52</b>
<b>4.3 TIPOS DE ENCHIMENTOS UTILIZADOS.....</b>	<b>57</b>
<b>4.4 MONTAGEM E CARACTERIZAÇÃO DOS ENCHIMENTOS.....</b>	<b>62</b>
<b>4.4.1 ENCHIMENTO FIBRA CRUZADA.....</b>	<b>64</b>
<b>4.4.2 ENCHIMENTO FIBRA SOLTA + GARGALO EM ARRANJO.....</b>	<b>65</b>
<b>4.4.3 ENCHIMENTO GARGALO EM ARRANJO.....</b>	<b>67</b>
<b>4.4.4 ENCHIMENTO GARGALO SOLTO.....</b>	<b>68</b>
<b>4.4.5 ENCHIMENTO FIBRA CRUZADA + GARGALO.....</b>	<b>69</b>
<b>4.4.6 ENCHIMENTO FIO DE PET + GARGALO.....</b>	<b>70</b>
<b>4.4.7 ENCHIMENTO DE CASCA DE COCO.....</b>	<b>71</b>

<b>4.4.8 ENCHIMENTOS INDUSTRIAIS.....</b>	<b>73</b>
<b>4.5 DESCRIÇÕES DOS PROCEDIMENTOS UTILIZADOS.....</b>	<b>74</b>
<b>5 MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO.....</b>	<b>77</b>
<b>5.1 MODELAGEM MATEMÁTICA: EQUAÇÕES DA TORRE.....</b>	<b>77</b>
<b>5.1.1 ANALOGIA ENTRE TRANSFERÊNCIA SIMULTÂNEA DE CALOR E MASSA.....</b>	<b>77</b>
<b>5.1.2 TRANSFERÊNCIAS DE CALOR E MASSA.....</b>	<b>81</b>
<b>5.1.3 MODELAGEM MATEMÁTICA DE TORRES DE RESFRIAMENTO CONTRACORRENTE.....</b>	<b>84</b>
<b>5.1.4 MÉTODO ASHRAE.....</b>	<b>87</b>
<b>5.2 LÓGICA DA MODELAGEM NUMÉRICA: EES.....</b>	<b>90</b>
<b>6 APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....</b>	<b>92</b>
<b>6.1 ANÁLISE DO RESFRIAMENTO.....</b>	<b>92</b>
<b>6.2 ANÁLISE DA APROXIMAÇÃO (APPROACH).....</b>	<b>96</b>
<b>6.3 ANÁLISE DA EFETIVIDADE.....</b>	<b>99</b>
<b>6.4 ANÁLISE DO NUT.....</b>	<b>101</b>
<b>6.5 ANÁLISE DADOS NUMÉRICOS X EXPERIMENTAIS.....</b>	<b>104</b>
<b>6.6 ANÁLISE DAS PERDAS DE CARGA E POTÊNCIA DO VENTILADOR.....</b>	<b>112</b>
<b>7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>114</b>
<b>7.1 CONCLUSÕES.....</b>	<b>114</b>
<b>7.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>115</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>116</b>
<b>APÊNDICE.....</b>	<b>120</b>
<b>APÊNDICE 1 – AFERIÇÃO DE TERMOPARES.....</b>	<b>121</b>
<b>APÊNDICE 2 – NUT DOS ENCHIMENTOS.....</b>	<b>123</b>

## 1 INTRODUÇÃO

As torres de resfriamento são equipamentos comumente usados para dissipar calor a partir de unidades de geração de energia elétrica, refrigeração de água, ar condicionado e processos industriais. Essas grandes quantidades de calor devem ser permanentemente removidas, a fim de manter o correto padrão dos parâmetros de funcionamento.

Para as indústrias, a torre de resfriamento está associada a fatores de redução de custos operacionais e a fatores ecológicos, pois uma característica importante deste equipamento é a formação de um circuito fechado sem desperdício de água, com reposição de água apenas para suprir as perdas devidas à evaporação, arraste e purgas.

Torre de resfriamento é um dispositivo de rejeição de calor, que extrai calor da água através do ar atmosférico (CTI, 2006). O tipo de rejeição de calor na torre de resfriamento é denominado "evaporação", na medida em que permite que uma pequena parte da água evapore em um movimento significativo para resfriar o resto da água corrente.

Nesses equipamentos, a água a ser arrefecida é aspergida sobre um material de extensa área superficial, chamado enchimento. Ao escorrer pelo enchimento, a água entra em contato com o ar, cedendo-lhe calor. Nesse processo ocorre transferência de calor e massa. O calor cedido pela água causa evaporação de parte de sua massa, fazendo com que sua temperatura diminua. A água, ao chegar à base da torre, no reservatório de captação, apresenta temperatura inferior àquela da aspersão. Uma pequena parte do volume descendente de água é evaporada.

Atualmente, as torres de resfriamento comerciais possuem enchimento de material plástico, especialmente desenvolvido para essa aplicação. O enchimento de uma torre é um material de extensa área superficial, introduzido para aumentar o percurso da água que entra na torre, aumentando o contato ar-água e melhorando suas condições de troca de calor.

Na literatura, encontram-se diversos trabalhos sobre torres de resfriamento. Porém, percebe-se uma carência de estudos sobre enchimentos em geral ou sobre enchimentos alternativos. Além disso, constatou-se que, no Brasil e no mundo, não é encontrada tecnologia para fabricação de enchimentos alternativos, sendo essa pesquisa importante para o desenvolvimento de novos enchimentos.

Sabendo que o enchimento de uma torre de resfriamento é relevante no preço final de uma torre, neste trabalho foram testados materiais alternativos para o enchimento de torres de resfriamento, com o intuito de diminuir os custos desse item. Foi testada a viabilidade de

materiais previamente estudados pelo Grupo de Engenharia Térmica (GET) da UFPE e que se mostraram promissores como enchimento de torres de resfriamento: fibras vegetais locais (como a fibra de coco) e garrafas PET, além de enchimentos que misturaram esses dois materiais alternativos.

A utilização da fibra de coco, bem como de outros subprodutos do coqueiro, tem uma importância social muito grande no Nordeste do Brasil, onde a palmeira é abundante e o material que envolve seus frutos (geradores das fibras) é descartado, causando problemas ambientais. Pretende-se agregar valor a um produto de pouco valor comercial.

A UFPE já depositou pedido de patente de invenção para o uso da fibra de coco como material para enchimento de sistemas evaporativos, PI0506045-1, de 2006.

Outro material previamente estudado, que se apresentou como promissor para constituir um enchimento alternativo foi o PET, onde se utilizaram o gargalo e os fios da garrafa. O gargalo tem uma elevada resistência e possui ranhuras em alto relevo na sua superfície externa, desenvolvidas para o sistema de rosqueamento da tampa da garrafa. Essas saliências aumentam o percurso da água no enchimento, favorecendo sua evaporação. Os fios da garrafa permitem a formação de um filme de água podendo ser arranjado de diversas formas.

Sabe-se que as garrafas PET causam um grande prejuízo ao meio ambiente se não forem recicladas. O aproveitamento de garrafas PET no enchimento de torres de resfriamento, inclusive seus gargalos, procura agregar valor a um material danoso ao meio ambiente e o uso de gargalos PET para sistemas evaporativos também já foi proposto pela UFPE ao INPI e encontra-se registrado nesse órgão sob o número PI 0504156-2, de 2005.

O sistema proposto para as garrafas PET é de baixo custo, pois o material não é fabricado com a finalidade específica de funcionar como enchimento. Necessita-se apenas cortar o gargalo e os fios de garrafas PET já utilizadas, as quais seriam descartadas. Essas características fazem do gargalo de garrafas PET um material excelente para sistemas evaporativos em geral, possuindo adicionalmente, a característica de ser facilmente lavável com jato de água.

Outra possibilidade que é estudada no presente trabalho refere-se aos enchimentos combinados de fibra de coco e gargalos PET, além da utilização da casca de coco.

Arranjos otimizados para os fios e gargalos de PET, para a fibra e a casca de coco foram projetados a fim de aumentar a área superficial sem causar os prejuízos da perda de carga.

Uma simulação numérica através do software EES (*Engineering Equation Solver*) foi conduzida, obtendo os Números de Unidades de Transferência (NUT) para cada enchimento testado. Também foram obtidos dados numéricos através da simulação e foi feita uma comparação com os dados experimentais.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 OBJETIVO GERAL

A proposta deste trabalho é testar a viabilidade do uso de materiais alternativos como enchimento de torres de resfriamento.

### 1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Construir um experimento de uma torre de resfriamento totalmente automatizada, que permita o teste de materiais alternativos como enchimento;
- Desenvolver tecnologia nacional para substituir o enchimento industrial por um enchimento vegetal (fibra de coco) ou reciclado (gargalo de garrafa PET) com testes em uma torre de resfriamento real e automatizada;
- Determinar e caracterizar o arranjo ótimo de enxamentos de fibra de coco e dos gargalos PET de maneira a viabilizar uma torre de resfriamento com esses produtos;
- Fazer uma análise da viabilidade técnica para produção de enxamentos alternativos;
- Obter correlações dos materiais utilizados e o NUT (Número de Unidades de Transferência), de maneira a poder prever o funcionamento da torre através de simulação numérica.

## **1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO**

No segundo capítulo é feita uma introdução sobre torres de resfriamento evaporativas mecânicas e tipos de enchimento industrial.

No terceiro capítulo faz-se a revisão da literatura, com estudos teóricos e experimentais sobre torres de resfriamento, além de serem apresentados trabalhos sobre materiais alternativos como enchimento de sistemas evaporativos.

No quarto capítulo descreve-se o protótipo da torre de resfriamento, a instrumentação envolvida e os enchimentos utilizados.

No quinto capítulo mostram-se as equações governantes utilizadas na simulação numérica de uma torre de resfriamento.

No sexto capítulo são apresentados e discutidos os resultados.

No sétimo capítulo são mostradas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

## 2 CONCEITOS E DEFINIÇÕES DE TORRES DE RESFRIAMENTO

A rejeição de calor através de torres de resfriamento de água é comumente usada para fornecer temperaturas significativamente menores do que aquelas alcançadas com dispositivos de rejeição de calor resfriados a ar, como radiadores de automóveis, devido ao limite teórico do resfriamento não ser a temperatura de bulbo seco do ar e sim a temperatura de bulbo úmido, que em geral, é menor que a temperatura do ar. O potencial de arrefecimento de uma superfície molhada é muito melhor do que aquele de uma superfície seca.

Aplicações comuns de torres de resfriamento incluem o fornecimento de água para sistemas de ar-condicionado, produção e geração de energia elétrica. Várias indústrias que necessitam rejeitar calor o fazem através de torres de resfriamento.

O termo genérico "torre de resfriamento" é utilizado para descrever tanto torres diretas (cicuito aberto) como indiretas (cicuito fechado).

Uma torre direta (ou de circuito aberto) é uma estrutura fechada, com meios internos para distribuir a água quente ao longo de um labirinto denominado enchimento. O enchimento proporciona um grande desenvolvimento da interface ar-água para o aquecimento do ar e evaporação da água. A água é aspergida e desce pelo enchimento por gravidade, ao mesmo tempo em que está em contato direto com o ar que passa sobre ela. A corrente de ar tem sua umidade aumentada pelo processo de transferência de calor e massa entre as correntes; a água descendente é assim resfriada. A água resfriada é então coletada em um reservatório abaixo do enchimento, a partir do qual é bombeada de volta ao processo para absorver mais calor. O ar quente e úmido que deixa o enchimento é descarregado para a atmosfera, onde correntes de ar impedem a sua volta para a torre de resfriamento.

O enchimento pode ser constituído por uma superfície na qual uma fina película de água se espalha (enchimento tipo filme) ou por vários níveis de elementos horizontais que criam uma cascata de numerosas pequenas gotículas que têm uma grande superfície acumulada (enchimento tipo respingo).

Uma torre indireta, ou de circuito fechado, não envolve o contato direto do ar e do líquido quente. A torre indireta tem dois líquidos em circuitos separados. Um líquido está no circuito externo em que a água é reciclada do lado de fora do segundo circuito, que é uma serpentina fechada ligada ao processo de fluido quente sendo resfriado e devolvido em um circuito fechado. O contato ar-água é estabelecido através de recirculação da água em cascata sobre o exterior da serpentina, proporcionando resfriamento evaporativo semelhante a uma

torre de resfriamento direta. Na operação, os fluxos de calor do fluido do circuito interno são removidos através das paredes dos tubos, para o circuito externo e, em seguida, pelo aquecimento do ar e evaporação de parte da água, para a atmosfera. A operação de torres resfriamento indireta é, portanto, muito semelhante à torre de resfriamento direta, com uma exceção, o fluido a ser resfriado está em um circuito "fechado" e não está diretamente exposto à atmosfera ou à água reciclada externa.

Em uma torre contracorrente o ar frio se desloca para cima através do enchimento ou serpentina, oposto ao movimento descendente da água. Em uma torre de fluxo cruzado o ar frio movimenta-se horizontalmente, em posição transversal através do enchimento enquanto a água se move para baixo.

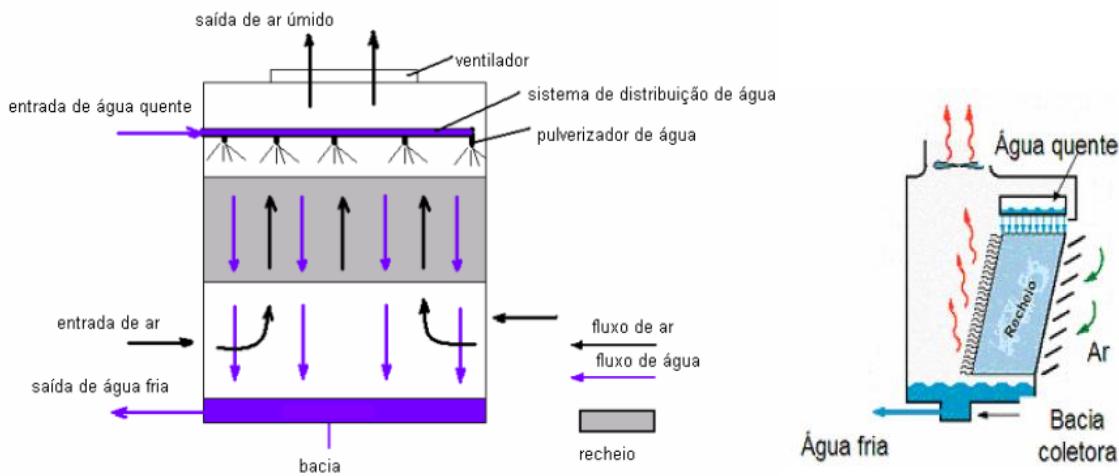
As torres também são caracterizadas através dos meios pelos quais o ar é movimentado. Torres mecânicas utilizam ventiladores para forçar o ar através da torre. Torres naturais usam a velocidade dos ventos e a diferença de densidade do ar para seu fluxo através de uma chaminé.

Uma torre de resfriamento direta de circuito aberto, é essencialmente uma coluna de transferência de massa e calor, projetada de forma a permitir uma grande área de contato entre as duas correntes. Isto é obtido mediante a aspersão da água líquida na parte superior do “enchimento” da torre, isto é, bandejas perfuradas, colméias de materiais plásticos ou metálicos entre outros, que fazem crescer o tempo de permanência da água no seu interior, aumentando a superfície de contato água - ar.

O projeto de uma torre de resfriamento parte dos valores da vazão e da temperatura da água a ser resfriada. Então, uma vez especificada a geometria da torre em termos de suas dimensões e tipo de enchimento, seu funcionamento adequado dependerá do controle da vazão de ar. Em termos de insumo energético, a torre demandará potência para fazer escoar o ar, sabendo-se que o enchimento da torre é um elemento que introduz perda de carga; a água deverá ser bombeada até o ponto de aspersão, para, por gravidade, escorrer pelo enchimento e entrar em contato com o ar, diminuindo sua temperatura.

A Figura 2.1 mostra um esquema do funcionamento de uma torre de resfriamento de fluxo contracorrente. Um ventilador provoca um fluxo ascendente de ar que encontra um fluxo descendente de água quente aspergida, ocorrendo uma transferência de calor e massa entre o ar frio e a água quente. No contato direto das correntes de água e de ar ocorre a evaporação da água, produzindo seu resfriamento. A água fria é recolhida em uma bacia coletora e por fim enviada de volta para o processo.

**Figura 2.1 – Funcionamento de uma torre de resfriamento contracorrente**



Fonte: Mello (2008).

No estudo de uma torre de resfriamento são utilizados diversos termos referentes ao seu projeto e operação, os quais são definidos a seguir:

Pluma - fluxo de ar saturado que deixa a torre.

Faixa de Resfriamento (Range) - É a diferença de temperatura, através do qual a água é resfriada pelo equipamento. Ou seja, é a diferença de temperatura entre a água quente que chega à torre e a água resfriada que sai da torre.

Aproximação (Approach) - 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.

Carga Térmica - É a quantidade de calor dissipada pela torre de resfriamento.

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.

Perda por arraste de água (Drift) - São gotículas de água transportadas pelo ar para fora da torre. Essa perda é diminuída empregando-se dispositivos denominados eliminadores de gotas.

Desconcentração (Blowdown) - Parte da água que circula é removida a fim de manter a quantidade de sólidos dissolvidos e outras impurezas a um nível aceitável. As purgas são necessárias para evitar problemas como depósito de sais, corrosão do equipamento e proliferação de microorganismos.

Reposição de água (Make up) - É a quantidade de água necessária para repor a quantidade perdida por evaporação, arraste, desconcentração e pequenos vazamentos.

Efetividade ( $\varepsilon$ ) - É a eficiência da torre de resfriamento, fornecida pela eficiência do resfriamento evaporativo da água, definida como:

$$\varepsilon = \frac{T_e - T_s}{T_e - T_{\text{lim}}} \quad (2.1)$$

Onde  $T_e$  é a temperatura da água quente que entra na torre de resfriamento,  $T_s$  é a temperatura da água deixando a torre de resfriamento,  $T_{\text{lim}}$  é a limitação de temperatura para o resfriamento evaporativo da água, que é igual à temperatura de bulbo úmido.

## 2.1 TORRES DE TIRAGEM MECÂNICA FORÇADA

A torre de resfriamento utilizada neste trabalho foi uma torre de tiragem mecânica forçada, como a apresentada na Figura 2.2. Nestas torres, aumenta-se a vazão de ar com o auxílio de um ventilador. Como consequências do uso de ventiladores, essas torres apresentam tamanhos reduzidos para a mesma carga térmica, em relação a torres atmosféricas, que não utilizam ventiladores. Podem ser instaladas em qualquer lugar, levando somente em consideração a questão acústica, devido ao ruído do ventilador em áreas de ocupação humana. Sua principal desvantagem é devido ao uso de ventiladores, os quais requerem manutenção mais frequente e dispendiosa do que em torres de tiragem natural. Em caso de parada do motor ou quebra das pás do ventilador, têm-se a parada da torre. Devido a esse fator, estas torres trabalham aos pares para sistemas que requerem alta confiabilidade, como é o caso de torres de resfriamento para CPDs (Centro de Processamento de Dados).

**Figura 2.2-** Torre de tiragem forçada

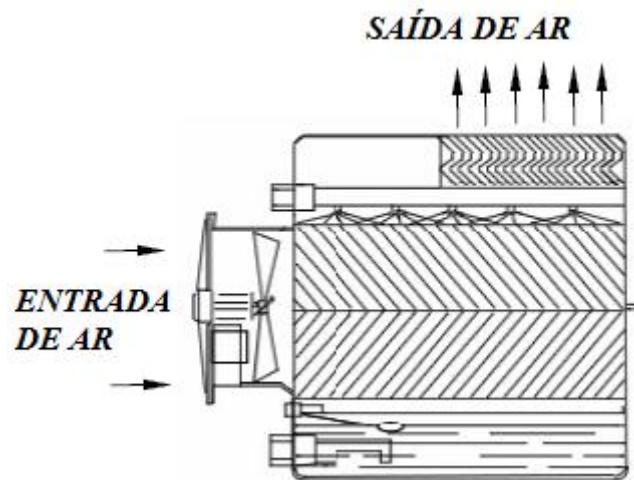


Fonte: ALPINA (2010).

Quando o ventilador está instalado na entrada de ar da torre, esta se denomina torre de tiragem forçada, Figura 2.3. 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. Os motores, por trabalharem com ar seco, não precisam ter blindagem contra umidade, mas têm

seu tamanho limitado devido ao seu posicionamento na região inferior da torre. Pode ocorrer recirculação de ar, devido às baixas velocidades de exaustão. Neste caso o ar aspirado pelo ventilador pode estar sendo o ar proveniente da exaustão, diminuindo a eficiência da torre. A torre de tiragem forçada é uma torre em contracorrente (“counter-flow”), onde a água cai através do enchimento, verticalmente, enquanto o ar usado para o resfriamento caminha no sentido oposto.

**Figura 2.3 – Torres de Tiragem Mecânica Forçada**

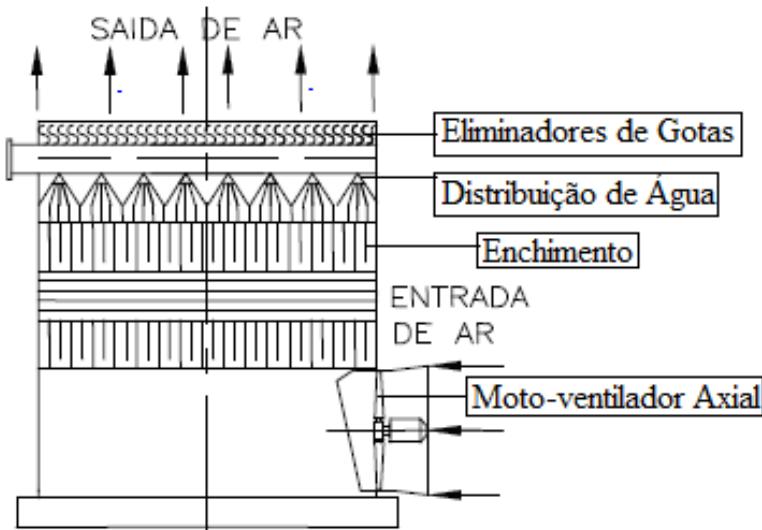


Fonte: WA HPT (2010).

## 2.2 COMPONENTES PRINCIPAIS DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO FORÇADA

Os componentes básicos de uma torre de resfriamento forçada são (Figura 2.4): sistema de distribuição de água, enchimento, eliminadores de gotas, ventiladores e motores. Nesta seção serão apresentados os principais componentes de torres de resfriamento, para o melhor entendimento de seu funcionamento operacional.

**Figura 2.4 – Principais componentes de uma torre de tiragem mecânica forçada**



Fonte: Apostila Omni (1989).

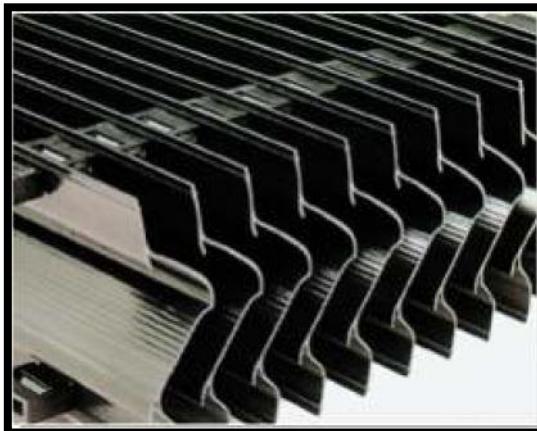
### 2.2.1 ELIMINADORES DE GOTAS

A função dos eliminadores de gotas é reter gotas de água carregadas pelo ar aspirado pelo ventilador, Figura 2.5. Seu funcionamento baseia-se em uma mudança da direção do fluxo de ar. A força centrífuga resultante separa as gotículas de água do ar, depositando-as na superfície do eliminador. Esta água escorre de volta à bacia de coleta de água fria (OMNI, 2010).

Outra função do eliminador é a uniformização do fluxo de ar através do enchimento da torre. A resistência que o eliminador produz à passagem do ar ocasiona uma pressão uniforme no espaço entre o eliminador e o ventilador. Esta uniformização da pressão produz um fluxo de ar uniforme através do enchimento da torre.

Os eliminadores são normalmente classificados como de passo simples, de dois ou três passos, dependendo do número de mudanças de direção do fluxo de ar que eles ocasionam. Quanto maior o número de passos, maior será a perda de pressão, e maior sua eficiência. Um eliminador bem projetado deve diminuir a perda por arraste a um nível aceitável, sem aumentar a perda de pressão significativamente, o que se refletiria em um aumento do consumo dos ventiladores.

**Figura 2.5 – Eliminador de gotas**



Fonte: ALPINA (2010).

## 2.2.2 MOTO-VENTILADOR

Um ventilador é utilizado em torres de resfriamento de tiragem mecânica, o qual tem como função forçar uma corrente de ar através da torre, Figura 2.6. Em torres de resfriamento usam-se dois tipos de ventiladores: o axial e o centrífugo. 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. Os ventiladores axiais são os tipos de ventiladores mais usados em torres, pois possuem a propriedade de movimentar grandes volumes de ar com baixas pressões e são de custo relativamente baixo, podendo ser usados em torres de qualquer tamanho.

Os motores elétricos são usados para movimentar o ventilador da torre de resfriamento. Esses precisam ser robustos, pois devem operar sob condições adversas. A alta umidade produzida dentro da torre, bem como chuva, poeira e fumaça, geralmente presentes nestas áreas, combinam-se para produzir um ambiente rigoroso de operação.

Em regiões com grande variação diária de temperatura é comum o uso de ventiladores de duas velocidades, onde durante o dia, período em que mais se solicita resfriamento, o motor é ligado à rotação máxima e durante 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 2.6 – Moto-ventilador axial**



Fonte: WA TORRES (2010).

### **2.2.3 SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA**

Um dos pontos mais importantes de uma torre de resfriamento é a subdivisão da água em gotículas, a fim de aumentar ao máximo as superfícies de água expostas ao ar, aumentando a troca de calor entre a água e o ar. Isto é conseguido através da aspersão de água por bicos especiais que promovem a aspersão da água em gotículas; filme de água sobre uma superfície por obstáculos à queda da água, criando um filme e efeito de respingo sobre uma superfície por maiores subdivisões devido ao respingo.

Na torre em contracorrente podem-se ter dois tipos de distribuição de água: por pressão ou por gravidade. Nas torres em corrente cruzada, a distribuição é sempre por gravidade.

O sistema de distribuição de água instalado na torre de resfriamento utilizada neste trabalho é por aspersão, para baixas pressões (Figura 2.7). Este sistema utiliza uma tubulação com furos para fazer a distribuição de água e é comumente utilizado quando na água existem partículas em suspensão.

**Figura 2.7 – Sistema de distribuição por aspersão**



Fonte: Korper (2010).

#### **2.2.4 ENCHIMENTO**

A função do enchimento de uma torre de resfriamento de água é aumentar a transferência de calor e massa na torre, aumentando 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 de uma torre deve ser de baixo custo e de fácil instalação, devendo ainda promover uma quantidade adequada de transferência de calor, apresentar baixa resistência ao fluxo do ar e manter uma distribuição uniforme da água e do ar durante a sua operação, além de apresentar uma boa resistência à deterioração.

A capacidade específica de troca térmica de um enchimento de torre de resfriamento de água depende dos seguintes fatores, segundo Wieser (2006): área de troca por unidade de volume; fluxos (laminar ou turbulento) de gás e líquido (ar/água); intensidade do contato; perda de pressão do ar na passagem e a capacidade de distribuir uniformemente água e ar. Os enchimentos de torre são classificados em: tipo respingo e tipo filme.

➤ **Enchimento tipo respingo**

O enchimento do tipo respingo tem como finalidade proporcionar a máxima exposição da superfície da água ao fluxo de ar, através da repetição da interrupção da queda da água, respingando-se sobre tábuas de respingo individuais. A madeira é o material mais empregado em enchimento do tipo respingo, pois é o mais econômico e facilmente reposto. Outros materiais usados são: plásticos, cimento, amianto, aço galvanizado, alumínio, aço inoxidável e materiais cerâmicos, como mostrado pela Figura 2.8. No entanto, devido ao alto custo, estes materiais têm o uso limitado a aplicações especiais.

**Figura 2.8 – Enchimento de respingo**



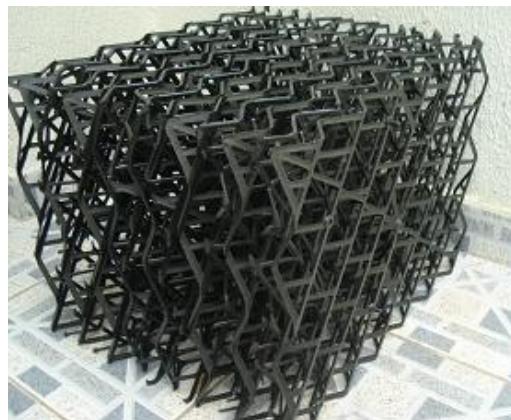
Fonte: OMNI (2010).

➤ **Enchimento tipo filme**

Neste tipo de enchimento, a água é espalhada em um fino filme que escorrega sobre o enchimento, ocasionando assim a máxima exposição da água à corrente de ar. O projeto da torre deve assegurar um fluxo uniforme, tanto do ar como da água em todo o volume do enchimento, que também precisa ser adequadamente suportado e espaçado uniformemente. Este tipo de enchimento está sendo usado à medida que novos materiais e novas configurações são desenvolvidos. Os enchimentos alternativos desenvolvidos que utilizam gargalos de garrafa PET utilizam o mesmo princípio de contato ar-água do enchimento tipo filme.

O enchimento utilizado na torre industrial para comparação dos resultados com os enchimentos alternativos será o enchimento do tipo grades trapezoidais da WA HPT Torres de Resfriamento, Figura 2.9.

**Figura 2.9** – Enchimento de grades trapezoidais



Fonte: ABCTORRE (2010).

### **3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Simões Moreira (1999a) apresentou uma formulação teórica da constante do psicrômetro, baseada nas leis da termodinâmica, em oposição à abordagem tradicional, empírica. A formulação exata foi comparada com dados experimentais publicados sobre psicrômetros de saturação adiabática, confirmando a teoria proposta. O artigo fornece sugestões sobre a construção de um psicrômetro que apresentaria a temperatura real de bulbo úmido termodinâmico.

Kroppers e Kröger (2003) propuseram uma nova forma de equação empírica, correlacionando dados de coeficiente de perda de pressão através do enchimento da torre. O coeficiente de perda de pressão é determinado medindo a pressão da gota através do enchimento. Os resultados destes testes são correlacionados por relações empíricas que são funções das vazões de ar e do fluxo de água. Estas relações empíricas são empregadas no projeto de torres de resfriamento para determinar o tipo da torre. Ventiladores apropriados para projeto de torre de resfriamento mecânica são selecionados, baseado na grande extensão e no coeficiente de perda de pressão no enchimento. O projeto de uma torre de resfriamento natural é também função do coeficiente de perda de pressão do enchimento. É deste modo, importante representar o coeficiente de perda de pressão do enchimento com precisão, porque a representação inexata do coeficiente de perda de pressão na forma de relações empíricas pode ter implicações financeiras se a torre de resfriamento não for encontrada nas especificações de projeto.

Facão et al (2004) testaram uma pequena torre de resfriamento de contato indireto, e determinaram experimentalmente os coeficientes de transferência de calor e massa. O coeficiente de transferência de massa foi correlacionado com a vazão de ar. O efeito da umidade do ar também foi discutido. O coeficiente de transferência de calor foi correlacionado com a vazão de água pulverizada. Verificou-se que as atuais correlações dos coeficientes de transferência de calor e massa são mais baixas do que as dos textos publicados na literatura para as grandes torres de resfriamento de contato indireto (industrial). As correlações foram aplicadas a um modelo simplificado existente e foram obtidos resultados de desempenho da torre.

Barros (2005) projetou uma bancada experimental em forma de túnel para avaliar o desempenho de fibras naturais utilizadas como superfícies molhadas, também conhecidas como *Pad*, em resfriamento evaporativo. Foram testadas duas fibras, sisal e coco.

Naphon (2005) investigou os resultados experimentais e teóricos das características da transferência de calor da torre de resfriamento. Uma coluna de enchimento foi fabricada a partir de placas de plástico laminado composta por oito camadas. Ar e água foram utilizados como fluidos de trabalho e os testes foram feitos com a vazão de ar e água variando entre 0,01 e 0,07 kg/s e entre 0,04 e 0,08 kg/s, respectivamente. A temperatura de entrada do ar foi de 23°C e as temperaturas de entrada da água foram entre 30°C e 40°C. Um modelo matemático baseado nas equações de conservação de massa e energia foi desenvolvido e resolvido por um método iterativo para determinar a transferência de calor característica da torre de resfriamento. Observou-se um acordo razoável a partir da comparação entre os dados de medida e resultados previsíveis.

Kloppers e Kröger (2005) avaliaram o efeito do fator Lewis, ou relação Lewis, razão dos números de Prandtl e Schimdt, (ou razão entre as difusividades térmicas e de massa), na previsão do desempenho de torres de resfriamento natural e mecânica. O Fator de Lewis diz respeito a taxas relativas de transferência de calor e massa nas torres de resfriamento. Verifica-se que, se a mesma definição ou o valor do fator de Lewis é empregado na análise do enchimento teste e posteriormente na análise do desempenho da torre de resfriamento, a temperatura de saída da água será rigorosamente previsível. A quantidade de água que evapora, no entanto, é uma função do valor real do fator Lewis. Se a temperatura de entrada do ar ambiente é relativamente elevada, a influência do fator de Lewis no desempenho da torre diminui. É muito importante, na opinião do fator de Lewis, que qualquer enchimento testado na torre de resfriamento seja feito sob condições que estão tão perto quanto possível das condições de funcionamento especificadas da torre de resfriamento.

Araújo (2006) avaliou experimentalmente o desempenho de fibras vegetais como enxamentos de sistemas evaporativos. Os resultados mostraram que o sisal foi tão eficiente quanto à esponja vegetal. A fibra de coco também foi testada, mostrando ser um material promissor para o enxamento de sistemas evaporativos, com eficiência comparável ao sisal.

A deterioração do material de enchimento em torres de resfriamento tradicionais é de grave preocupação. Elsarrag (2006) estudou tijolos de barro cozidos como material de enchimento. Este material é protegido contra os problemas comuns da torre de resfriamento resultantes do tratamento químico da água e de deterioração. O tamanho do material de enchimento cerâmico e as condições de saída previstas pela modelagem teórica requerem correlações de transferência de calor e massa. Foi realizado um estudo experimental para avaliar os coeficientes de transferência de calor e massa. As correlações anteriores encontradas na literatura não puderam prever o coeficiente de transferência de massa para a torre testada. Então, foi desenvolvida uma correlação para o coeficiente de transferência de massa. Esta correlação pode prever o coeficiente de transferência de massa dentro de um erro de  $\pm 10\%$ . A correlação desenvolvida é usada juntamente com a modelagem teórica para predizer as condições de saída da torre de resfriamento com um erro de  $\pm 5\%$ .

Costa (2006) estudou o comportamento de esponja vegetal (*Luffa Cylindrica*), fibra de coco (*Cocos nucifera Linnaeus*), bubes para cabelo e gargalos de garrafas PET, como enchimento de torres de resfriamento. Para investigação do desempenho desses materiais foi construída uma torre de resfriamento experimental, do tipo contracorrente. 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”. Os resultados mostraram o efeito do tipo de enchimento sobre a capacidade de resfriamento e o *approach* da torre. O enchimento industrial apresentou o melhor desempenho com uma efetividade de 46,40%, mas seguido de perto pelo bobe com 40,30%, pelo PET com 33,61%, pela fibra de coco com 27,8% e por fim pela esponja vegetal, com 20,97%, para vazão de ar de  $0,49\text{m}^3/\text{s}$  e de água de 0,11 l/s. Foi frisada a importância de estudos posteriores para otimização de arranjos alternativos.

Lemouari et al. (2007) apresentaram uma investigação experimental do desempenho térmico de uma torre de resfriamento mecânica de fluxo cruzado com um enchimento tipo grade. O enchimento é de 0,42 m de altura e consiste em quatro (04) chapas galvanizadas com uma forma de ziguezague, entre os quais estão dispostas 03 (três) grades metálicas verticais em paralelo com uma área de teste de corte transversal de  $0,0222\text{ m}^2$  ( $0,15\text{ m} \times 0,148\text{ m}$ ). Este estudo investiga o efeito do ar e das taxas de fluxo de água sobre o resfriamento, bem como as

características da torre, para diferentes temperaturas de água de entrada. Dois regimes de funcionamento foram observados durante o contato com a água e o ar, um regime pelicular e um regime de dispersão de bolhas. Estes dois regimes podem determinar a melhor forma de promover a transferência de calor. O regime de dispersão de bolhas parece ser mais eficiente do que o regime pelicular. A comparação entre os resultados obtidos e os encontrados na literatura para outros tipos de enchimento indica que este tipo possui interessantes desempenhos térmicos.

Jin *et al.* (2007) propuseram um novo, simples e preciso modelo de torre de resfriamento mecânica para fins de conservação de energia. Com base na teoria de Merkel e método da efetividade - NUT, o modelo é desenvolvido pelo balanço de energia e calor e análise de transferência de massa. Informações de catálogos de fabricantes são usadas para identificar três parâmetros do modelo pelo método de Levenberg-Marquardt. Comparado com os modelos existentes, o modelo proposto tem parâmetros característicos simples para serem determinados, sem a necessidade de cálculo iterativo quando o ponto de operação é mudado. O modelo é validado através de dados reais de operação das torres de resfriamento de um sistema de aquecimento, ventilação e ar condicionado de um hotel comercial. Os resultados dos testes mostram que o desempenho da torre de resfriamento varia devido a diferentes condições de operação. O modelo proposto é capaz de refletir essas alterações por meio do ajuste de seus parâmetros. Com esta funcionalidade, o modelo proposto pode ser usado, prevendo com precisão o desempenho da operação de uma torre de resfriamento.

Williamson *et al.* (2007) apresentaram uma simulação numérica, bidimensional, de uma torre de resfriamento, com especial ênfase na determinação do grau de não-uniformidades em toda torre. As gotículas de água nas zonas de pulverização e chuva são representadas com trajetórias de gotas descritas na forma de Lagrange. A transferência de calor e massa no enchimento é representada usando termos fonte, implementados com coeficientes de transferência de Poppe. Estes coeficientes são definidos por meio de correlações empíricas que captam a dependência funcional do sistema. O modelo tem capacidade para representar a não uniformidade na disposição do enchimento e distribuição de água, que modelos unidimensionais tradicionais são incapazes de resolver. Os resultados mostram um perfil de velocidade uniforme em todo o raio da torre, com a maior não

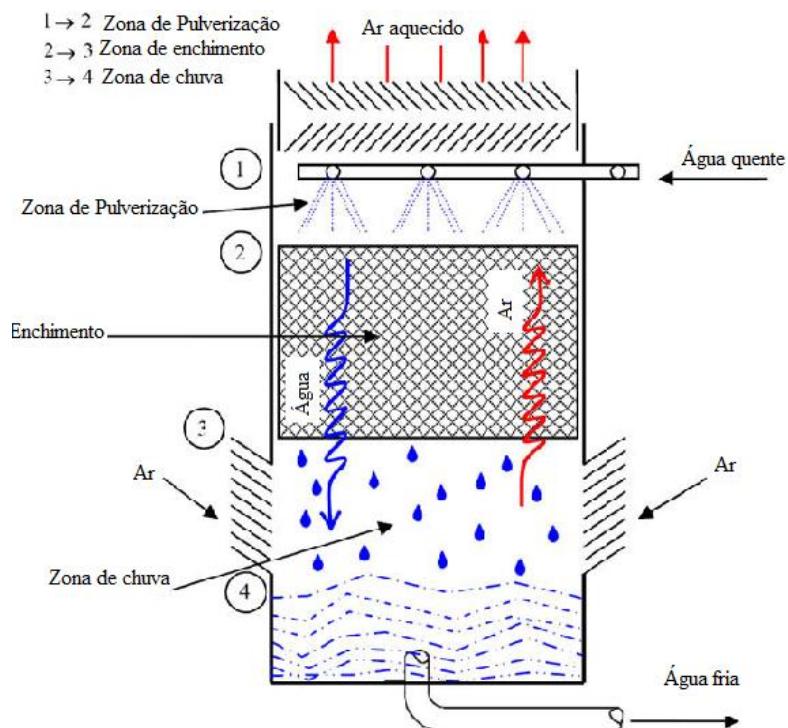
uniformidade ocorrendo na borda externa da torre. A temperatura de saída da água foi encontrada com uma variação de 6 K (~ 40%) entre o centro da torre e as condições de referência no exterior da torre. Isto é principalmente devido ao aumento da temperatura e umidade do ar através da zona de chuva. A consideração da não uniformidade de transferência de calor através da torre mostra-se atrelada ao desempenho da zona de chuva. Os resultados mostram que, na maioria dos casos, o fluxo de ar é bastante uniforme através das zonas de abastecimento e de pulverização, mas pode haver considerável não uniformidade de transferência de calor e temperatura de saída da água, principalmente devido à carga de resfriamento na zona da chuva e ao fluxo de ar radial naquele ponto. Alta não uniformidade de transferência de calor pode ser esperada quando a carga de resfriamento na zona de chuva é alta. Tal situação pode surgir com tamanhos de gotas pequenas, em baixas profundidades do enchimento, altas taxas de fluxo de água e, em menor extensão, grandes alturas de entrada. Os resultados mostram que o efeito da altura de entrada na não uniformidade radial é surpreendentemente pequeno, mas que o modelo é muito sensível a mudanças na taxa de fluxo de água.

Melo (2008) obteve correlações entre o desempenho de uma torre de resfriamento em função das principais variáveis de processo: fluxos mássicos do gás e da água pela torre, além da temperatura de entrada da água, a partir de dados experimentais obtidos numa planta piloto. A metodologia desenvolvida pode ser aplicada para torres de resfriamento industriais. Ela também avaliou o comportamento de uma torre de resfriamento em condições severas, com temperatura de água de alimentação superior a 50°C, constatando que o coeficiente de transporte de massa na torre de resfriamento aparentemente não foi afetado.

Uma torre de resfriamento é composta de três zonas: pulverização, enchimento e zona de chuva, Figura 3.1. Em torres de resfriamento, uma parcela significativa do total de calor rejeitado pode ocorrer nas zonas de pulverização e de chuva. Heidarnejad et al. (2009) investigaram numericamente um modelo de torre de resfriamento, validado com dados experimentais relatados na literatura. Eles demonstraram através de um estudo de caso que é importante incluir as zonas de pulverização e zonas de chuva nas análises para uma maior precisão no projeto, bem como cálculos de classificação. Isto é mais importante em torres de resfriamento de médio e grande porte. Os resultados obtidos mostram uma melhora comparativa na previsão da temperatura de bulbo úmido do ar de saída para o modelo de três

zonas acoplado. Uma comparação entre o volume calculado é realizada contra o volume conhecido da torre de cada zona incluída na análise. O erro na previsão do volume, com a adição de cada zona, é calculado em 1,5%, 1,1% e 0,25%. É visto que existe uma melhoria no volume calculado da torre, em comparação com o trabalho de Bilial e Zubair (2006), que utilizaram um modelo melhorado para prever esses parâmetros com o fator Lewis constante. Uma combinação da zona de pulverização, enchimento e zona de chuva é incluída no modelo, aumentando a consistência entre modelo e protótipo, resultando em uma solução mais exata. Entretanto, para reduzir o tempo computacional, o efeito das zonas de pulverização e de chuva pode ser negligenciado, em alguns casos de estudo, tais como pequenas torres de resfriamento. Para obter resultados mais precisos, o efeito destas duas zonas pode ser considerado. Por outro lado, pode ser verificado que, em alguns casos de estudo os efeitos destas duas zonas são mais elevados e não podem ser ignorados.

**Figura 3.1 – Esquema de uma torre de resfriamento contracorrente**



Fonte: Heidarinejad et al (2009).

O desempenho térmico de uma torre de resfriamento e seu sistema de refrigeração é crítico para as plantas industriais, e pequenos desvios em relação às condições de projeto pode causar instabilidade severa na operação e economia do processo. A complexidade da operação aumenta por causa da forte interação entre as variáveis do processo, tais como: variação da

demandas térmicas do processo ou oscilações nas condições atmosféricas. Cortinovis *et al.* (2009a) desenvolveram um modelo integrado para a minimização dos custos de operação de um sistema de refrigeração. O sistema é composto por uma torre de resfriamento e uma rede de trocadores de calor. Depois que o modelo foi verificado, vários casos foram estudados com o objetivo de determinação da operação ótima. Os resultados de diversos estudos de casos que foram previstos por este modelo de otimização foram verificados e comparados aos que foram medidos em uma planta piloto. Observa-se que os recursos operacionais mais importantes para mitigar perturbações na demanda térmica do processo ocorre nesta ordem: o aumento da vazão de água; o aumento da vazão de ar e, finalmente, a remoção forçada de uma parte da vazão de água que entra na torre de resfriamento com a taxa de fluxo correspondente ao *make-up*.

Água emitida a partir de torres de resfriamento é questionável por várias razões, principalmente devido aos riscos para a saúde humana. É prática comum utilizar eliminadores de gotas em torres de resfriamento, a fim de minimizar a perda de água do sistema. É previsível que as características dos eliminadores de gotas instalados, além de levar a uma queda de pressão, afetem o desempenho térmico da torre de resfriamento. Lucas *et al.* (2009) estudaram o desempenho térmico de uma torre de resfriamento de tiragem forçada tipo contra-fluxo, equipada com diferentes eliminadores para uma ampla gama de vazão de ar e de água. Os dados registrados no conjunto experimental foram utilizados para obtenção de correlações das características da torre, que definem o desempenho térmico da torre de resfriamento. As temperaturas da água de saída previstas por essas correlações foram comparadas com os valores registrados experimentalmente, com a obtenção de uma diferença máxima de  $\pm 3\%$ . Eles demonstraram pelo cálculo experimental da característica da torre que a configuração física do eliminador influencia o desempenho térmico da torre para a mesma vazão de água-ar. Este resultado foi explicado em termos do eliminador, que se torna um volume adicional do enchimento e contribui a transferência de calor e massa.

Marques *et al.* (2009) apresentaram uma análise de uma torre de resfriamento contracorrente e um trocador de calor. O trocador de calor trocador é considerado para representar o processo de demanda térmica.

Estratégias de controle foram avaliadas a fim de controlar o desempenho do equipamento no que diz respeito à eficiência da sua operação. As variáveis manipuladas

foram os fluxos de ar e de água. Eles concluíram que uma estratégia de controle eficiente em conjunto com um processo de ajuste pode trazer grandes benefícios através do ajuste automático da operação de refrigeração da torre de acordo com as condições ambientais. Os resultados apresentados mostram que a economia pode ser significativamente alcançada através do controle adequado de certas variáveis de processo associados ao funcionamento de uma torre de resfriamento, sem necessidade de um investimento considerável. Além disso, para o meio ambiente, impactos positivos são obtidos através de reduções de água e consumo de energia.

Cortinovis *et al.* (2009b) apresentaram uma abordagem para a análise de desempenho sistêmico de uma torre de resfriamento de água. A abordagem combina um projeto experimental com modelos matemáticos. Primeiro, um projeto experimental foi conduzido para caracterizar o coeficiente de transferência de massa de um determinado enchimento de uma torre de resfriamento com base em medições de temperatura, vazão e umidade. Uma consistente correlação que estava dentro da faixa de medição foi determinada para o coeficiente de transferência de massa em função das vazões de água e de ar. A metodologia proposta pode ser estendida para caracterizar as torres de resfriamento de escala industrial. A instrumentação necessária é típica de uma planta industrial, mas uma medição precisa de temperatura é importante para uma boa caracterização do desempenho da torre de resfriamento. Em seguida, um modelo integrado foi desenvolvido matematicamente, combinando modelo hidráulico, térmico e de torre de resfriamento de um sistema consistindo de uma unidade de torre de resfriamento, sistema de circulação de água e rede de trocadores de calor. Os resultados das simulações matemáticas de cada modelo – hidráulico, térmico e da torre de resfriamento – estão de acordo com dados experimentais obtidos a partir de uma planta piloto construída para o trabalho. O modelo integrado para o sistema completo de refrigeração de água, foi implementado e os resultados do desempenho do sistema de acordo com os dados experimentais, obtidos a partir da operação real do sistema. Além disso, um caso é estudado para uma condição operacional típica, onde a solicitação de calor do trocador de calor é aumentada e o seu efeito sobre o desempenho da torre de resfriamento é analisado. Os resultados ilustram a total interação e a importância de uma análise sistemática de uma planta de arrefecimento de água.

O modelo matemático proposto e a análise experimental podem ser usados para a análise do desempenho de sistemas de resfriamento de água real e para estudos de otimização da operação destes sistemas.

Klimanek & Białecki (2009) apresentaram um modelo de transferência de calor e massa no enchimento da torre de resfriamento. O modelo consiste num conjunto de quatro EDOs descrevendo conservação de massa e energia e com condições de contorno prescritas nos lados opostos do domínio computacional. O método Runge-Kutta é aplicado para resolver as equações do modelo. O modelo desenvolvido é projetado para ser incluído em um código CFD de um projeto de torre de resfriamento natural onde o enchimento é tratado como um meio poroso com distribuições prescritas de fontes de calor e massa. Assim, a técnica produz a distribuição espacial de todos os parâmetros de fluxo, especificamente a fontes de calor e massa. Essas distribuições não estão diretamente disponíveis em técnicas padrões como Merkel, Poppe e modelos e-NTU do preenchimento, onde a temperatura da água é usada como uma variável independente. O método é validado com dados de referência disponíveis na literatura.

Oliveira (2009) avaliou o desempenho de enchimentos de fios e gargalos de garrafas PET. Os resultados foram comparados com dois enchimentos comerciais, fabricados pela ALPINA: o enchimento industrial do tipo corrugação vertical *off-set* e o enchimento de grades trapezoidais. Foi utilizado o protótipo de uma torre de resfriamento construído por Costa (2006) e analisados os efeitos da temperatura de entrada da água, da vazão de ar e da vazão de água sobre a eficiência da torre, para os tipos de enchimento citados. Os resultados indicaram que os enchimentos testados apresentaram resultados satisfatórios para serem utilizados como enchimentos de torres de resfriamento. Uma simulação numérica através do software EES (Engineering Equation Solver) foi conduzida mostrando boa concordância com os dados experimentais. Entretanto, foi indicada uma necessidade da otimização dos enchimentos alternativos.

Wang *et al.* (2010) analisaram o desempenho térmico de uma torre de resfriamento natural, com fluxo de ar de admissão com canais orientadores, simulando diferentes condições de ventos. Três padrões de canais orientadores de ar com diferentes ângulos de fixação foram testados, sob diferentes velocidades de vento. Os resultados mostram que o fluxo de ar e a

eficiência da torre aumentam notavelmente depois que a entrada de ar é direcionada. Com base nos dados de teste, alguns parâmetros de desempenho térmico, incluindo o fator de Lewis e o coeficiente de transferência de calor e massa também foram calculados e analisados. Os resultados indicam que o fator de Lewis varia entre 0,95-1,15, e está de acordo com os dados de outras literaturas. Além disso, verifica-se que o ângulo de ajuste ideal para o ar provindo dos canais de orientação é de 70°. Isso não altera a quantidade de canais, que varia de 18 a 88. No entanto, deve ser notado que, como os canais de guia com ângulo fixado de 70° conduz a um melhor desempenho de resfriamento, podem causar maior consumo de água em circulação.

O consumo de água é um problema importante em zonas secas e áreas de baixa disponibilidade de água. Para estas áreas a utilização de uma combinação de torres de resfriamento secas e molhadas (resfriamento híbrido) tem sido sugerida, a fim de reduzir o consumo de água. Rezaei *et al.* (2010) modelaram as seções molhada e seca de uma torre de resfriamento híbrida para a estimativa da perda de água. Um programa de computador também foi escrito para simular os resfriamentos híbridos da torre. Para testar o resultado desta simulação, uma torre piloto híbrida contendo uma torre úmida e 12 trocadores de calor resfriados a ar foram projetados e construídos. Dados da torre piloto foram comparados com dados das simulações e um fator de correção foi adicionado à simulação. Garantindo que a simulação represente os dados reais, a simulação foi aplicada a um caso real da indústria e o efeito do uso de uma torre seca na redução da perda de água da unidade de resfriamento foi investigado. Finalmente, um estudo de viabilidade foi realizado para escolher as melhores condições para a configuração da torre de resfriamento híbrida proposta para esta unidade de resfriamento.

As torres são normalmente projetadas para operar em condições de clima quente e seco, com estreita faixa de temperatura de bulbo úmido, mas muitas torres de resfriamento são necessárias para operar em condições meteorológicas, com grande variação de temperatura de bulbo úmido, que afeta fortemente o desempenho térmico das torres. Hajidavalloo *et al.* (2010) utilizam um modelo matemático convencional para prever o comportamento térmico de uma torre de fluxo cruzado existente sob temperatura de bulbo úmido variável. Os resultados são comparados com dados experimentais em diversas condições de funcionamento. Curvas características da torre são obtidas para estimar as suas condições de

projeto. Verificou-se que, quando a temperatura de bulbo úmido diminui, o *approach*, o *range* e a perda por evaporação aumentam consideravelmente. A variação da perda por evaporação em função da temperatura de bulbo úmido foi estimada. O efeito da colocação de um separador de impacto na frente de grelhas de ar sobre as condições térmicas de desempenho da torre também é investigado. O modelo matemático é usado para simular o efeito de algumas alterações das condições de funcionamento da torre de resfriamento sobre o desempenho térmico da torre de fluxo cruzado, especialmente a temperatura de bulbo úmido. Pode ser verificado que o aumento da temperatura de bulbo úmido, com bulbo seco constante, vai diminuir a perda por evaporação na torre consideravelmente. A taxa de evaporação é maior quando a temperatura de bulbo seco aumenta. Essa taxa de aumento é quase constante em diferentes temperaturas de bulbo úmido. Um separador de impacto pode ser usado como uma solução razoável para reduzir a quantidade de sólidos em suspensão no ar, sem qualquer perda considerável no desempenho da torre.

Água arrastada emanada de torres de resfriamento é questionável por várias razões, principalmente devido a perigos à saúde humana. Lucas *et al.* (2010) desenvolveram um modelo numérico incorporado no código CFD - Fluent, para estudar a influência de condições psicrométricas ambientais devido à emissão de gotículas de água da torre de resfriamento. Esse modelo foi desenvolvido como uma ferramenta para avaliar a dispersão de gotículas de líquido, bem como sua área de risco. O modelo numérico foi validado com dados da literatura. Este estudo mostra a influência de variáveis como temperatura de bulbo seco ambiente, umidade absoluta do ambiente e temperatura de saída de gotículas da torre de resfriamento na perda por evaporação (e, portanto, deposição) e sobre a zona afetada pela torre de resfriamento. O maior efeito detectado corresponde à temperatura de bulbo seco ambiente. Quando uma temperatura ambiente superior estava presente, a perda por evaporação foi menor e a zona afetada pela torre de resfriamento foi consequentemente menor. A influência das outras duas variáveis incluídas no estudo (umidade absoluta do ambiente e temperatura das gotículas eliminadas) sobre a deposição de gotículas foi menor que a temperatura de bulbo seco ambiente. Um alto nível de umidade absoluta do ambiente aumentou a deposição de água e também o tamanho da zona afetada pela torre de resfriamento. Finalmente, um nível elevado de temperatura de saída das gotas diminuiu a deposição de gotículas no solo, mas aumentou a zona afetada pela torre de resfriamento, devido ao fato de que as gotas com maior temperatura na saída da torre chegam a uma temperatura de bulbo úmido com um tamanho menor, aumentando seu alcance.

Wang & Li (2011) fizeram uma análise termodinâmica de uma torre de resfriamento, com formulações de energia e exergia desenvolvidas e validadas para o sistema. Quatro tipos de processos de transferência de exergia que ocorrem dentro da torre foram investigados de forma esquemática. Um estudo paramétrico foi realizado sob várias condições de funcionamento, a fim de investigar os efeitos da eficiência térmica e a relação água-ar em relação ao desempenho da exergia da torre. Ao contrário de estudos anteriores, o trânsito de exergia

contida na água de entrada e saída não foi considerado. Verificou-se que a eficiência exergética é sempre menor que 25%. A eficiência térmica e a relação das vazões de água e ar têm efeitos complexos sobre o desempenho da exergia, especialmente nas condições de menor proporção de água e ar e uma maior eficiência térmica que está muito próximo de 1,0.

Smrekar *et al.* (2011) propuseram uma metodologia para a avaliação de um projeto de uma torre de resfriamento natural, que é uma parte de uma planta de energia. Neste trabalho foi estabelecida uma ligação entre o desempenho de uma torre de resfriamento e a saída de potência. A metodologia é constituída por três partes, conforme o método CTP (*Cooling Tower Profiler*), o modelo CT (*cooling tower*) e o modelo empírico de uma usina. Na primeira parte do artigo as três metodologias foram descritas. O foco foi dado ao modelo empírico da planta e uma nova aplicação do modelo Poppe. O modelo simples empírico permite uma previsão precisa do aumento de potência como uma função da temperatura da água de resfriamento e de carga para a planta. Por outro lado, as equações de governantes de Poppe foram derivadas para aplicação na torre. Além disso, foram discutidas as restrições e premissas de análise da torre de resfriamento. A metodologia foi apresentada com dados reais de uma usina e uma torre de resfriamento. Esta é a base para a aplicação da metodologia apresentada na segunda parte do artigo, onde o foco foi dado na minimização do erro da metodologia. Uma pequena área com irregularidades foi analisada e os resultados foram relatados. Além disso, uma abordagem simplificada computacional para resolver as equações de Poppe foi proposta, rendendo um cálculo mais rápido com precisão preservada.

Castro *et al.* (2012) apresentaram uma abordagem sistemática para a síntese de sistemas de recirculação de água de resfriamento que consiste de uma rede de refrigeradores e uma rede de torres de resfriamento (ou seja, uma disposição geral de várias torres interligadas com as temperaturas de abastecimento diferentes). Uma superestrutura global foi desenvolvida, contendo todas as diferentes alternativas para o refrigerador e redes de torre de arrefecimento, assim como todas as suas interligações potenciais para os dados fixos de correntes de processo quente. O problema de síntese foi formulado como um problema de

programação inteira mista não linear. As variáveis contínuas incluem as taxas de fluxo e as temperaturas da água de resfriamento que circula na superestrutura, enquanto as variáveis inteiras descrevem a existência dos refrigeradores e das torres de arrefecimento. A função objetivo foi minimizar o custo total anual, que inclui os custos de investimento das unidades mais frias e torres de resfriamento, bem como os custos operacionais devido ao consumo de água e de energia das bombas de circulação de água e ventiladores de torres de resfriamento. A solução da formulação proposta proporciona simultaneamente uma configuração ótima e condições de funcionamento da rede de refrigerador e de torre de resfriamento em conformidade com a necessidade do processo de arrefecimento a um custo total mínimo anual. Uma das variáveis de projeto mais importantes é o número de fontes de água de arrefecimento (fluxos de arrefecimento, ou seja, água a temperaturas diferentes originados a partir das saídas de torres de refrigeração) para remover o calor a partir de várias correntes de processo quente em gamas de temperatura diferentes. Os resultados mostraram que os sistemas de refrigeração consistindo de várias torres de resfriamento, com temperatura de alimentação diferente produzir significativos resultados melhores do que os sistemas tradicionais, com um refrigerador de rede em arranjo paralelo que é abastecido com água de resfriamento de uma torre de resfriamento único.

Liu *et al.* (2012) usaram uma solução de Cloreto de Cálcio como a água de circulação de uma torre de resfriamento com o objetivo de reduzir a perda de água por evaporação. Foi utilizada como referência uma torre de resfriamento natural de uma unidade de potência de 600MW. Um modelo matemático simplificado foi utilizado para determinar a temperatura de saída da água e o consumo de água sob diferentes condições de trabalho. Observou-se que o calor latente e o calor sensível diminuíram com o aumento da concentração de  $\text{CaCl}_2$  na solução, de modo que a perda de água por evaporação diminuiu. O consumo de água diminui com o aumento da concentração de sal, enquanto que o desempenho do resfriamento torna-se ruim. Quando a concentração de sal é igual a 35%, o consumo de água diminui cerca de 28%. No entanto, a temperatura de saída da água aumenta cerca de 8 °C. O desempenho e o consumo de água são estudados sob diferentes condições de trabalho dos parâmetros de ar, taxas de fluxo de massa de água e parâmetros da torre. Os resultados indicam que o desempenho de arrefecimento e de economia de água características da torre de resfriamento natural pode ser melhorado de forma abrangente se os parâmetros da torre são otimizados.

Ramakrishnan & Arumugam (2012) desenvolveram o método de superfície de resposta (MSR) e uma rede neural artificial (RNA) para predizer a temperatura da água fria na torre de resfriamento forçada. No desenvolvimento de modelos preditivos, o fluxo de água, o

fluxo de ar, a temperatura da água e altura do enchimento foram considerados como variáveis do modelo. Com base na análise estatística, a altura do enchimento, o fluxo de ar e o fluxo de água tiveram efeitos significativos sobre a temperatura da água fria, com valores de probabilidade muito baixa ( $<0,0001$ ). Os parâmetros operacionais ótimos foram previstos por meio dos modelos MSR e RNA e confirmados através de experimentos.

Há uma carência de trabalhos que estudam enchimentos alternativos; os materiais comumente empregados nos enchimentos de torres de resfriamento são os sarrafos de madeira e plástico. Neste trabalho são estudados novos enchimentos alternativos utilizando como material de enchimento gargalos de garrafas PET, fibras de coco e casca de coco, em uma torre de resfriamento industrial automatizada, visando encontrar a melhor configuração para esses materiais. O trabalho de Oliveira (2009) foi utilizado como referência. O presente trabalho pretende também contribuir para o estabelecimento do arranjo ótimo de gargalos de garrafa PET, objeto do pedido de patente enviado ao Instituto Nacional de Patentes Industriais, enviado pela UFPE, que recebeu o número PI 0504156-2 de 2005.

## 4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

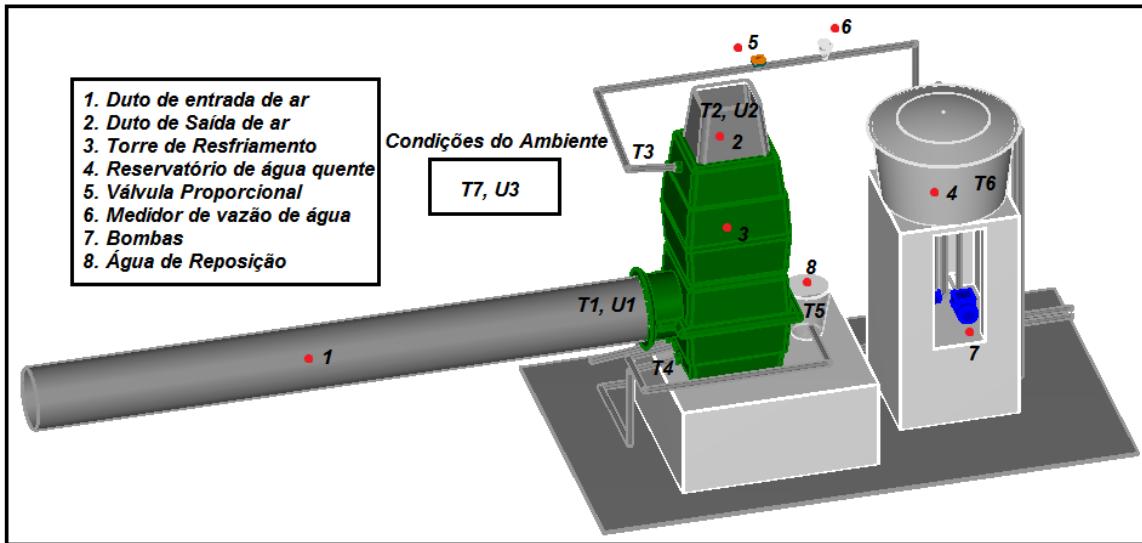
### 4.1 TORRE DE RESFRIAMENTO

O experimento de uma torre de resfriamento foi projetado e construído nas dependências do Departamento de Engenharia Mecânica da UFPE. A torre de resfriamento utilizada é uma adaptação de uma minitorre de tiragem mecânica forçada em contra corrente modelo HTF (Horizontal de Tiragem Forçada) da HPT torres de resfriamento, com capacidade térmica de 8.962 W. Seu corpo foi construído em PRFV (poliéster reforçado com fibra de vidro) autoportante e não corrosivo. A Figura 4.1 mostra o experimento montado na UFPE, e a Figura 4.2 mostra o esquema do protótipo.

**Figura 4.1 – Experimento – UFPE**



**Figura 4.2 – Esquema da torre de resfriamento**



Na figura 4.2 é visualizado o esquema do protótipo, onde a temperatura de entrada de água quente na torre de resfriamento é medida através do termopar T3, este, controla do funcionamento da resistência elétrica instalada no reservatório de água quente, esta temperatura é selecionada a partir de um supervisório e a resistência é controlada por um CLP. São simuladas vazões de entrada de água quente na torre de resfriamento, obtidas a partir da seleção no supervisórios onde o CLP controla o funcionamento de um medidor de vazão e uma válvula proporcional. Água quente é aspergida através do enchimento com a vazão e temperatura selecionadas, esta água escoa através do enchimento, entra em contato com o ar que é admitido através de um duto onde são medidas a umidade relativa e a temperatura de bulbo seco. São simuladas vazões de ar a partir da variação da frequência do ventilador. O ar que sai da torre de resfriamento tem sua temperatura e umidade medidas. É instalado um termopar T4 para medir a temperatura de saída de água fria e um balde calibrado fornece a reposição de água (*make up*). Uma bomba centrífuga succiona a água do reservatório e envia para a entrada da torre e outra bomba succiona a água da bacia de captação da torre e envia para o reservatório.

O sistema é composto de bacia de captação de água fria, instalada na parte inferior da torre com o objetivo de recolher a água resfriada da torre para posterior retorno para o reservatório de água quente. A bacia de água fria foi fabricada em poliéster reforçado com fibra de vidro, possuindo conexões para tubulações de PVC de  $\frac{3}{4}$ " para instalação da boia, "ladrão", dreno e conexão de  $1\frac{1}{2}$ " para saída da água fria. A boia de nível controla o nível da água na bacia e a água de reposição (*make up*).

A tubulação de água para interligação dos equipamentos é de PVC com 25 mm de diâmetro, no trecho de distribuição de água quente do reservatório para a bomba. Posteriormente, para a entrada da torre de resfriamento, foi utilizado um isolamento térmico para diminuir a perda de calor para o ambiente. Foram instaladas válvulas de bloqueio tipo esfera em PVC de 25 mm na entrada de água externa para o reservatório, no dreno do reservatório, no retorno de água da torre para a bomba e no dreno da torre. Foi instalado um balde calibrado conectado à boia da bacia de captação de água fria para reposição e medir a água perdida por evaporação. Essa perda é denominada água de reposição (*make up*).

Os distribuidores de água quente são feitos em tubos de PVC reforçado com PRFV (poliéster reforçado com fibra de vidro), com bicos pulverizadores de baixa pressão, conforme mostra a Figura 4.3 (b). Os eliminadores de gotas são feitos em polipropileno, com a função de limitar a perda por arraste a 0,15% da vazão de água circulante (WA HPT Torres de Resfriamento, 2010), Figura 4.3 (b).

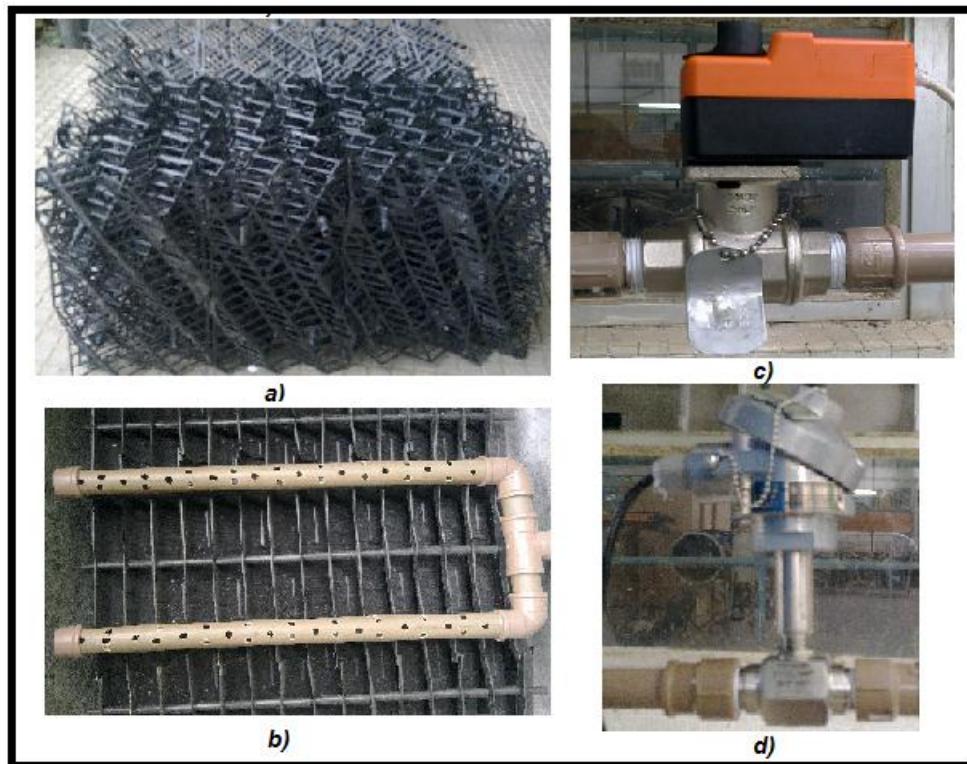
É utilizado um reservatório de água quente de fibra de vidro com capacidade de 250l de água, com visor de nível de água, isolado termicamente, Figura 4.4 (a), onde se encontra instalada a resistência elétrica. A resistência simula a carga térmica do circuito.

Foi instalada uma válvula proporcional de duas vias, Figura 4.3 (c) e um medidor de vazão de água tipo turbina, Figura 4.3 (d). O conjunto foi utilizado para controlar a vazão de água na entrada da torre, a partir da seleção da vazão pelo supervisório a válvula proporcional atua junto ao medidor de vazão para manter a vazão selecionada.

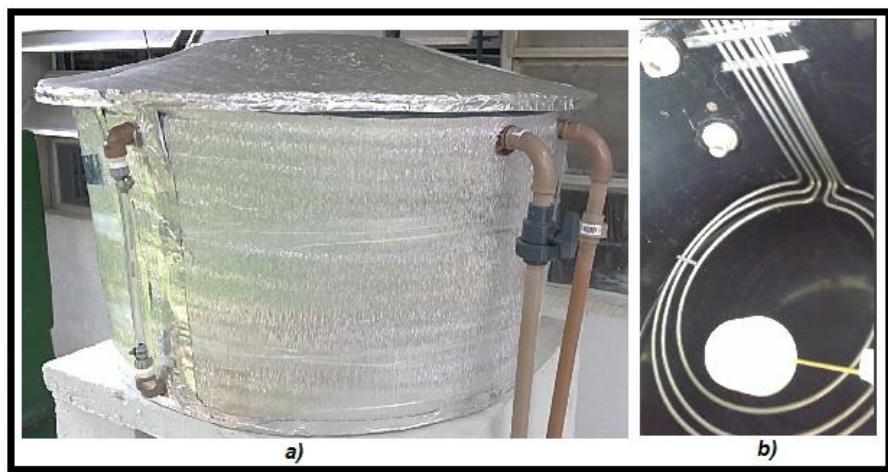
O motor do ventilador utilizado é a prova de tempo, blindado, classe IP 55, hélice do tipo axial acoplada diretamente ao motor, cubo em alumínio e pás em polipropileno com perfil *air foil*, balanceada eletronicamente. O motor é instalado na lateral, soprando todo o vapor (o vapor de água não passa pelo motor aumentado, sua vida útil) segundo exposto pela Figura 4.5 (a). Ao ventilador é acoplado um duto de entrada de ar de 40 cm de diâmetro com comprimento de 10 vezes o seu diâmetro; próximo à entrada de ar na torre foi instalada uma tela no duto para uniformizar o fluxo de ar, segundo mostrado pela Figura 4.5 (b). Na saída do ar da torre também foi instalado um duto de ar para fixação do termopar e do medidor de umidade.

Foram utilizadas duas bombas centrífugas de  $\frac{1}{2}$  CV da *Sea Pump* e da *Granlux*, para circulação de água, Figura 4.6. Foi utilizada uma bomba para succionar água quente do reservatório e enviá-la para os aspersores e outra bomba para succionar a água fria da bacia e enviá-la para o reservatório de água quente.

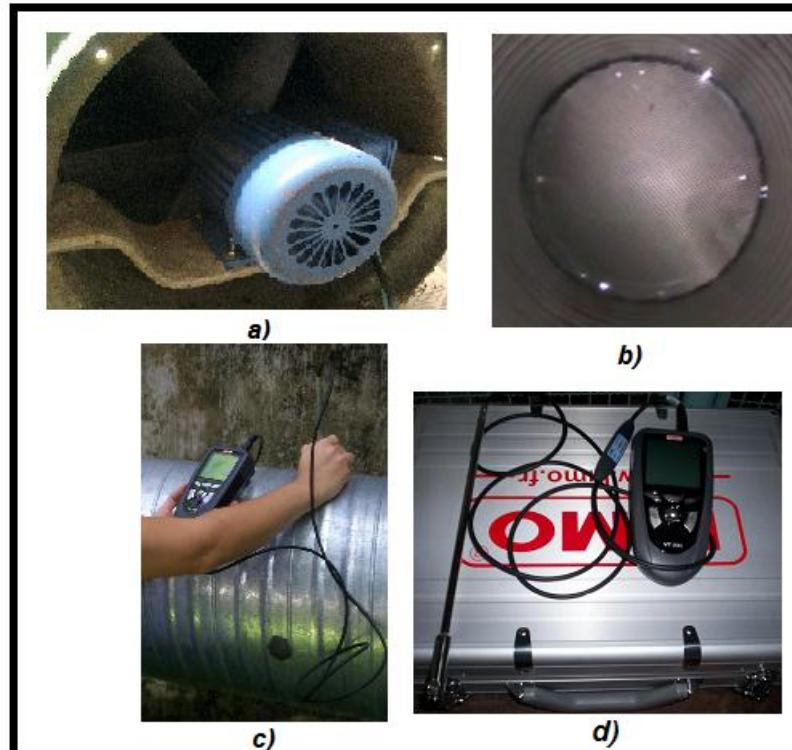
**Figura 4.3 – a)Enchimento industrial b) Eliminadores de gotas e aspersores; c) Válvula proporcional; d) Medidor de vazão de água**



**Figura 4.4 – a) Reservatório de água quente; b)Resistência elétrica**



**Figura 4.5 –a) Moto-ventilador; b) Tela; c) Medição da velocidade do ar de entrada; d) Anemômetro**



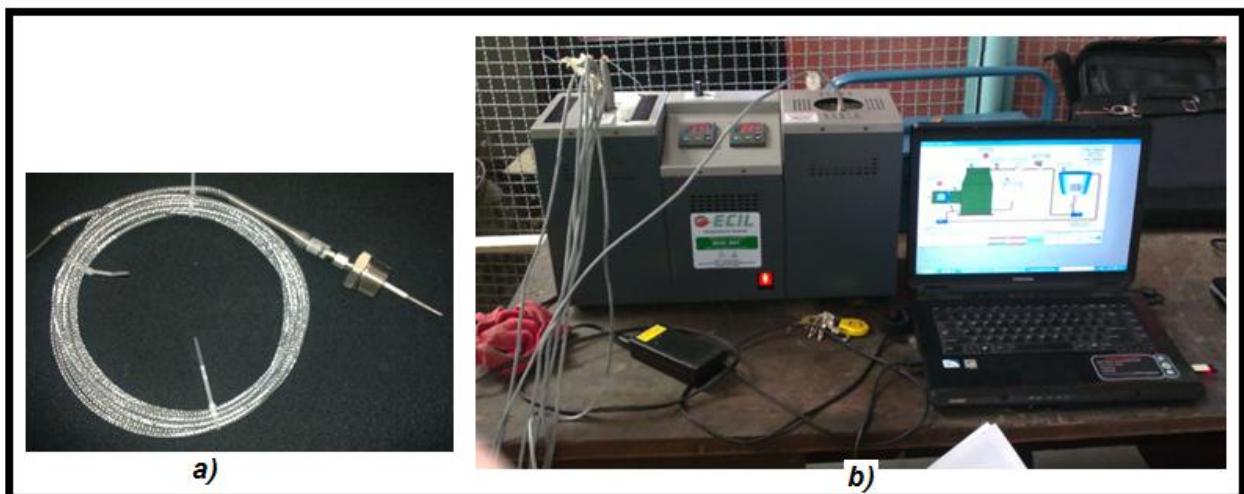
**Figura 4.6 – Bombas Centrífugas**



## 4.2 INSTRUMENTAÇÃO DO PROTÓTIPO

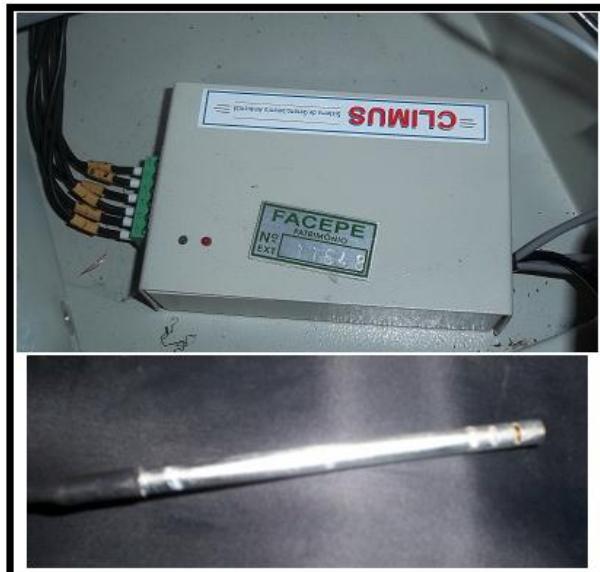
- a) **Medição da vazão de água:** medida a partir do medidor de vazão tipo turbina série SVT – L/G, acoplado na tubulação, com uma incerteza de  $\pm 0,2$  litros. A água que se desloca no interior na tubulação aciona um rotor montado axialmente dentro do medidor, gerando um campo magnético através de um sensor. A vazão de água foi regulada por uma válvula proporcional tipo esfera motorizada de duas vias  $\frac{3}{4}''$  de 7,4 W. A vazão varia de 0 a  $1,4 \text{ m}^3/\text{h}$ .
- b) **Medição das temperaturas da água:** realizadas com termopares tipo J, Figura 4.7 (a), com isolação mineral, haste em aço inox 304, diâmetro de 3 mm, comprimento de 90 mm, com rabicho flexível 24 AWG com isolação em PVC/PVC com trança externa em aço galvanizado; com localizações estratégicas conforme segue e indicada na Figura 4.2: água quente, T3; água fria, T4; água de reposição (*make up*) água necessária para repor as perdas por evaporação, desconcentração (*blow down*) e pequenos vazamentos será medida na tubulação conectada à boia, T5; água do reservatório, T6; entrada do ar na torre, T1; saída do ar úmido, T2; e temperatura do ambiente externo, T7.
- Os termopares utilizados foram calibrados através do sistema de aquisição de dados, onde as temperaturas de referências foram simuladas para temperaturas na faixa de utilização dos experimentos. O equipamento utilizado para simulação foi o forno de calibração da Ecil com faixa de temperatura de  $-50^\circ\text{C}$  da ambiente a  $1200^\circ\text{C}$ , Figura 4.7 b). No Apêndice 1 é apresentado o procedimento de calibração dos temopares.

**Figura 4.7** – Calibração dos termopares



- c) **Umidades relativas:** obtidas através de três sensores de umidade da Golden Climatização Ltda, com precisão de  $\pm 2\%$ , calibrados pelo fabricante, instalados na saída do ar da torre, U3; na entrada de ar, U1; e no ambiente externo, U2, Figura 4.8.

**Figura 4.8 – Sensor de umidade**



- d) **Potência consumida pelo ventilador:** determinada a partir da instalação de dois potenciômetros monofásicos, modelo AC Power Meter GPM – 8212 da GW Insteck, com precisão de  $\pm 0,2\%$ , para medição do consumo de energia do ventilador de 60Hz/380V/trifásico, para cada enchimento testado, Figura 4.9.

**Figura 4.9 – Potenciômetros**



- e) **Perda de carga dos enchimentos:** determinada a partir da instalação de um tubo de Pitot modelo MP100 da KIMO com precisão de  $\pm 5\%$ . Foram medidas as pressões estáticas na entrada e saída dos enchimentos, e determinadas às perdas de carga ao longo de cada enchimento, Figura 4.10.

**Figura 4.10 –** Medição das perdas de carga



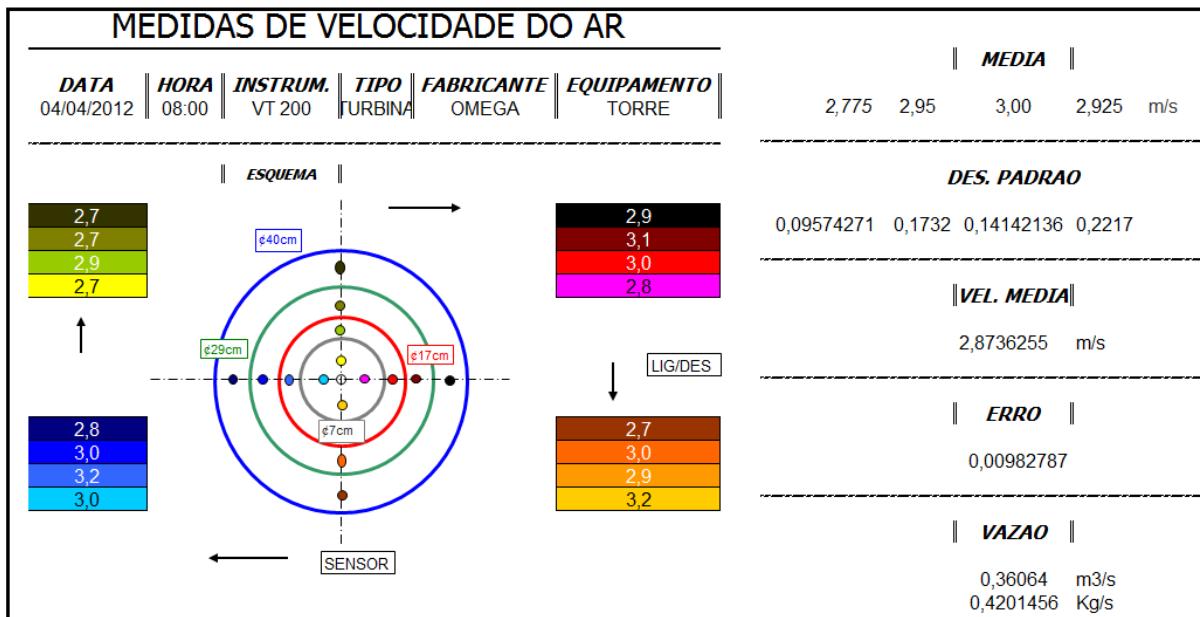
- f) **Água de reposição:** um balde calibrado foi instalado na entrada de água de reposição da torre para garantir o regime permanente e repor água perdida por evaporação, a Figura 4.11 mostra o make-up confeccionado.

**Figura 4.11 –** Make-up calibrado



g) **Medição da vazão do ar:** a vazão de ar é controlada através da variação da frequência do moto ventilador, foi utilizado um inversor de frequência modelo Telemecanique Altivar 31 da Schneider. A vazão de ar é obtida a partir da velocidade do ar medida com o anemômetro digital modelo VT 200 da KIMO, precisão  $\pm 3\%$ , Figura 4.5 d), 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 frequência do ventilador varia de 0 a 60 Hz, foram escolhidas as frequências de 30 Hz, 45Hz e 60Hz e medidas para essas frequências respectivamente, as vazões de ar  $0,170 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $0,290 \text{ m}^3/\text{s}$  e  $0,360 \text{ m}^3/\text{s}$ . A Figura 4.12 mostra uma das medições feitas, o cálculo do desvio padrão e o erro da medição.

**Figura 4.12 – Esquema de determinação da vazão de ar da torre**

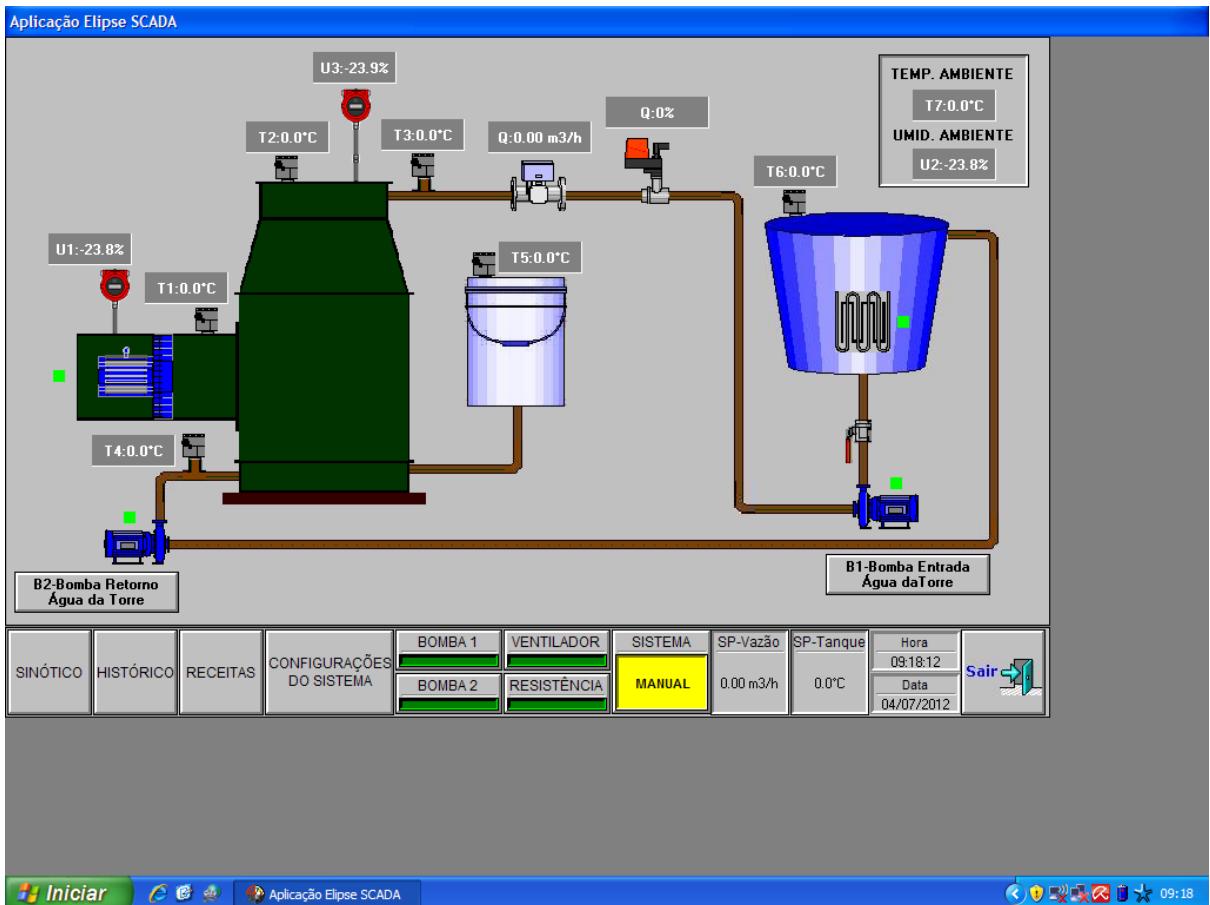


h) **Simulação da carga térmica:** foi utilizada uma resistência elétrica tipo mergulhão de 10.000W, instalada no reservatório de água, Figura 4.4 b), onde, juntamente com um controle eletrônico, CLP – Controlador Lógico Programável, foram simuladas as diferentes temperaturas de entrada de água na torre de resfriamento.

i) **Aquisição de dados:** foi utilizado um sistema de aquisição de dados através de um CLP ATOS e do programa Elipse SCADA, através do software Elipse. A partir do supervisório, fig. 4.13, é feita a supervisão, controle do processo e automatização. As

variáveis são monitoradas em tempo real com um Notebook processador Intel – Core 2 Duo, memória RAM 3GB, disco rígido 320GB e os dados são gravados no formato Excel.

**Figura 4.13 – Supervisório da Elipse**



### **4.3 TIPOS DE ENCHIMENTOS UTILIZADOS**

Foram utilizados como material de enchimento a garrafa PET, a casca de coco e a fibra de coco, além de combinações desses materiais.

O PET (tereftalato de etileno) é um plástico da família do poliéster, possuindo como principais propriedades:

- Boa resistência mecânica, térmica e química;
- Boas propriedades de barreira: absorção de oxigênio é de 10 a 20 vezes menor que nos plásticos “*commodities*”, materiais baratos e usados em aplicações de baixo custo;
- É um material de fácil reciclagem e sua reutilização contribui para preservação do meio ambiente;
- Alternativa de investimento, geração de trabalho e renda.

A produção brasileira de PET em 2011 foi de 294.000 t (ABIPET, 2012).

O PET trata-se de um polímero de engenharia que, graças ao contínuo aperfeiçoamento de seu processo de fabricação e à enorme aceitação na fabricação de garrafas de refrigerante, acabou mudando de status: passou de plástico de engenharia para *commodity*.

O PET é aplicado como garrafas para bebidas, óleos vegetais, produtos de limpeza, etc.; na forma de fibras, sob marcas Tergal ® (ICI) ou Dracon ® (Du Pont), apresentam excelente resistência mecânica e ao amassamento, bem como lavagem e secagem rápida; na forma de películas transparentes e altamente resistentes, sob marca Mylar®. São usadas em aplicações nobres: isolamento de capacitores, películas cinematográficas, fitas magnéticas, filmes e placas para radiografia; resina para moldagem com reforço de 30% de fibra de vidro, sob marca Rynite® (Du Pont), usada na fabricação de carcaças de bombas, carburadores, componentes elétricos de carros, etc.

As macromoléculas de PET puro (o chamado homopolímero) constituem-se de repetições da molécula mais simples (mero) de tereftalato de etileno. Nos polímeros comerciais, 130 a 155 repetições desse mero constituem a macromolécula típica de PET.

Algumas designações para o PET:

- **OPET:** PET orientado, ou seja, que foi estirado antes do sopro da garrafa. O estiramento promove maior grau de cristalização do polímero, aumentando sua resistência mecânica e propriedades de barreira.
- **APET:** PET amorfo, ou seja, sem orientação e de baixa cristalinidade. É menos resistente mecanicamente e apresenta propriedades de barreira um pouco inferiores aos do OPET, muito embora sejam satisfatórias para muitas aplicações. Por sua vez, apresenta alto brilho e transparência. Uma vez que pode ser selado a quente, muitas vezes é usado para a produção de bandejas termo formada para alimentos.
- **CPET:** PET cristalino, que contém aditivos como iniciadores e nucleadores de cristalitos. Como o nome já diz, apresenta alto grau de cristalinidade; é opaco. Serve para a produção de bandejas para alimentos termicamente estáveis, inertes, leves e reaquecíveis. Pode ir do freezer ao forno sem sofrer perda de propriedades.

O PET é higroscópico, ou seja, absorve umidade: 0,03%. Normalmente a resina tem de ser seca antes de ser transformada, devendo conter não mais do que 0,01% de água. Logo, secadoras devem ser um equipamento de grande demanda nos transformadores de PET.

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. As características citadas indicam que o PET pode se utilizado em enchimentos para torres de resfriamento, além de sua temperatura de amolecimento (80°C) ser igual à temperatura de amolecimento do PVC (Gorni, 2006), material utilizado pela ALPINA (grande fabricante nacional de torres de resfriamento) para enchimentos tanto de respingos como de filme.

Foram utilizados para montagem dos enchimentos os fios e os gargalos de garrafa PET, a garrafa foi cortada em um torno mecânico para obter os fios com 3 mm de largura, Figura 4.14. Os gargalos foram serrados para sua utilização, conforme Figura 4.15, onde pode ser vista as dimensões do gargalo utilizado.

**Figura 4.14 – Fios de PET**



**Figura 4.15 – Gargalo de garrafa PET**



**COCO:** o coqueiro, de nome científico *Cocos nucifera Linnaeus*, é de origem asiática e foi introduzido no Brasil por volta de 1553. É uma planta de grande importância social nos trópicos, por fornecer óleo, gorduras, minerais e vitaminas essenciais e fruto fresco. A casca do coco é usada na fabricação de cordas, tapetes, chapéus e encosto de veículos. O óleo é largamente usado na indústria alimentícia como óleo de mesa e também na produção de margarina, glicerol, cosméticos, detergentes sintéticos, sabão, velas e fluidos para freio de avião.

O coqueiro, considerado em nível mundial como a “árvore da vida”, por seus múltiplos usos e finalidades, é uma rica fonte de alimento e de energia, além de poder ser utilizado na habitação, na moveleira e nas indústrias de cosméticos, margarinhas, sabões e de fibras, podendo ser utilizado também em artesanato, entre outros.

Segundo Salazar *et al.*, 2000, as vantagens das fibras vegetais são: baixa densidade; baixo custo; baixa abrasividade; atoxicidade; biodegradabilidade; reciclagem; altas propriedades de resistência mecânica específica; geração de empregos rurais; utilização como reforço para vários tipos de plásticos e excelentes propriedades termoacústicas.

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 amêndoia é envolvida pelo exocarpo e pelo mesocarpo e por fim por uma casca duríssima e lenhosa.

A fibra possui 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 0,045W/mK) e comportamento ao fogo classe B2 (Senhoras, 2003). Os produtos da classe B2 em condições de um incêndio completamente desenvolvido, não contribuem para um significativo aumento da carga térmica do recinto, bem como para o desenvolvimento do fogo (Loshimoto, 1998).

A utilização da fibra de coco, bem como os outros subprodutos do coqueiro, tem uma importância social muito grande no Nordeste e 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. Dessa forma, as cascas de coco ainda são tratadas como resíduo, sendo que na realidade, constituem matéria-prima em potencial.

Neste trabalho propôs-se a utilização da fibra de coco e da casca de coco como material para enchimento de torres de resfriamento devido à sua alta área superficial, durabilidade, disponibilidade e baixo custo. A fibra foi utilizada na forma de fio, com 6 mm de espessura, Figura 4.16; solta, Figura 4.17; a casca de coco foi cortada em seis camadas, conforme caracterização indicada na Figura 4.18.

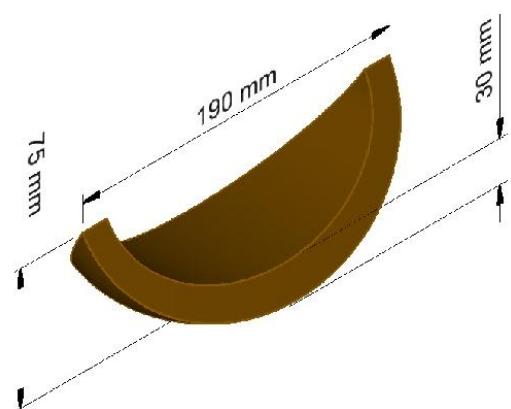
**Figura 4.16 – Fio de fibra de coco**



**Figura 4.17 – Fibra de coco solta**



**Figura 4.18 – Casca de coco**



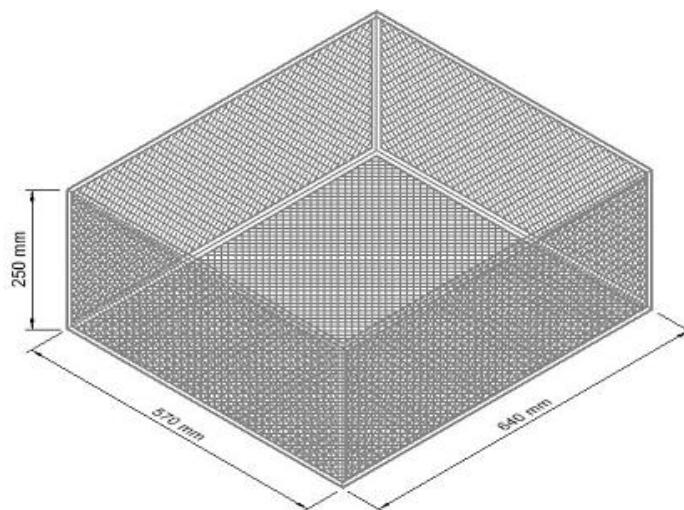
#### 4.4 MONTAGEM E CARACTERIZAÇÃO DOS ENCHIMENTOS

Todos os enchimentos foram organizados em dois suportes cada um com dimensão total de 57 cm x 64cm x 25cm, construídos por perfis “L” de 1/2”x 1/16” de alumínio, com tela de arame de aço com baixo teor de carbono, zinkado, com malha hexagonal conforme NBR 10122, instalada nas laterais e fundo do suporte para fixação do enchimento, como indica a Figura 4.19. Os enchimentos alternativos têm o mesmo volume do enchimento industrial que servirá de referência para comparação dos desempenhos. A caracterização da gaiola é mostrada na Figura 4.20.

**Figura 4.19** – Suporte para os enchimentos, à esquerda. Tela de aço, à direita.



**Figura 4.20 – Caracterização da gaiola**



Foram testados sete tipos de enchimentos alternativos, conforme segue:

1. Enchimento fibra cruzada;
2. Enchimento fibra solta + gargalo em arranjo;
3. Enchimento gargalo em arranjo;
4. Enchimento gargalo solto;
5. Enchimento fibra cruzada + gargalo;
6. Enchimento fio de PET + gargalo;
7. Enchimento de casca de coco.

Os tipos de arranjos acima citados foram indicados como resultados de estudos sobre enchimentos alternativos conduzidos em pesquisas anteriores do grupo de estudo (Grupo de Engenharia Térmica/UFPE), apresentados por Costa (2006) e Oliveira (2008). Como

referência para as comparações foi testado um enchimento industrial, normalmente utilizado em torres comerciais.

**4.4.1 Enchimento fibra cruzada:** para confecção das malhas de fibra foi fabricado um tear de pregos na dimensão do suporte, 57 cm x 64 cm, Figura 4.21. A fibra em fio, com 6 mm de espessura, foi cruzada com espaçamento de 47,5 x 25,2 mm. Para cada suporte foram montadas 9 (nove) malhas. A Figura 4.22 apresenta o enchimento fio cruzado. A Figura 4.23 apresenta a caracterização deste enchimento.

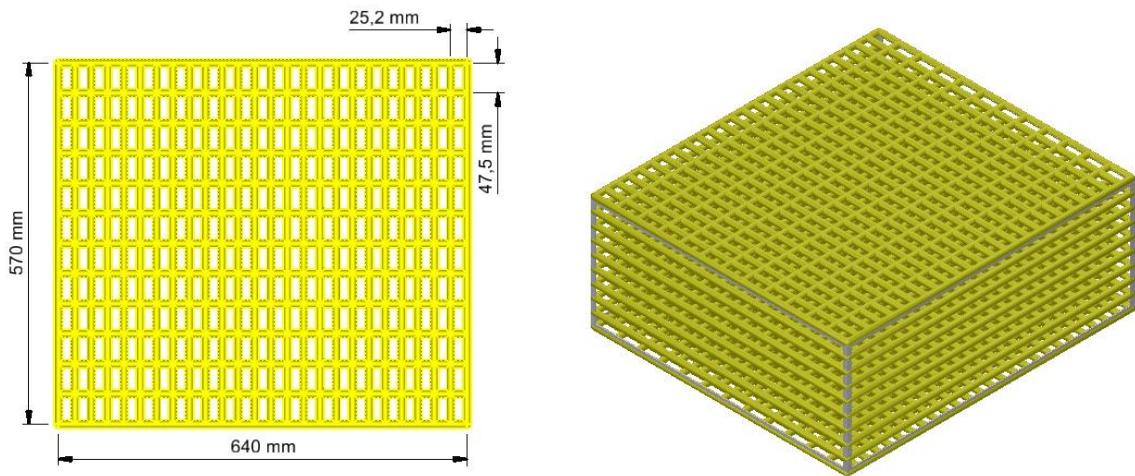
**Figura 4.21 – Tear para confecção das malhas de fibra**



**Figura 4.22 – Enchimento de Fibra cruzada**



**Figura 4.23 – Caracterização do enchimento fibra cruzada**

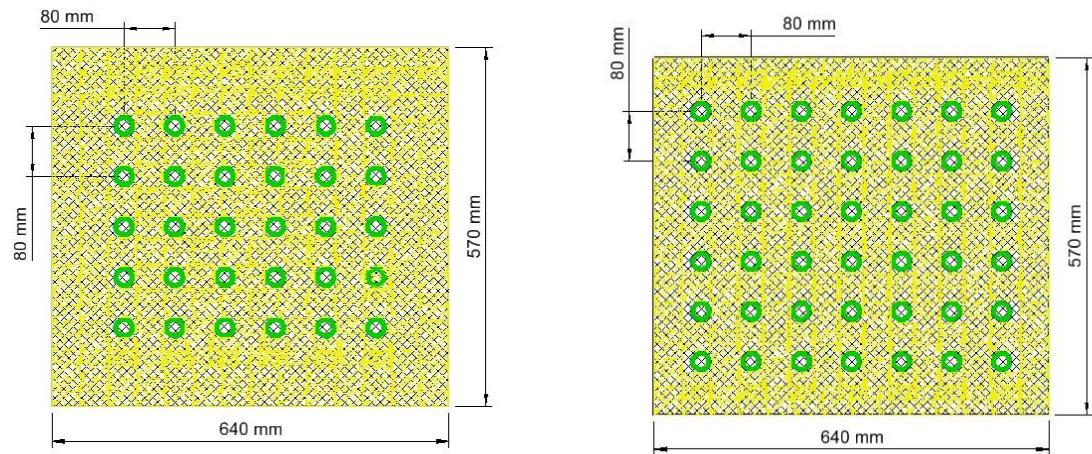


**4.4.2 Enchimento fibra solta + gargalo em arranjo:** Para confecção deste enchimento pesou-se 131g de fibra solta em uma balança digital modelo BG 8000 da SOLOTTEST, com faixa de medição de 5g até 8000g, resolução de 0,1g e erro de 1,0g, Figura 4.24. As fibras foram distribuídas em 10 camadas para cada suporte, cada camada possui 131g de fibra, sendo cinco camadas dispostas em um arranjo com 30 gargalos e outras cinco camadas dispostas em um arranjo com 42 gargalos (Figura 4.25) montadas alternadamente (Figura 4.26). A Figura 4.27 apresenta o enchimento pronto.

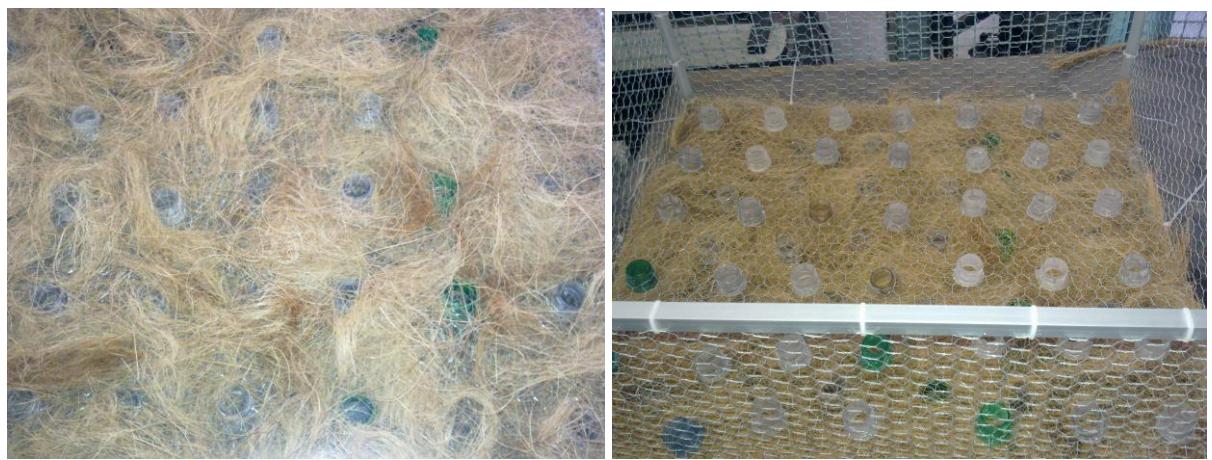
**Figura 4.24 – Pesagem da fibra solta**



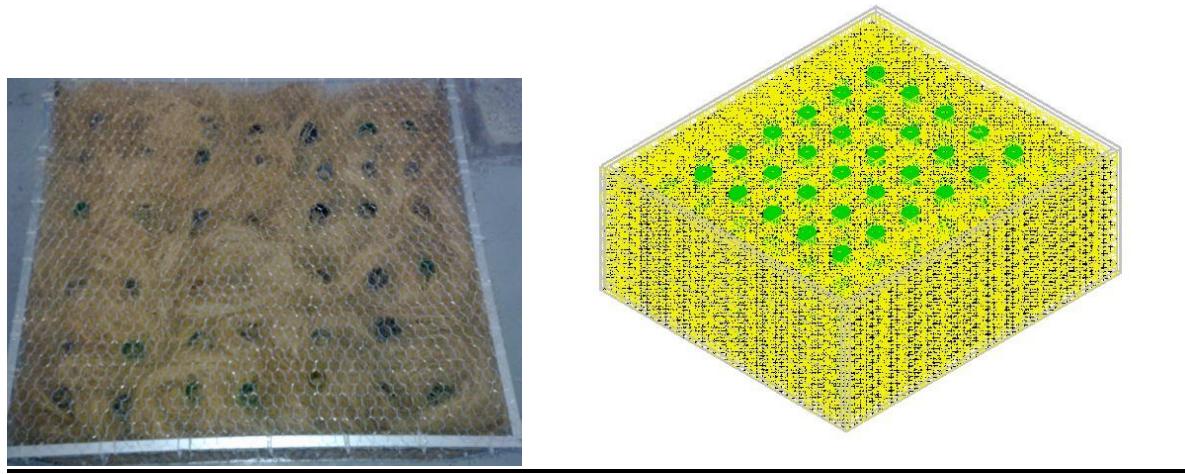
**Figura 4.25 – Fibra solta + gargalo em arranjo, à esq.com 30 gargalos, à dir.com 42 gargalos.**



**Figura 4.26 – Montagem do enchimento**

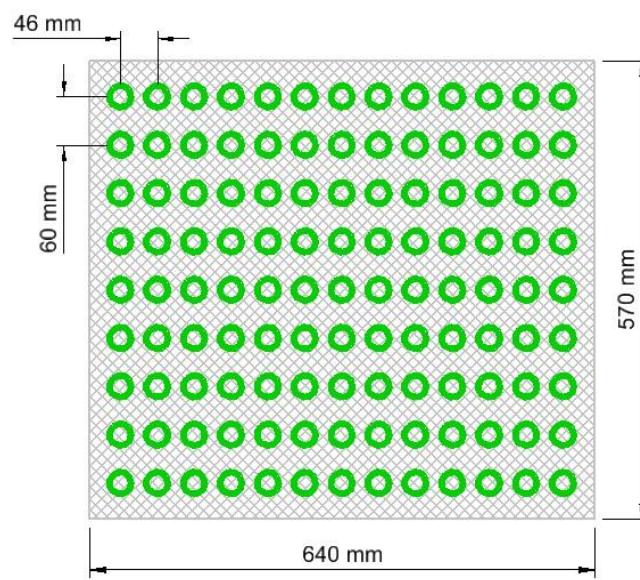


**Figura 4.27 – Enchimento gargalo + fibra solta**

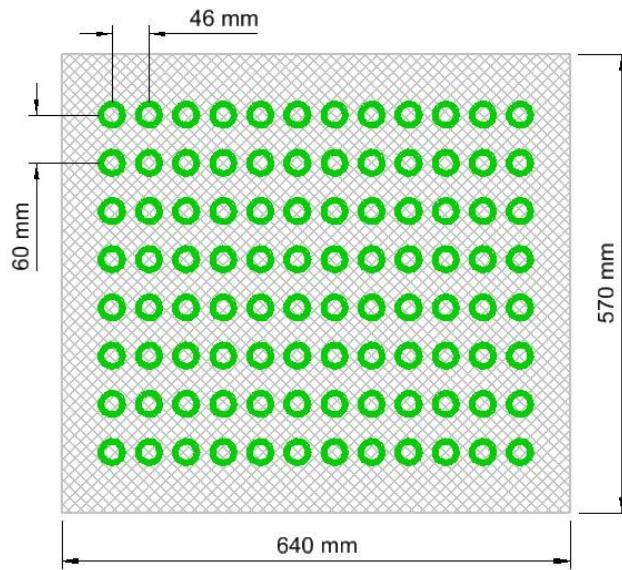


**4.4.3 Enchimento gargalo em arranjo:** Os gargalos foram arranjados na tela de aço em 10 camadas para cada suporte, sendo cinco camadas com 117 gargalos dispostos em linha, Figura 4.28, e mais cinco camadas com 96 gargalos, Figura 4.29, montados com defasagem em relação à camada anterior, sendo fixados ao suporte alternadamente como indica a Figura 4.30.

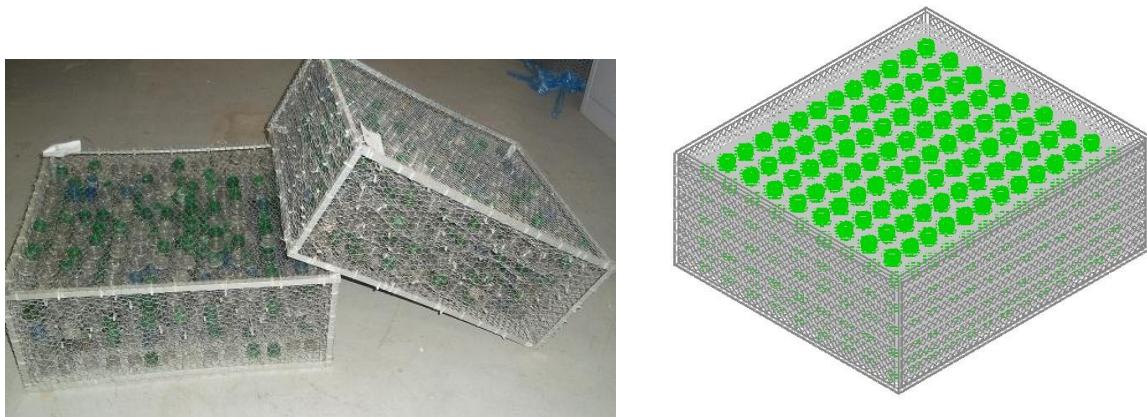
**Figura 4.28 – Enchimento gargalo em arranjo, 117 gargalos.**



**Figura 4.29 – Enchimento gargalo em arranjo, 96 gargalos.**



**Figura 4.30 – Montagem enchimento gargalo em arranjo**

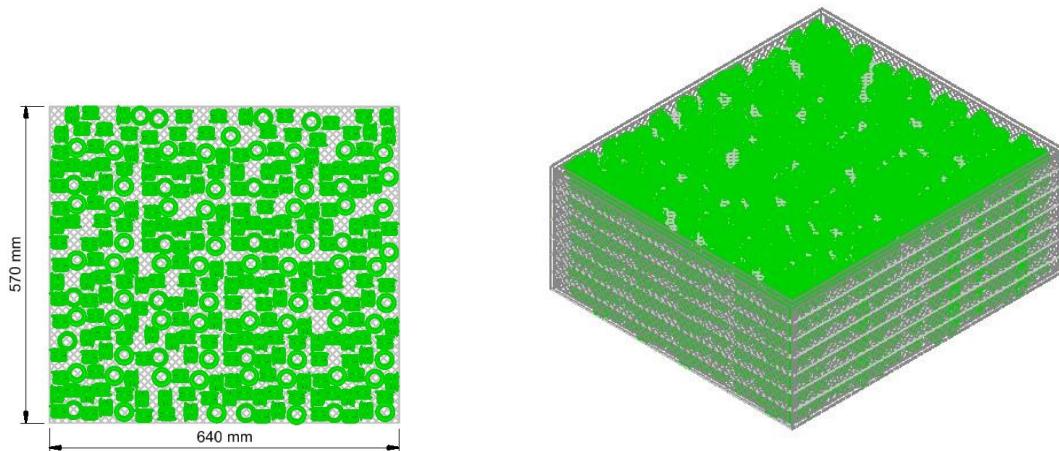


**4.4.4 Enchimento gargalo solto:** Os gargalos foram dispostos em sete camadas para cada suporte. Cada camada aloja 300 gargalos soltos apoiados em telas de aço, Figura 4.31. A Figura 4.32 apresenta a caracterização do enchimento tipo gargalo solto.

**Figura 4.31 – Montagem do enchimento gargalo solto**

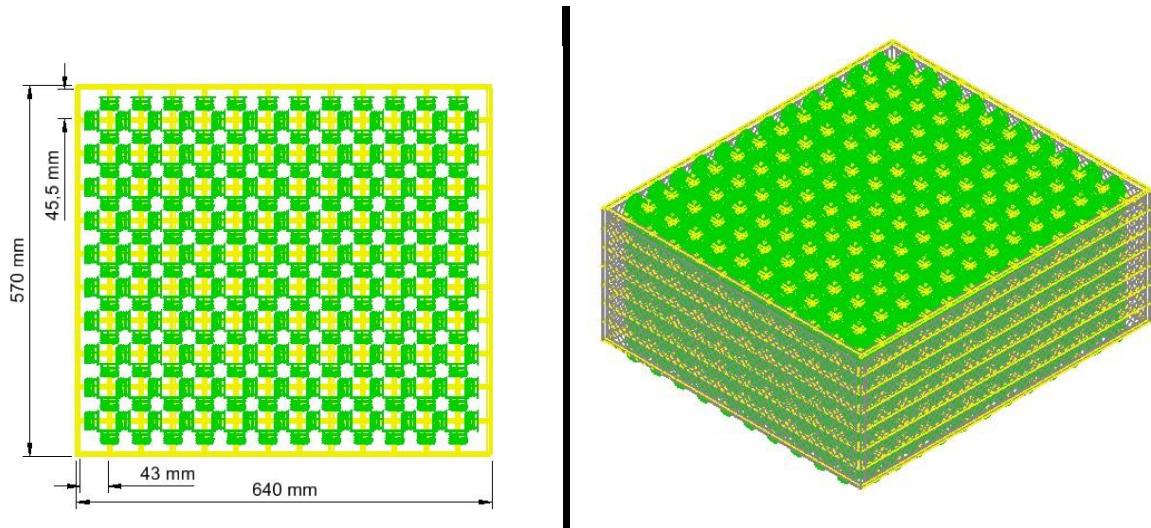


**Figura 4.32– Caracterização do enchimento gargalo solto**



**4.4.5 Enchimento fibra cruzada + gargalo:** O fio da fibra de coco foi trançado junto com os gargalos, onde em cada face do retângulo de 43 x 45,5 mm há um gargalo. Foram montadas 9 camadas por suporte, sendo utilizado 240 gargalos por camada. A Figura 4.33 mostra a caracterização deste enchimento. A Figura 4.34 mostra o enchimento montado.

**Figura 4.33– Caracterização do Enchimento fibra cruzada + gargalo**

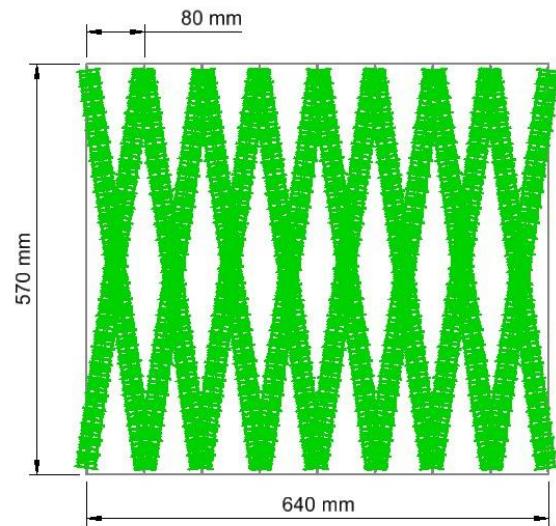


**Figura 4.34 – Enchimento fibra cruzada + gargalo**

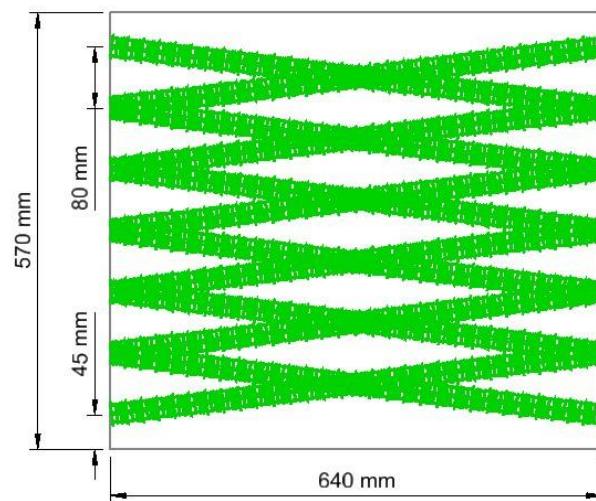


**4.4.6 Enchimento fio de PET + gargalo:** Foram utilizados os fios de PET para fixação dos gargalos, montados em 8 camadas para cada suporte, sendo 4 camadas arranjadas conforme indica a Figura 4.35. As outras 4 camadas arranjadas conforme Figura 4.36, montadas alternadamente. Os gargalos foram colocados no fio sem espaçamento, enchendo toda linha. A Figura 4.37 representa o arranjo dos gargalos no fio.

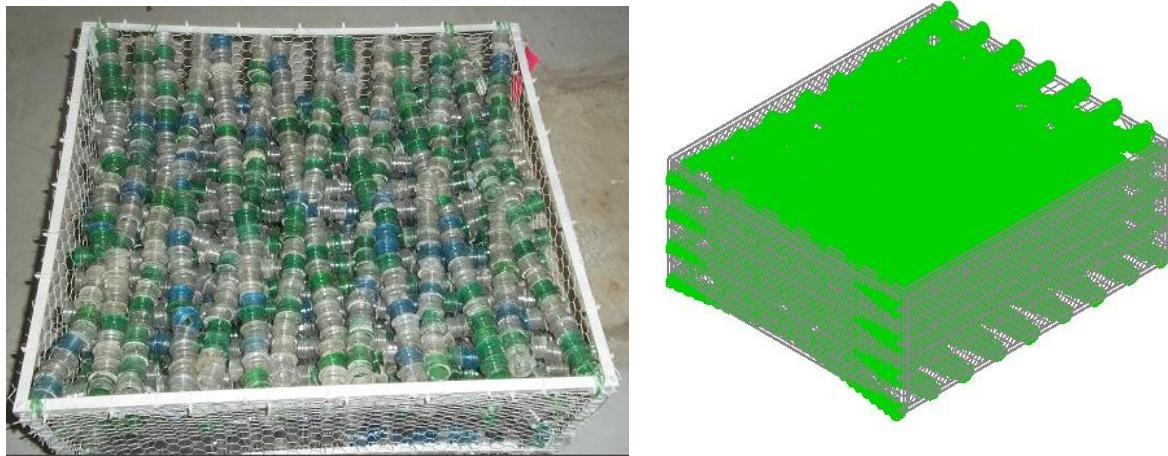
**Figura 4.35 – Primeira camada do enchimento fio PET + gargalo**



**Figura 4.36 – Segunda camada do enchimento fio PET + gargalo**

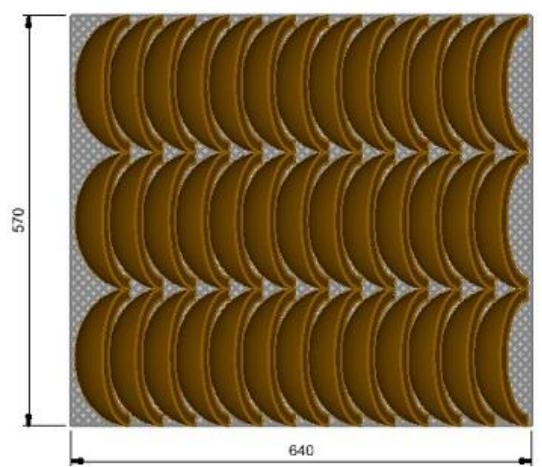


**Figura 4.37 – Enchimento fio PET + gargalo**

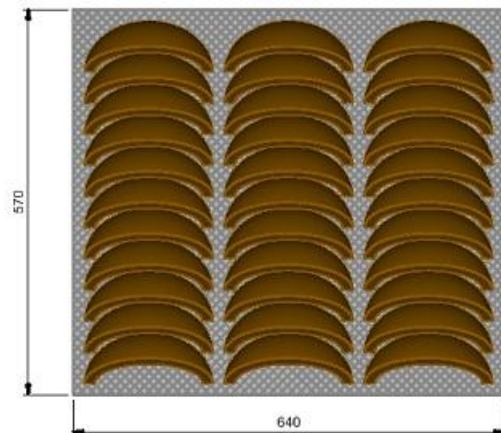


**4.4.7 Enchimento de casca de coco:** A casca de cada coco foi cortada em seis volumes iguais e montada em camadas nas telas dos suportes, de forma a conferir canais para a passagem da película de água e também aberturas adequadas para uma boa passagem do ar. Foram montadas quatro camadas de casca de coco para cada suporte, sendo dois tipos de camadas montadas alternadamente. Na primeira camada as cascas de coco foram montadas com a concavidade para a direita (Figura 4.38) na segunda camada a concavidade foi para baixo (Figura 4.39). A Figura 4.40 mostra as cascas montadas no enchimento.

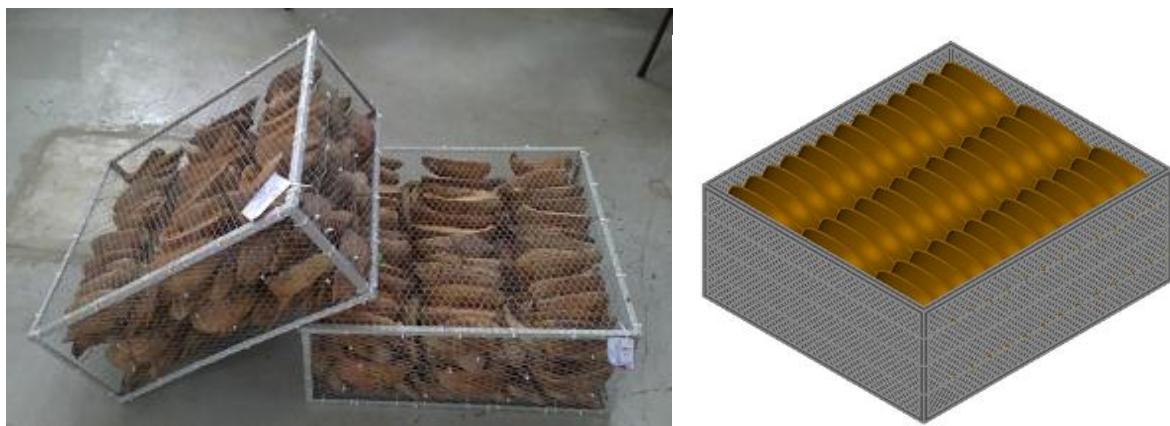
**Figura 4.38 – Primeira camada do enchimento casca de coco**



**Figura 4.39 – Segunda camada do enchimento casca de coco**



**Figura 4.40 – Enchimento casca de coco**



**4.4.8 Enchimentos Industriais:** Foi utilizado o enchimento industrial tipo grade trapezoidal em polipropileno montado em blocos compactos de alta resistência mecânica e de fácil manuseio e lavagem, Figura 4.41. Este enchimento foi usado como padrão comparativo de desempenho para os outros enchimentos.

**Figura 4.41 – Enchimento tipo grade trapezoidal industrial**

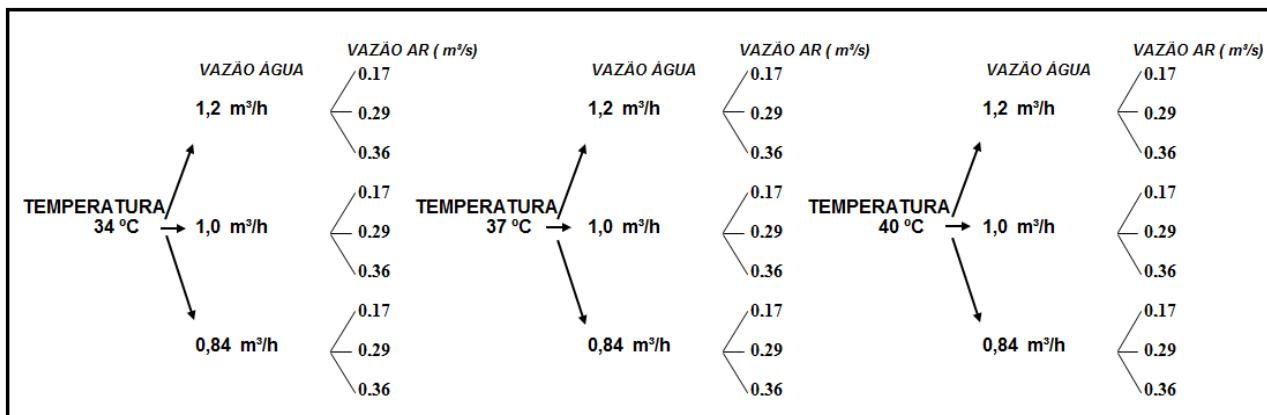


## 4.5 DESCRIÇÕES DOS PROCEDIMENTOS UTILIZADOS

Foram medidas as principais temperaturas, já descritas no Item 4.2, da torre de resfriamento, as vazões de ar e as vazões de água. A partir destas medições foi possível calcular a faixa de resfriamento, a aproximação (*approach*), a efetividade e a relação vazão de água/vazão de ar (razão L/G) da torre de resfriamento, sendo estes dados necessários para avaliar o desempenho de cada enchimento a ser testado.

Para análise do desempenho dos enchimentos descritos no Item 4.4, foram variadas três temperaturas de entrada de água da torre de resfriamento, três vazões de água e três vazões de ar, conforme mostrado na Figura 4.42. Foram feitas 27 (vinte e sete) medições para cada tipo de enchimento.

**Figura 4.42– Esquema de medições da torre**



As temperaturas de entrada e saída do ar e da água e a do ambiente foram medidas através de termopares e adquiridas pelo sistema de aquisição de dados da Elipse. Os dados receberam tratamento estatístico adequado. Foi calculada a média de todos os valores obtidos e a incerteza de cada medição. A umidade relativa foi obtida através dos sensores e posteriormente pelo sistema de aquisição de dados. A partir dos dados psicrométricos e da utilização do programa EES foram obtidas as temperaturas de bulbo úmido. As vazões do ar e da água foram medidas pelos métodos já descritos e capturadas pelo sistema de aquisição de dados. Para calcular a eficiência, tomou-se a variação das temperaturas de entrada e saída da água e dividiu-se pela variação da temperatura de entrada da água e de bulbo úmido.

O *range*, que corresponde à diferença entre as temperaturas de entrada e saída de água na torre, ou seja, o quanto esta água é resfriada, também foi avaliado. Essa diferença é uma função da carga de calor e da quantidade de água que está passando pelo equipamento.

O *approach* é a diferença entre a temperatura da água de saída da torre de resfriamento e a temperatura de bulbo úmido. Este valor reflete o desempenho térmico da torre, estando associado ao seu tamanho.

As medições foram salvas em arquivo *.xls* pelo supervisório. A Figura 4.43 mostra um exemplo da planilha com os dados, parte da planilha é apresentada na figura, foram obtidos aproximadamente 300 dados.

**Figura 4.43-** Planilha eletrônica com parte das medições realizadas

Data/Hora	T1 (Ar entrada)	T2 (Ar saída)	T3 (Água entrada)	T4 (Água saída)	T5 (Make up)	Q_Atual (Vazão de água)	U1 (Umidade entrada)	U3 (Umidade saída)
16/02/2012 10:31:18	29,2	30,4	40,5	34,3	29,8	1,19	64,3	86,4
16/02/2012 10:31:22	29,2	30,4	40,2	34,3	29,8	1,17	64,3	86,4
16/02/2012 10:31:26	29,2	30,4	40,1	34,3	29,7	1,23	64,3	86,4
16/02/2012 10:31:30	29,2	30,4	40,1	34,3	29,8	1,16	64,3	85,7
16/02/2012 10:31:34	29,1	30,4	40,4	34,2	29,8	1,23	64,4	85,4
16/02/2012 10:31:38	29,2	30,4	40,3	34,2	29,7	1,17	64,3	85,3
16/02/2012 10:31:42	29,2	30,4	40,3	34,3	29,8	1,17	64,3	85,3
16/02/2012 10:31:46	29,2	30,4	40,2	34,3	29,8	1,23	64,4	85,1
16/02/2012 10:31:50	29,2	30,4	40	34,4	29,8	1,16	64	85,5
16/02/2012 10:31:54	29,2	30,4	40	34,4	29,8	1,23	64,6	86,1
16/02/2012 10:31:58	29,2 ...	30,3 ...	39,9 ...	34,3 ...	29,7 ...	1,18 ...	64,3 ...	84,9 ...
<b>Média</b>	<b>29,4220</b>	<b>30,5257</b>	<b>39,9487</b>	<b>34,2840</b>	<b>29,6560</b>	<b>1,1987</b>	<b>64,8707</b>	<b>86,3223</b>
<b>Incerteza</b>	<b>0,97%</b>	<b>0,57%</b>	<b>1,47%</b>	<b>0,67%</b>	<b>0,57%</b>	<b>0,17%</b>	<b>3,51%</b>	<b>3,99%</b>
<b>Eficiência</b>	<b>35,88%</b>							
Vazão do Ar (m <sup>3</sup> /s)	0,29							
TBU entra (tabela)	24,16							
TBU sai (tabela)	28,51							
Resfriamento	5,6647							
Aproach	10,1240							

## 5 MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO

### 5.1 MODELAGEM MATEMÁTICA: EQUAÇÕES DA TORRE

#### 5.1.1 ANALOGIA ENTRE TRANSFERÊNCIA SIMULTÂNEA DE CALOR E MASSA

O fenômeno de transferência de calor existente entre uma superfície e um fluido é a convecção de calor, que é regido pela Lei de resfriamento de Newton, Equação 5.1, que estabelece a taxa de transferência de calor e analogamente pode-se definir a transferência de massa por convecção entre uma parede úmida ou molhada e um fluxo de ar úmido de acordo com a Equação 5.2, onde é estabelecida a transferência de massa.

$$\dot{Q} = \alpha_c A(T_s - T_\infty) \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_v = \alpha_d A(\rho_s - \rho_\infty) \quad (5.2)$$

Existe dificuldade em se encontrar o valor dos coeficientes de transferência,  $\alpha_d$  e  $\alpha_c$ . Uma análise dimensional das equações que regem a transferência de calor por convecção resultará na definição de um parâmetro adimensional chamado número de Nusselt, Nu,

$$Nu = \frac{\alpha_c L}{k} \quad (5.3)$$

O número de Nusselt representa para a camada-limite térmica o que o coeficiente de atrito representa para a camada-limite de velocidade. O número de Nusselt pode ser correlacionado com outros números adimensionais, o número de Reynolds, Re, que caracteriza o escoamento, e o número de Prandtl, Pr, que relaciona as espessuras relativas das camadas limites hidrodinâmica e térmica, e com a variável independente adimensional  $x^*$ , conforme segue:

$$Nu = f(x^*, Re, Pr) \quad (5.4)$$

$$x^* = \frac{x}{L} \quad (5.5)$$

$$\text{Re} = \frac{VL}{\nu} \quad (5.6)$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (5.7)$$

em que  $\alpha$  é o coeficiente de difusividade térmica, em  $\text{m}^2/\text{s}$  e é definido como  $\alpha = k / c_p \rho$ .

O número de Prandtl fornece uma medida da efetividade relativa dos transportes, por difusão, de momento e energia no interior das camadas-limites de velocidade ( $\delta$ ) e térmica ( $\delta_t$ ), respectivamente, Incropera (2008). E é dado por:

$$\frac{\delta}{\delta_t} \approx \text{Pr}^n \quad (5.8)$$

em que  $n$  é um expoente positivo.

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, dado pela Equação,

$$Sh = f(x^*, \text{Re}, Sc) \quad (5.9),$$

em que  $Sh$  é o número de Sherwood, representa para a camada-limite de concentração o que o número de Nusselt representa para a camada-limite térmica,  $Sc$  é o número de Schmidt, dados por,

$$Sh = \frac{\alpha_d L}{D} \quad (5.10)$$

$$Sc = \frac{\nu}{D} \quad (5.11)$$

O número de Shmidt fornece uma medida da velocidade relativa dos transportes difusivos de momento e de massa nas camadas-limite de velocidade ( $\delta$ ) e de concentração ( $\delta_c$ ), respectivamente, Incropera (2008). E é dado por:

$$\frac{\delta}{\delta_c} \approx Sc^n \quad (5.12)$$

Um outro parâmetro que está relacionado ao Pr e Sc, é o *número de Lewis (Le)*, muito importante para a análise de transferência de calor e massa. Ele é definido como:

$$Le = \frac{\alpha}{D} = \frac{Sc}{Pr} \quad (5.13)$$

$$\frac{\delta_t}{\delta_c} \approx Le^n \quad (5.14)$$

O *número de Lewis* é uma medida das espessuras relativas das camadas-limite térmica e de concentração, para a maioria das aplicações é razoável admitir um valor de  $n= 1/3$ , (Incropera, 2008).

$Nu$  e  $Sh$  são proporcionais a  $Pr^n$  e  $Sc^n$ , respectivamente, onde se tem:  
 $Nu = f(x*, Re) Pr^n$  e  $Sh = f(x*, Re) Sc^n$ , e neste caso como funções equivalentes,

$$\frac{Nu}{Pr^n} = \frac{Sh}{Sc^n} \quad (5.15)$$

Substituindo as Equações 5.3 e 5.10, onde  $n=1/3$ , e rearranjando a equação, encontra-se:

$$\frac{\alpha_c}{\alpha_d C_p \rho} = \left( \frac{Sc}{Pr} \right)^n = \left( \frac{\alpha}{D} \right)^n = Le^{1-n} = Le^{2/3} \quad (5.16)$$

Lewis encontrou para o ar úmido, o valor de 0,865 para o número de Lewis. Com isso ele encontrou outro grupo adimensional chamado fator de Lewis,  $Lef$ . Este é dado da seguinte forma:

$$Lef = \frac{\alpha_c}{\alpha_d C_p \rho} = (0,86)^{2/3} \approx 1 \quad (5.17)$$

Rigorosamente, o calor específico e o número de Prandtl devem ser avaliados na composição da mistura e a uma temperatura de referência apropriada. Porém, se a concentração do vapor d'água da mistura é baixa, é coerente adotar os valores dessas propriedades para o ar puro, a temperatura média do filme. Além disso, também é pertinente considerar  $Pr/Sc \approx 0,69/0,61 \approx 1,13$  e  $(Pr/Sc)^{-2/3} = 1/1,08$  (Mill, 2001). A razão entre os números de Prandtl e Schmidt é um grupo de adimensionais que é relevante para transferências convectivas de calor e massa simultâneos, que é chamado de *número de Lewis*. Com base na teoria da temperatura de bulbo úmido, nota-se que, em geral, a temperatura de bulbo úmido não é a temperatura de saturação adiabática ou temperatura de bulbo úmido termodinâmica. A temperatura de bulbo úmido termodinâmica é a temperatura na qual a água, ao evaporar-se para uma corrente de ar, inicialmente não saturado, em um processo de mistura ou contato a pressão constante, provoca uma saturação adiabática desse ar. O ponto principal é que a entalpia de vaporização requerida é exatamente igual à entalpia cedida pelo ar no seu resfriamento, da temperatura inicial até a temperatura de bulbo úmido. Entretanto, a temperatura de bulbo úmido e a temperatura de bulbo úmido termodinâmica podem ser consideradas iguais quando o número de Lewis for igual a um. Para a mistura ar – vapor d'água, embora este valor seja ligeiramente maior do que um, costuma-se, em aplicações psicrométricas, considerar que a diferença entre as duas temperaturas é desprezível (Mills, 2001).

O valor unitário do grupo adimensional acima foi primeiramente obtido por Lewis. Com esse resultado é possível calcular o coeficiente de transferência de massa através do coeficiente de transferência de calor por convecção, que tem uma vasta bibliografia de dados experimentais e correlações a seu respeito.

Neste trabalho é considerado o valor unitário para o fator de Lewis, conforme usado pela maioria dos autores pesquisados na bibliografia estudada.

### 5.1.2 TRANSFERÊNCIAS DE CALOR E MASSA

A manipulação de ar úmido resulta na adição ou remoção do vapor de água. Com essa 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, e na forma de calor latente (transferência de massa por convecção), devido à diferença de concentração entre a superfície molhada e o ar circundante.

O calor total transferido em um sistema evaporativo é a soma das parcelas de transferência de calor sensível e latente, dado pela Equação 5.18.

$$\delta\dot{Q} = \delta\dot{Q}_s + \delta\dot{Q}_L \quad (5.18)$$

A transferência de massa da superfície da água para o ar é dada por:

$$d\dot{m}_{ag} = \alpha_d \rho_a (\omega_{sat} - \omega) dA \quad (5.19)$$

em que  $\rho_s = \omega \times \rho_a$ . O índice “ $\infty$ ” da corrente de ar ao longe foi eliminado por simplicidade.

O calor latente  $\delta\dot{Q}_L$  é dado por:

$$\delta\dot{Q}_L = h_{lv} d\dot{m}_{ag} \Rightarrow \delta\dot{Q}_L = \rho_a h_{lv} \alpha_d (\omega_{sat} - \omega) dA \quad (5.20)$$

em que  $h_{lv}$  é a entalpia específica de vaporização [J/kg].

O calor sensível  $\delta\dot{Q}_s$  é dado por:

$$\delta\dot{Q}_s = \alpha_c (T_{ag} - T_{ar}) dA \quad (5.21)$$

Somando as equações 5.20 e 5.21, tem-se o calor total.

$$\delta\dot{Q} = \delta\dot{Q}_S + \delta\dot{Q}_L = \alpha_c(T_{ag} - T_{ar})dA + \rho_a h_{lv} \alpha_d (\omega_{sat} - \omega)dA \quad (5.22)$$

A Equação 5.22 mostra que a transferência total de calor é proveniente de duas parcelas, uma proveniente da diferença de temperatura e outra proveniente da diferença de umidades absolutas. O fluxo total de calor é causado por dois potenciais, que podem ser combinados via relação de Lewis, Lef, resultando em um único potencial que é a diferença das entalpias junto à parede molhada, aquela da corrente livre de ar.

A entalpia do vapor d'água a  $T_{ag}$  é dada por:

$$h_v = h_{lv} + c_{p_v} T_{ag} \quad (5.23)$$

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

$$h_i = c_{p_{ar}} T_{ag} + \omega_i (h_{lv} + c_{p_v} T_{ag}) \quad (5.24)$$

Substituindo a Equação 5.23 em 5.24 e usando o artifício de somar e subtrair  $\omega h_v$  ao segundo membro obtém-se:

$$h_i = c_{p_{ar}} T_{ag} + \omega h_v + (\omega_i - \omega)h_v \quad (5.25)$$

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

$$h_{ar} = c_{p_{ar}} T_{ar} + \omega(h_{lv} + c_{p_v} T_{ar}) \quad (5.26)$$

Subtraindo a Equação 5.25 da Equação 5.26 e manipulando algebraicamente tem-se:

$$(h_i - h_{ar}) - (\omega_i - \omega)h_v = c_{p_{ar}} T_{ag} + \omega(h_v - h_{lv}) - T_{ar}(c_{p_{ar}} + \omega c_{p_v})$$

Da Equação 5.23 provém  $h_v - h_{lv} = c_{p_v} T_{ag}$ .

$$(h_i - h_{ar}) - (\omega_i - \omega)h_v = T_{ag}(c_{p_{ar}} + \alpha c_{p_v}) - T_{ar}(c_{p_{ar}} + \alpha c_{p_v})$$

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

$$c_{p_u} = (c_{p_{ar}} + \alpha c_{p_v}) \quad (5.27)$$

Então,

$$T_{ag} - T_{ar} = \frac{(h_i - h_{ar}) - (\omega_i - \omega)h_v}{c_{p_u}} \quad (5.28)$$

Substituindo a Equação 5.28 na Equação 5.20 e após várias simplificações e ainda substituindo o fator de Lewis  $Le_f = \frac{\alpha_c}{\alpha_d c_{p_u}}$ , tem-se:

$$\delta \dot{Q} = \frac{\alpha_c}{c_{p_u}} dA \left[ (h_i - h_{ar}) + \frac{(\omega_i - \omega)}{Le_f} (h_{lv} - Le_f h_v) \right] \quad (5.29)$$

Fazendo a simplificação de que o fator de Lewis é unitário, tem-se  $[(h_{lv} - h_v)] \approx -h_l$ , verifica-se que o termo  $[(\omega_i - \omega)(-h_l)]$  é desprezível em relação à diferença de entalpia, a Equação 5.29 fica da seguinte forma:

$$\delta \dot{Q} = \frac{\alpha_c dA}{c_{p_u}} (h_i - h_{ar}) \quad (5.30)$$

A Equação 5.30 é a Equação que rege a transferência de calor total entre um fluxo de ar em torno de uma parede molhada. O termo  $(h_i - h_{ar})$  é chamado de potencial entálpico.

### 5.1.3 MODELAGEM MATEMÁTICA DE TORRES DE RESFRIAMENTO CONTRACORRENTE

A modelagem matemática da torre de resfriamento contracorrente permite avaliar a relação da temperatura de saída da água da torre com a temperatura de bulbo úmido do ar de insuflamento, através do NUT, número de unidades de transferência; esta modelagem foi utilizada por Oliveira (2009).

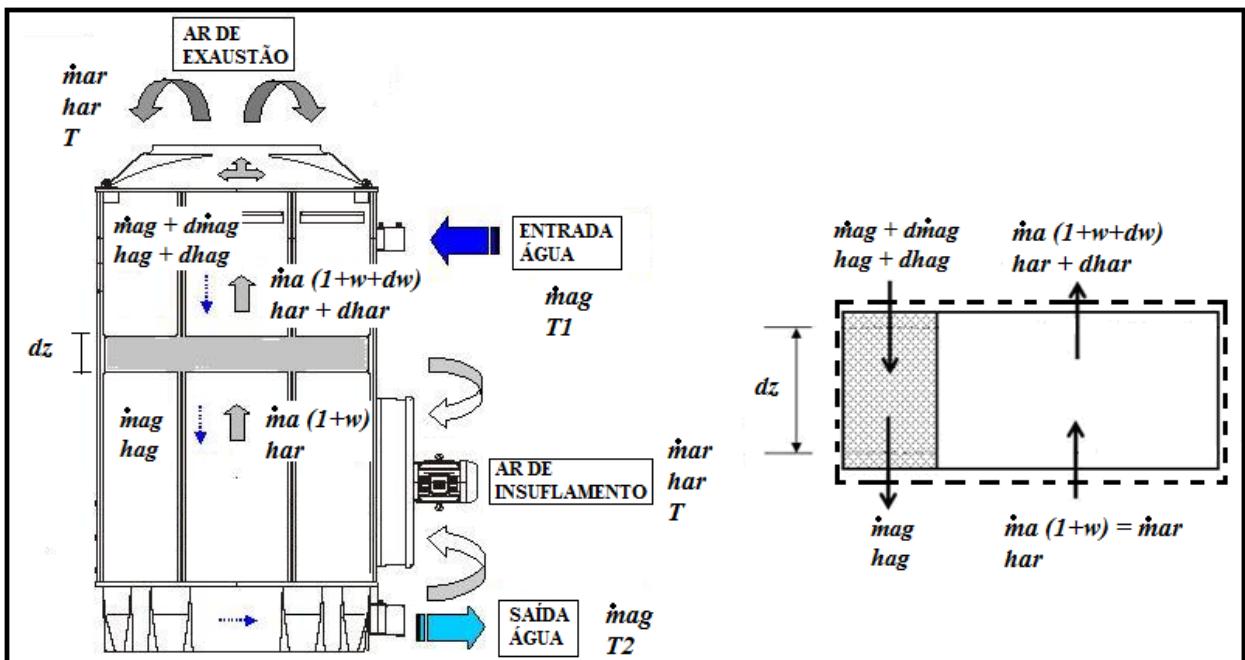
A característica das torres em contracorrente é a direção descendente do fluxo de água em direção oposta ao fluxo ascendente de ar, provocada pelo ventilador.

Considere uma torre de resfriamento e seu volume de controle conforme mostrado na Figura 5.1. Um fluxo de água de vazão mássica,  $\dot{m}_{ag}$ , à temperatura  $T_1$ , deve ser resfriado até a temperatura  $T_2$ .

Devido ao contato entre o ar e a água, a umidade do ar aumenta em virtude da evaporação da água aquecida, que vai sendo resfriada. A vazão mássica de ar  $\dot{m}_{ar}$  circula pela torre.

A vazão de água é considerada constante ao longo da torre, devido ao fluxo de massa de água evaporada ser pequeno quando comparado com o fluxo total de água do processo (2% do total), e também devido ao uso de eliminadores de gotas.

**Figura 5.1 – Volume de controle do enchimento em contra corrente**



Fazendo um balanço de energia no volume de controle mostrado na Figura 5.1 tem-se:

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

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:

$$\Sigma H_e = \Sigma H_s$$

$$0 = \dot{m}_{ar}h_{ar} + (\dot{m}_{ag} + d\dot{m}_{ag})(h_{ag} + dh_{ag}) - \dot{m}_{ag}h_{ag} - \dot{m}_{ar}(h_{ar} + dh_{ar})$$

Simplificando e reorganizando tem-se:

$$\dot{m}_{ar}dh_{ar} - \dot{m}_{ag}dh_{ag} - h_{ag}d\dot{m}_{ag} = 0 \quad (5.31)$$

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

$$\delta\dot{Q} = \dot{m}_{ar}dh_{ar} = \dot{m}_{ag}dh_{ag} \quad (5.32)$$

Esta análise é feita somente pelo balanço de energia e precisa ser complementada com a expressão 5.30 para considerar os efeitos de transferência de calor e massa, onde:

$$\delta\dot{Q} = \frac{\alpha_c dA}{c_{p_u}}(h_i - h_{ar}) = \dot{m}_{ar}dh_{ar} = \dot{m}_{ag}dh_{ag}$$

De acordo com a simplificação adotada,  $dh = c_p dT$  tem-se:

$$\delta\dot{Q} = \frac{\alpha_c dA}{c_{p_u}}(h_i - h_{ar}) = \dot{m}_{ag}c_{p_{ag}}dT \quad (5.33)$$

Integrando-se a Equação acima, obtém-se:

$$\dot{m}_{ag} \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_{p_{ag}} dT}{(h_i - h_{ar})} = \int_0^A \frac{\alpha_c dA}{c_{p_u}} = \frac{\alpha_c A}{c_{p_u}} \quad (5.34)$$

A expressão  $\frac{\alpha_c A}{c_{p_u}}$  é definida como NUT, *número de unidades de transferência*, em kg/s, então:

$$NUT = \dot{m}_{ag} \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_{p_{ag}} dT}{(h_i - h_{ar})} \quad (5.35)$$

O NUT é aproximadamente constante ao longo de uma dada torre de resfriamento. Este 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,  $\alpha_c$ . A área de contato inclui a interface do filme de líquido-ar, bem como das superfícies das gotas presentes.

Um valor elevado do NUT indica que a temperatura da água de saída da torre se aproxima da temperatura de bulbo úmido do ar de insuflamento, Simões-Moreira (1999b).

Com o NUT, encontrado a partir de dados experimentais, podem ser traçadas as curvas de desempenho de cada enchimento testado, que estão relacionadas às seguintes condições de operação: temperatura de bulbo úmido, *range* e *approach*, fluxo volumétrico de água e ar e o *rating factor*, que representa o número de unidades de torre requerido para uma dada situação. Essas curvas de desempenho dependem da característica do enchimento da torre e das vazões de ar e água pelo equipamento (Mello, 2008).

Também é possível simular o comportamento dos enchimentos alternativos em torres de resfriamento com diferentes alturas a partir do NUT.

Na literatura também é utilizado um número adimensional chamado número de Merkel, onde o NUT deriva-se deste adimensional, sendo definido pelo NUT dividido pela vazão de água.

### 5.1.4 MÉTODO ASHRAE (SOCIEDADE AMERICANA DE ENGENHEIROS DE AQUECIMENTO, REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO)

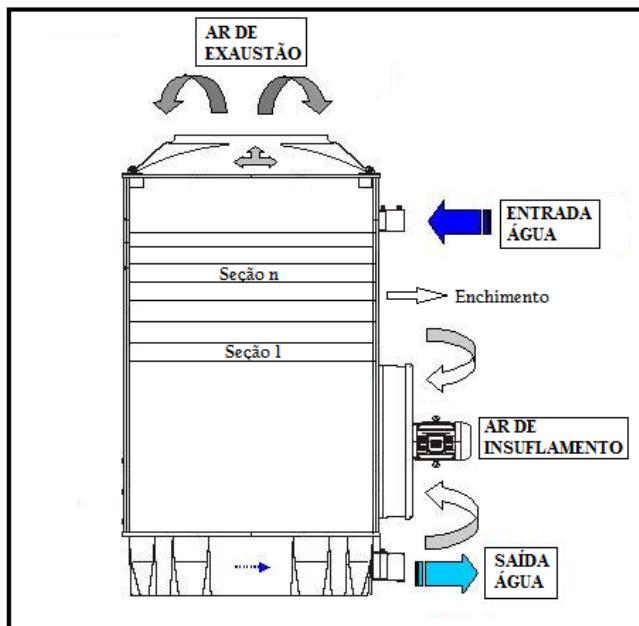
Essa modelagem permite calcular o estado do ar através da torre de resfriamento. De posse do NUT, calculado a partir de dados experimentais, calcula-se as condições de saída da água para diferentes situações de operação da torre. Foram feitas as seguintes simplificações na modelagem:

- Fator de Lewis igual a 1 (um);
- 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;
- Regime permanente;
- A pressão é admitida constante ao longo da torre;
- A perda de calor do sistema é desprezível.

Discretizando a Equação 5.34 e dividindo a torre de resfriamento na região do enchimento em  $n$  seções de áreas de contato  $A_i$ , Figura 5.2, tem-se:

$$\dot{m}_{ag} c_{p_{ag}} \Delta T \sum \frac{1}{(h_i - h_{ar})_m} = \frac{\alpha_c}{c_{p_u}} \sum A_i \quad (5.36)$$

**Figura 5.2 – Discretização de uma torre em contracorrente**



A torre é dividida em diversas seções, cada uma com área de contato  $A_i$ . O índice “m” significa que se devem tomar as médias das entalpias específicas entre as seções adjacentes. Considera-se que a torre seja preenchida uniformemente de forma que a área de contato ar-água seja a mesma para cada seção. O processo de integração começa de baixo para cima.

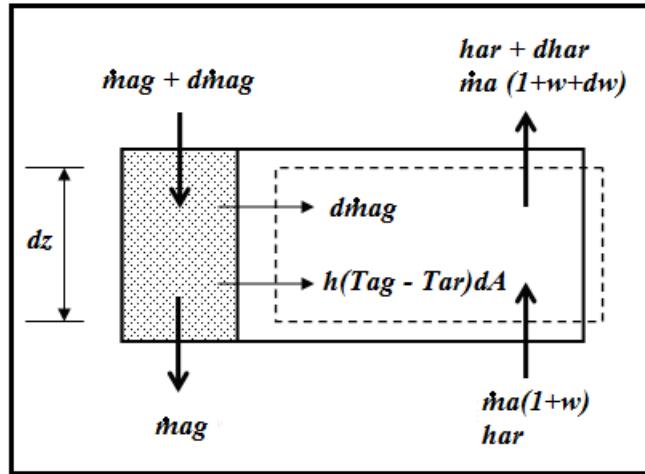
$$NUT = \frac{\alpha_c}{c_{pu}} \sum A_i = \frac{\dot{m}_{ag} c_{p_{ag}} \Delta T}{\left( \frac{h_{(n)i} + h_{(n+1)i}}{2} - \frac{h_{(n)ar} + h_{(n+1)ar}}{2} \right)} \quad (5.37)$$

Através da Equação 5.37 calcula-se o NUT, a partir da diferença das entalpias médias do ar e da superfície molhada para cada seção.

Como já foi visto o fluxo de calor sensível é responsável pela variação da temperatura de bulbo seco do ar, onde,

$$\delta \dot{Q}_S = \dot{m}_a c_{pu} dT \quad (5.38)$$

**Figura 5.3 – Volume de controle para o ar da torre**



Fazendo um balanço de energia no volume de controle da Figura 5.3, obtém-se o calor sensível, dado pela Equação 5.21, onde, substituindo em 5.38, tem-se:

$$\alpha_c (T_{ag} - T_{ar}) A_i = \dot{m}_a c_{pu} \Delta T \quad (5.39)$$

Discretizando a equação acima, tem-se:

$$\alpha_c A_i \left( \frac{T_{(n)ag} + T_{(n+1)ag}}{2} - \frac{T_{(n)ar} + T_{(n+1)ar}}{2} \right) = \dot{m}_{ar} c_{pu} (T_{(n+1)ar} - T_{(n)ar}) \quad (5.40)$$

Isolando a temperatura do ar de saída e manipulando a Equação acima, tem-se:

$$T_{(n+1)ar} = \frac{T_{(n)ar} + (N_i / 2\dot{m}_a) \times (T_{(n)ag} + T_{(n+1)ag} - T_{(n)ar})}{1 + (N_i / 2\dot{m}_a)} \quad (5.41)$$

$$\text{onde } N_i = \frac{\alpha_c}{c_{pu}} A_i \quad (5.42)$$

$$\text{e } NUT = \sum N_i \quad (5.43)$$

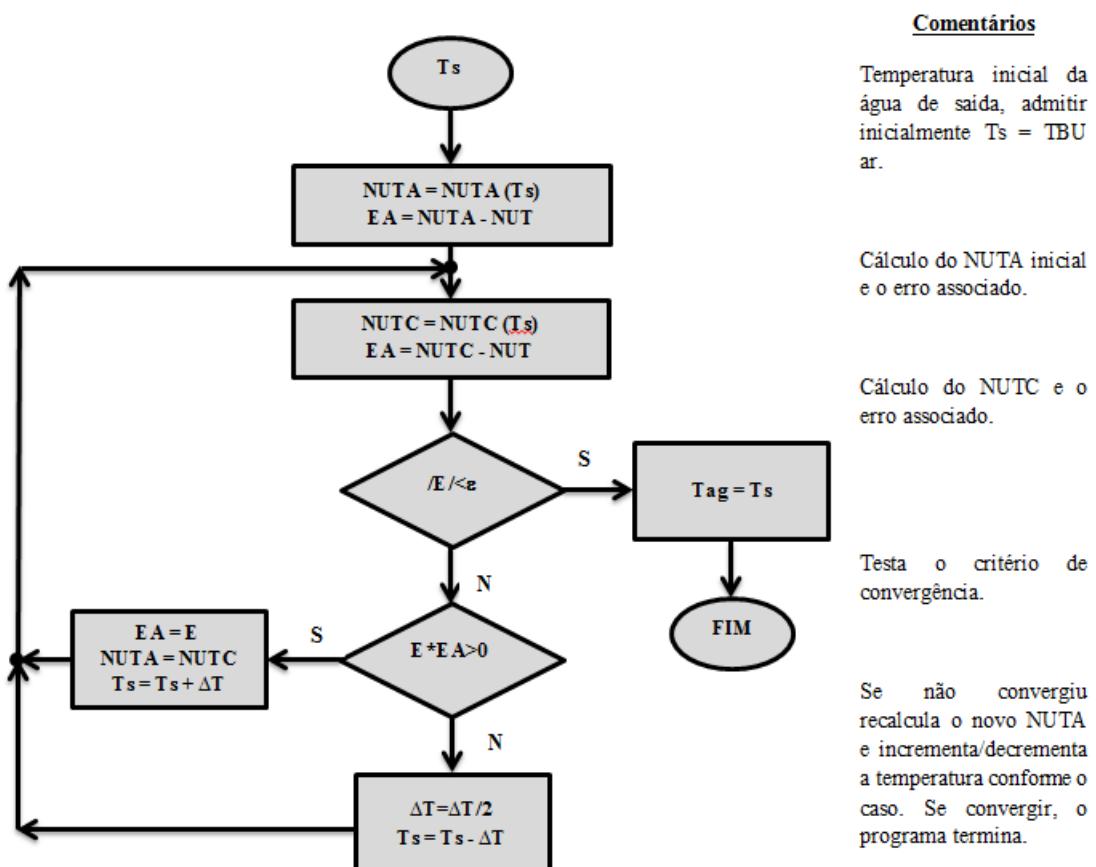
Com a Equação 5.41 pode-se calcular o estado do ar através da torre de resfriamento. A temperatura de saída da água é determinada atribuindo-se um valor inicial. Um valor usual é a temperatura de bulbo úmido do ar, com este valor calcula-se o NUT. Se o valor calculado for maior (ou menor), então se aumenta (ou diminui) a temperatura da água na saída. Este procedimento se repete até o critério de convergência ser satisfeito, sendo um processo iterativo.

## 5.2 LÓGICA DA MODELAGEM NUMÉRICA: EES

O NUT foi calculado para cada enchimento da torre de resfriamento a partir de dados experimentais. Conhecido o NUT, podem ser simuladas situações diferentes das condições ensaiadas para prever as condições de operação da torre, como, por exemplo, a temperatura de saída da água. Os cálculos são feitos por um procedimento iterativo. Esses cálculos são feitos no software de simulação “Engineering Equation Solver” (EES), software para resolução de sistema de equações que contém propriedades térmicas do ar úmido.

O método exige que se admita uma temperatura de saída da água. Um bom valor inicial é admitir que a temperatura de saída da água seja equivalente à TBU (Temperatura de Bulbo Úmido) do ar de entrada. Com esse valor, o procedimento é executado para se calcular o NUT correspondente. Se o NUT calculado for maior ou menor, então se aumenta ou diminui a temperatura da água na saída. Novos cálculos são efetuados até que a aproximação desejada seja alcançada. O diagrama de blocos desse procedimento encontra-se na Figura 5.4.

**Figura 5.4 – Fluxograma de funcionamento do programa. (Simões Moreira, 1999b).**



Após obtenção dos resultados obtidos experimentalmente para cada enchimento, os mesmos são comparados com a simulação numérica e serão apresentados no capítulo dedicado aos resultados.

## 6 APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Abaixo são apresentados e discutidos os resultados das medições dos enchimentos testados no experimento da torre de resfriamento.

Os dados foram obtidos para uma umidade relativa do ar de entrada na torre de resfriamento de aproximadamente 66% e temperatura de bulbo seco de aproximadamente 30°C.

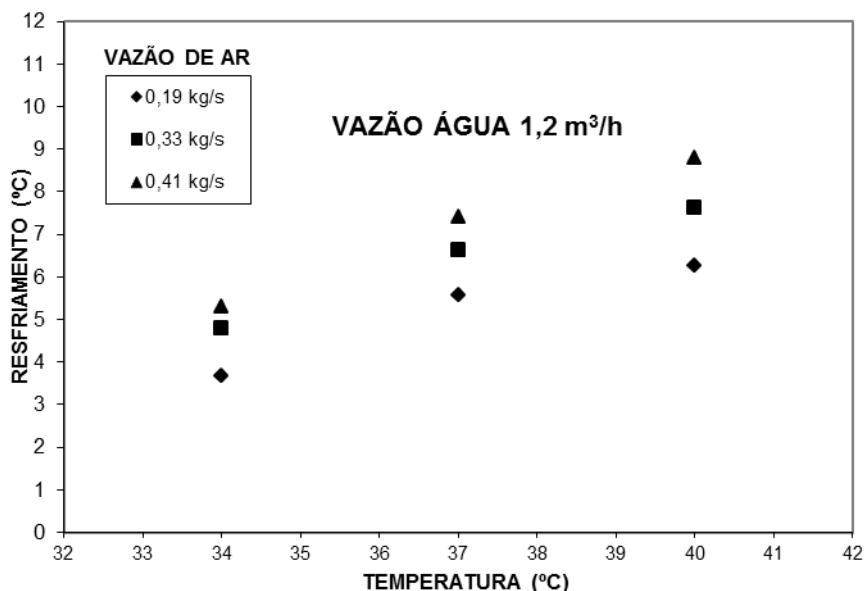
### 6.1 ANÁLISE DO RESFRIAMENTO

Os gráficos mostram o resfriamento versus a temperatura de entrada da água na torre fixando as vazões de água de entrada e as vazões de ar para cada enchimento testado, além da relação resfriamento versus vazão de ar.

Os resultados obtidos para o enchimento industrial servirão como parâmetro de comparação para os demais enchimentos testados. Será considerado como melhor enchimento o arranjo que mais se aproximar do arranjo industrial.

A Figura 6.1 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento industrial para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água fixa de 1,2 m<sup>3</sup>/h.

**Figura 6.1 – Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento industrial - comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 1,2 m<sup>3</sup>/h.**

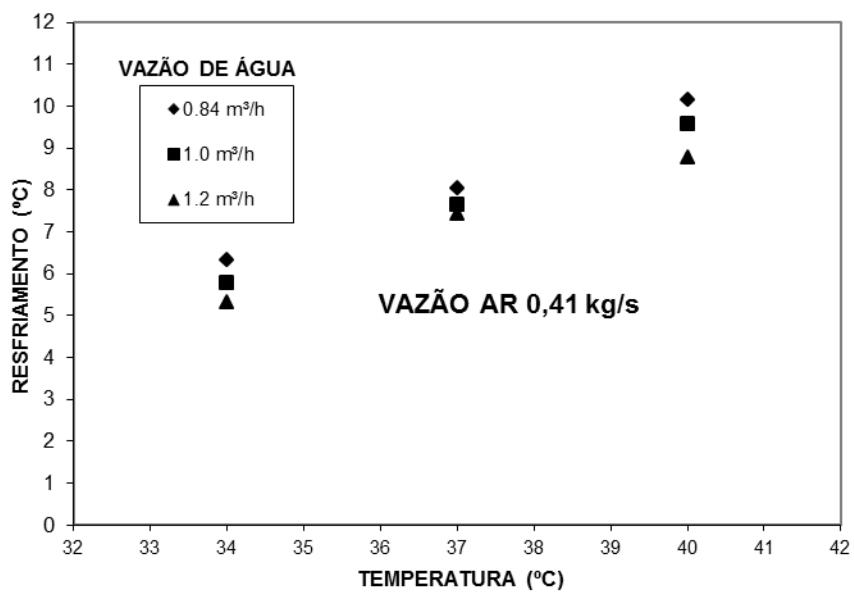


Pode-se observar pelo gráfico acima que, para uma vazão de água fixa na entrada da torre, aumentando-se a vazão de ar, obtém-se um maior resfriamento, comportamento este advindo do aumento da troca de calor e massa entre o ar e a água, que são diretamente influenciados pela vazão de ar; também se observa que o resfriamento é aumentado com o aumento da temperatura de entrada da água na torre. Isto se deve ao fato de que, com uma temperatura elevada na água de entrada, aumenta-se a diferença de temperatura entre o ar de entrada e a água, o que leva a um aumento no desempenho, havendo maior troca de calor sensível.

Foram analisados três gráficos referentes às três vazões de água fixadas:  $0,84 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $1,0 \text{ m}^3/\text{h}$  e  $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$ , para cada enchimento testado; todos os enchimentos se comportaram como o gráfico apresentado na Figura 6.1, para uma relação de resfriamento e temperatura, fixando-se a vazão de água e variando-se a vazão de ar.

A Figura 6.2 mostra um gráfico do resfriamento ( $^{\circ}\text{C}$ ) em função da temperatura de entrada da água, com uma vazão de ar fixa e variações nas vazões de água para uma condição específica do enchimento “industrial”.

**Figura 6.2 – Resfriamento ( $^{\circ}\text{C}$ ) versus temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ) para o enchimento industrial - comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de  $0,41 \text{ kg/s}$**



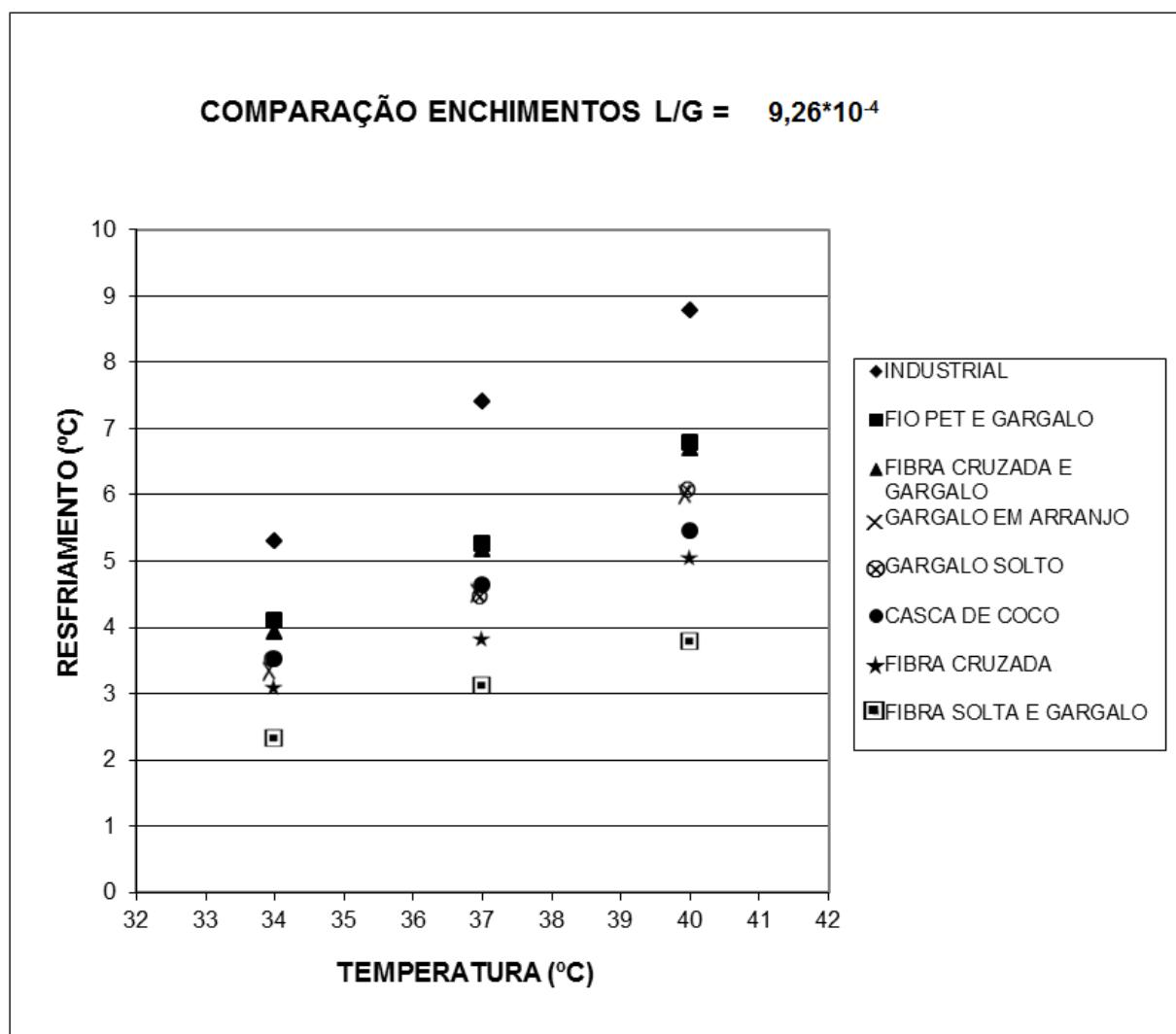
Ao contrário do que ocorreu com a vazão de ar, o aumento da vazão de água provoca uma diminuição do desempenho da torre. Essa diminuição é pequena devido à proximidade nos valores das vazões de água. Esse fenômeno pode ser explicado pelo fato de que o

crescimento da vazão de água aumentou a carga térmica do sistema, para uma mesma vazão de ar, enquanto que, ao mesmo tempo, diminuiu o tempo de contato entre a água e o ar.

Também foram analisados três gráficos referentes às três vazões de ar seco fixadas, 0,41 kg/s, 0,33 kg/s e 0,19 kg/s, para cada enchimento testado; obtendo-se o mesmo comportamento do apresentado pelo gráfico da Figura 6.2.

A Figura 6.3 mostra uma comparação do resfriamento entre os enchimentos testados para uma relação de vazão mássica de água e vazão mássica de ar de  $(1,2 \text{ m}^3/\text{h})/(0,41 \text{ kg/s})$ . A relação entre essas vazões é conhecida na literatura especializada como L/G.

**Figura 6.3 – Resfriamento ( $^{\circ}\text{C}$ ) versus temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ) - comparação entre enchimentos para uma vazão de água de  $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$  e uma vazão de ar de  $0,41 \text{ kg/s}$**

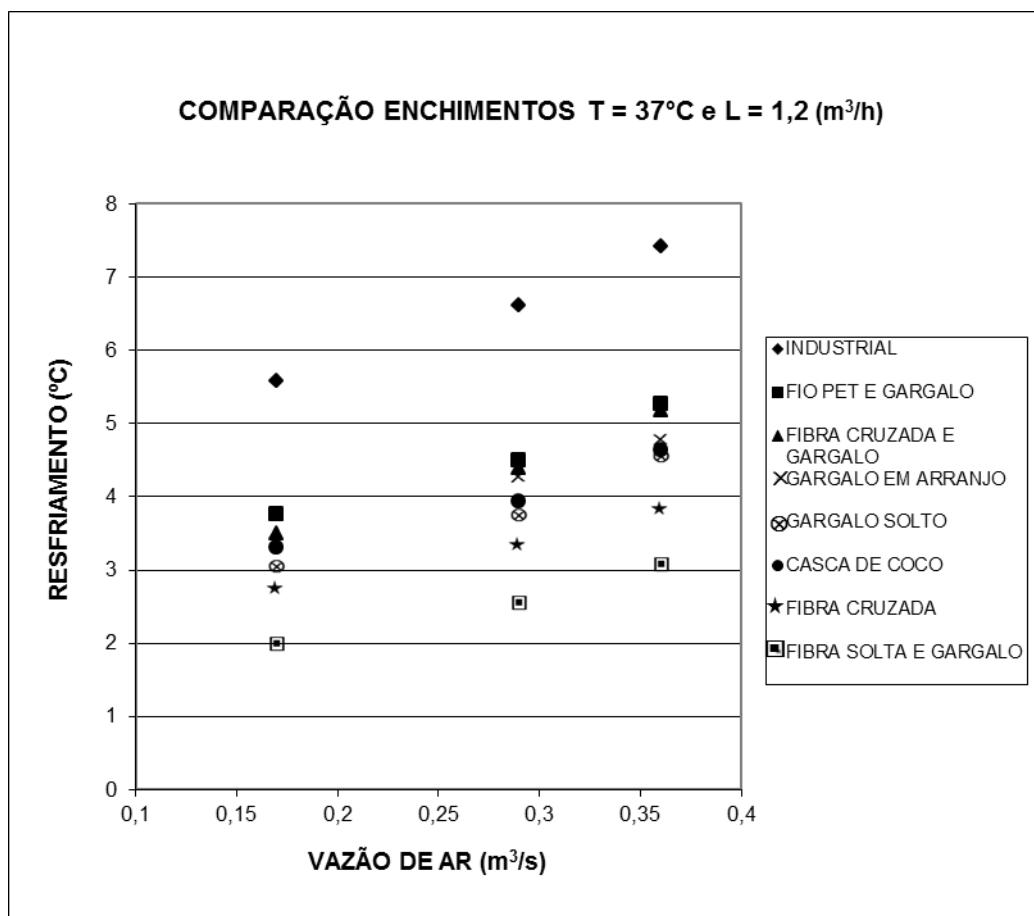


O enchimento industrial apresentou um maior resfriamento, com um aumento de aproximadamente 2 °C, em relação aos enchimentos fio PET e gargalo, fibra cruzada e gargalo, gargalo em arranjo, gargalo solto e casca de coco, que ficaram respectivamente com um maior resfriamento, porém com uma diferença de apenas aproximadamente 0,5 °C entre eles. Os piores desempenhos foram dos enchimentos fibra cruzada, com uma diferença de mais ou menos 1,5 °C e fibra solta e gargalo, com uma diferença entre mais ou menos 3,0 °C em relação ao enchimento fio PET e gargalo. Foram avaliados os gráficos de todas as nove relações L/G, obtendo-se os mesmos resultados.

O resfriamento do enchimento alternativo fibra cruzada e gargalo testado atingiu temperaturas de até 8°C, sendo uma faixa de resfriamento aplicável no ambiente industrial.

Na Figura 6.4 é mostrado um gráfico do resfriamento (°C) em função da vazão de ar, para uma temperatura de entrada de água na torre de 37°C e uma vazão de água de 1,2 m<sup>3</sup>/h.

**Figura 6.4 – Resfriamento (°C) versus vazão de ar (m<sup>3</sup>/s) - comparação entre os enchimentos para uma temperatura de 37°C e uma vazão de água de 1,2 m<sup>3</sup>/h**



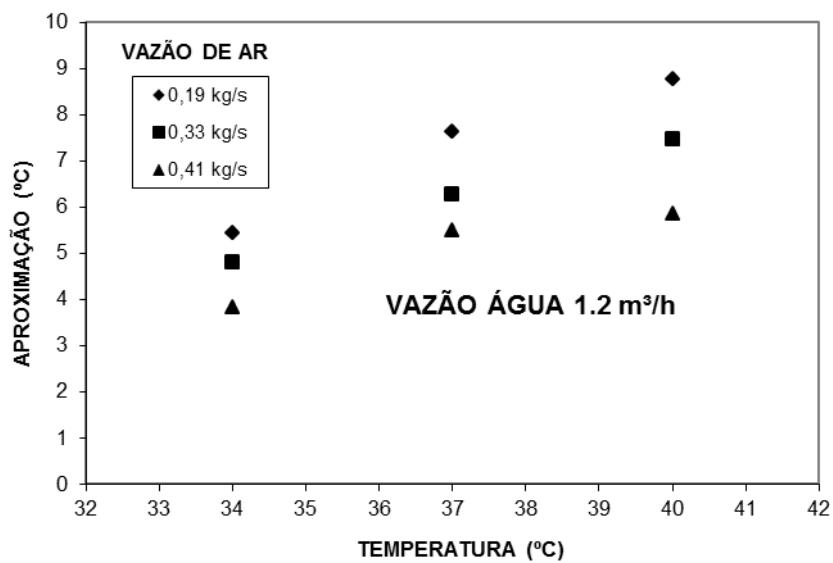
Nota-se que estes resultados confirmam a proporcionalidade entre o crescimento do desempenho com o aumento da vazão de ar, como anteriormente explicado. Verifica-se também que o enchimento de fibra solta e gargalo oferece uma maior obstrução à passagem de ar, e tem um menor desempenho.

## 6.2 ANÁLISE DA APROXIMAÇÃO (APPROACH)

Quanto maior a aproximação (*approach*), pior é o desempenho da torre, pois o *approach* mostra a capacidade da torre obter temperaturas de saída da água próximas da temperatura de bulbo úmido, que é o limite máximo de desempenho possível alcançado.

A Figura 6.5 mostra a aproximação ou *approach* obtida pelo enchimento industrial para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de  $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$ .

**Figura 6.5 – Aproximação (°C) versus temperatura (°C) – enchimento industrial, comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de  $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$**

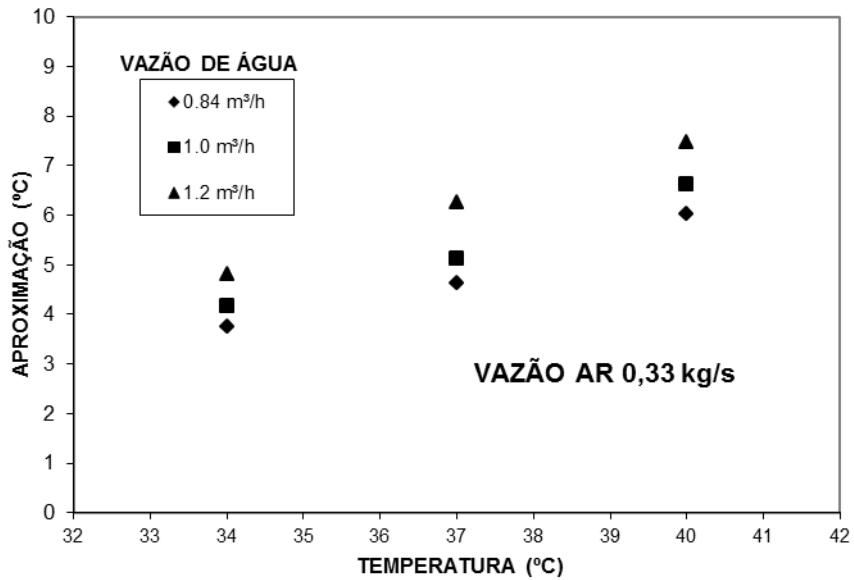


Com o gráfico do *approach*, Figura 6.5, observa-se o contrário do que ocorre com o resfriamento, ou seja, para uma vazão de água fixa a aumentando-se a vazão de ar tem-se uma diminuição no *approach*, que indica um melhor desempenho.

A Figura 6.6 mostra uma relação da aproximação com a temperatura de entrada da água para uma vazão de ar fixa e, variando-se a vazão de água, percebe-se que o aumento da

vazão de água causa um aumento no *approach*, devido ao fato de se exigir mais carga térmica e distanciar-se da temperatura de saída de água ideal, pois a vazão de ar não acompanha o aumento da vazão de água.

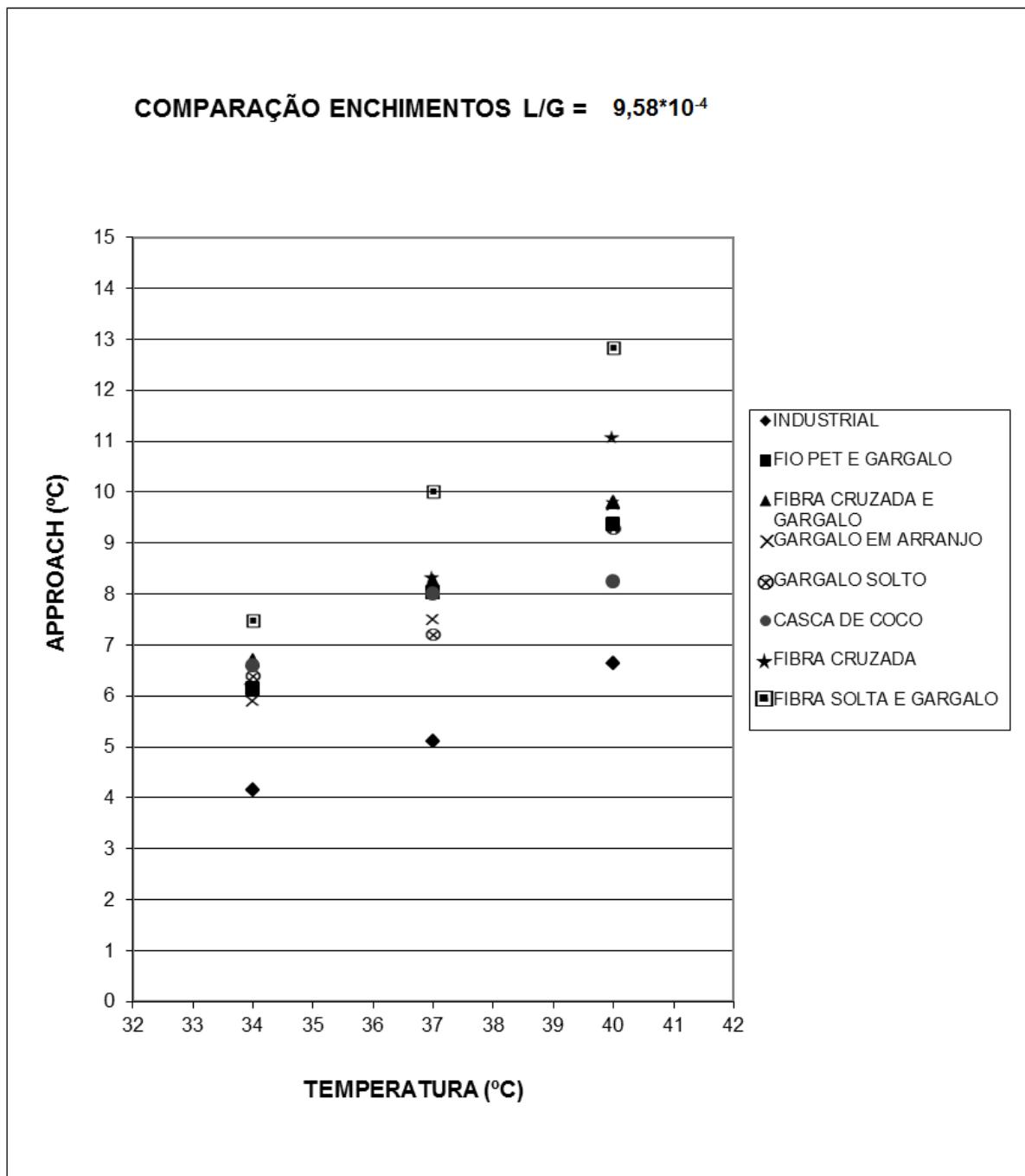
**Figura 6.6 – Aproximação (°C) versus temperatura (°C) – enchimento industrial, Comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de 0,29 m<sup>3</sup>/s**



Todos os enchimentos testados apresentaram o mesmo comportamento mostrado nas Figuras 6.5 e 6.6, sendo avaliadas todas as relações L/G para cada enchimento.

A Figura 6.7 mostra uma comparação do *approach* entre os enchimentos testados para uma relação de vazão mássica de água e vazão mássica de ar de (1,0 m<sup>3</sup>/h) / (0,33 kg/s).

**Figura 6.7 – Approach (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre enchimentos para uma vazão de água de 1,0 m<sup>3</sup>/h e uma vazão de ar de 0,33 kg/s**



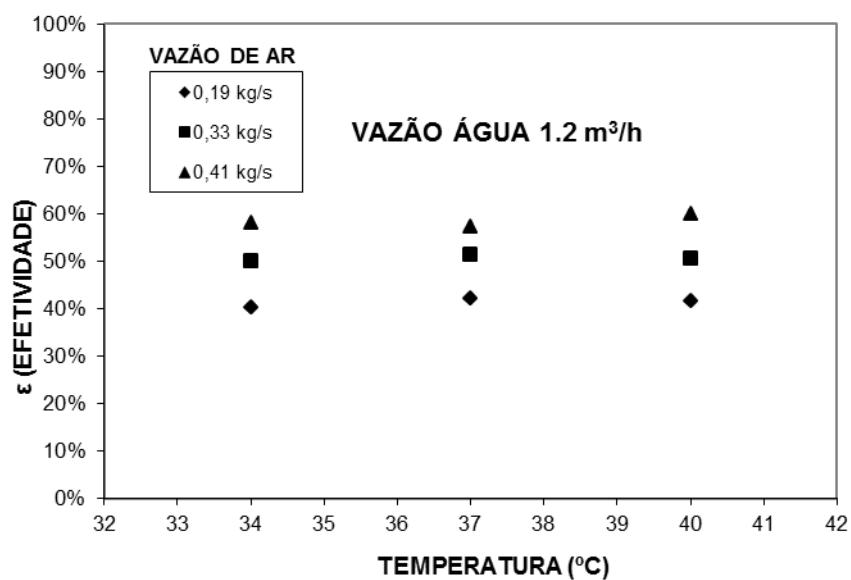
Como esperado, o enchimento industrial apresentou um menor *approach*, um melhor desempenho, e o enchimento fibra solta e gargalo, apresentou um valor maior, pior desempenho; os resultados estão de acordo com o que aconteceu no resfriamento. Os demais enchimentos apresentaram resultados aproximados, com uma mudança na ordem obtida pelo

resfriamento devida às variações climáticas que definem a temperatura de bulbo úmido e, consequentemente a aproximação. Foram avaliados os gráficos de todas as nove relações L/G, obtendo-se os mesmos resultados.

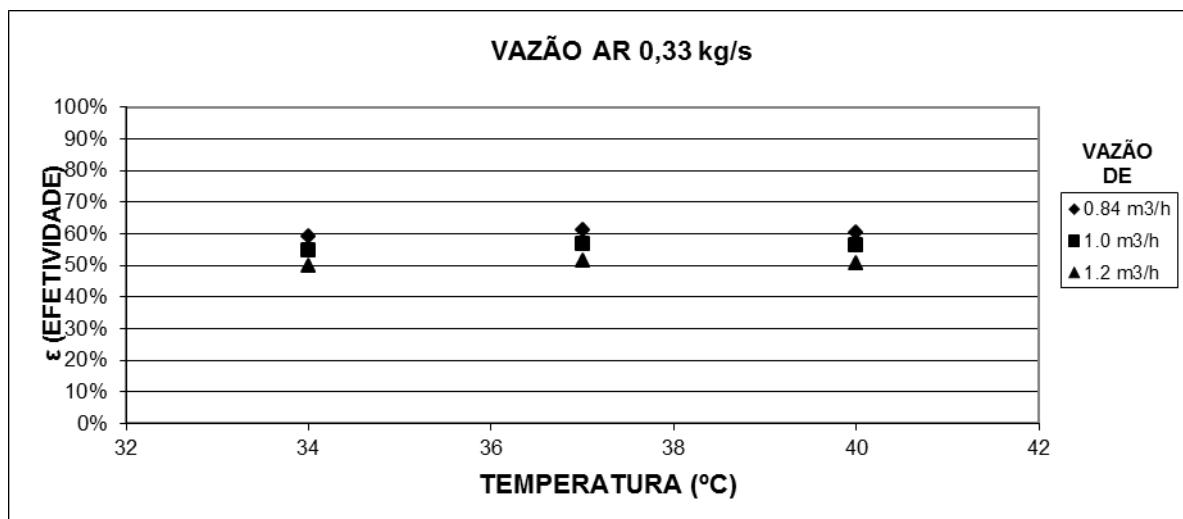
### 6.3 ANÁLISE DA EFETIVIDADE

A Figura 6.8 mostra a efetividade obtida pelo enchimento industrial para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de  $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$ , e a Figura 6.9 mostra a efetividade para uma vazão de ar fixa de  $0,33 \text{ kg/s}$ , e variações na vazão de água.

**Figura 6.8 – Efetividade (%) versus temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ), enchimento industrial - comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de  $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$**



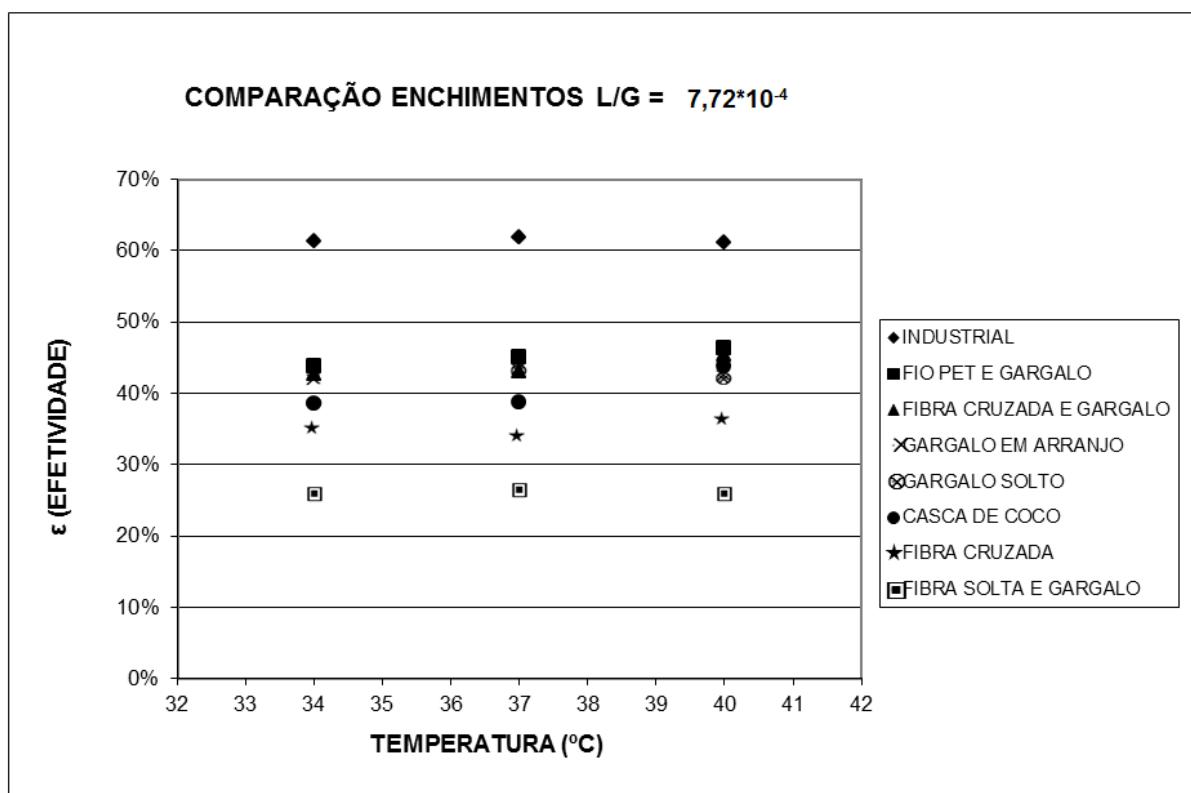
**Figura 6.9 – Efetividade (%) versus temperatura (°C), enchimento industrial - comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de 0,33 kg/s**



Analizando os gráficos das Figuras 6.8 e 6.9, observa-se que a efetividade da torre de resfriamento é praticamente constante para uma relação de vazão de água e vazão de ar, ou seja, independentemente da temperatura de entrada da água tem-se o mesmo desempenho do equipamento. Porém se for fixada a vazão de água e aumentada a vazão de ar tem-se uma melhor efetividade; caso contrário, se aumentar a vazão de água e fixar-se a vazão de ar tem-se um pior desempenho. Esse comportamento foi observado para todos os enchimentos.

Na Figura 6.10 pode ser vista uma comparação das efetividades para cada enchimento testado, considerando uma relação  $L/G = 1,0 \text{ (m}^3/\text{h}) / 0,41 \text{ (kg/s)}$ . Pode-se perceber que o enchimento industrial teve a melhor efetividade, com uma diferença de aproximadamente 20% em relação aos enchimentos fio PET e gargalo, fibra cruzada e gargalo, gargalo em arranjo, gargalo solto e casca de coco, que apresentaram resultados bem próximos, com uma diferença de aproximadamente 5% entre eles. Os enchimentos fibra solta e gargalo e fibra cruzada apresentaram as piores efetividades. Todas as nove relações  $L/G$  foram avaliadas.

**Figura 6.10 – Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre enchimentos para uma vazão de ar de 0,36 m<sup>3</sup>/s e uma vazão de água de 1,0 m<sup>3</sup>/h**

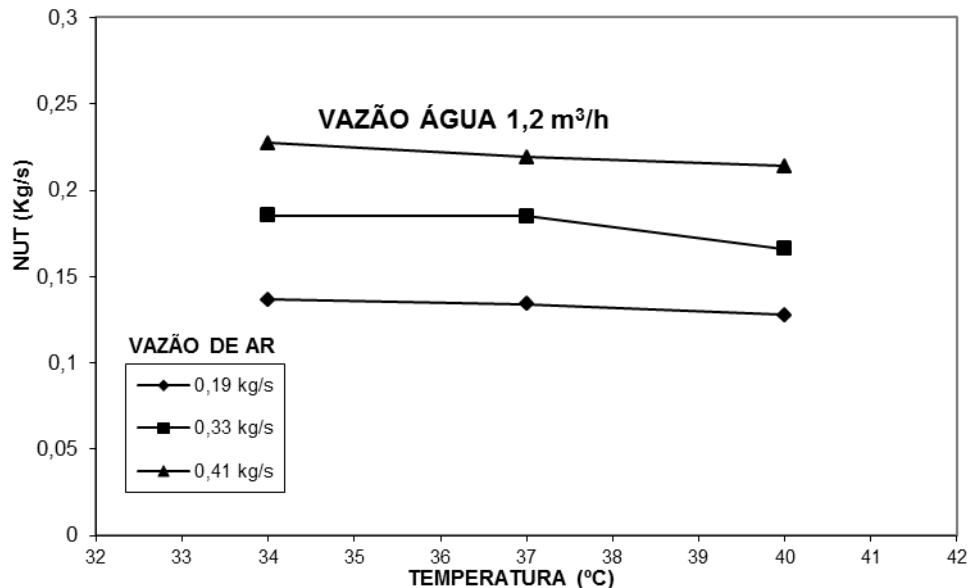


#### 6.4 ANÁLISE DO NUT

O programa desenvolvido no EES é utilizado para prever o comportamento térmico de uma torre de resfriamento contra corrente, variando-se as condições meteorológicas, com o valor do NUT obtido experimentalmente para cada enchimento.

O valor do NUT ao longo da torre é praticamente constante para um valor fixo de L/G. Na Figura 6.11 é mostrado o valor do NUT versus temperatura de entrada da água da torre de resfriamento para três relações L/G diferentes para o enchimento “industrial”. Observa-se o comportamento quase linear do NUT para cada relação L/G. Existe uma dependência clara do NUT com a relação L/G: à medida que ela aumenta, o NUT diminui e vice-versa. Esse comportamento é observado em todos os enchimentos testados, no Apêndice 2 são apresentados os NUTs dos enchimentos para todas as relações L/G testadas.

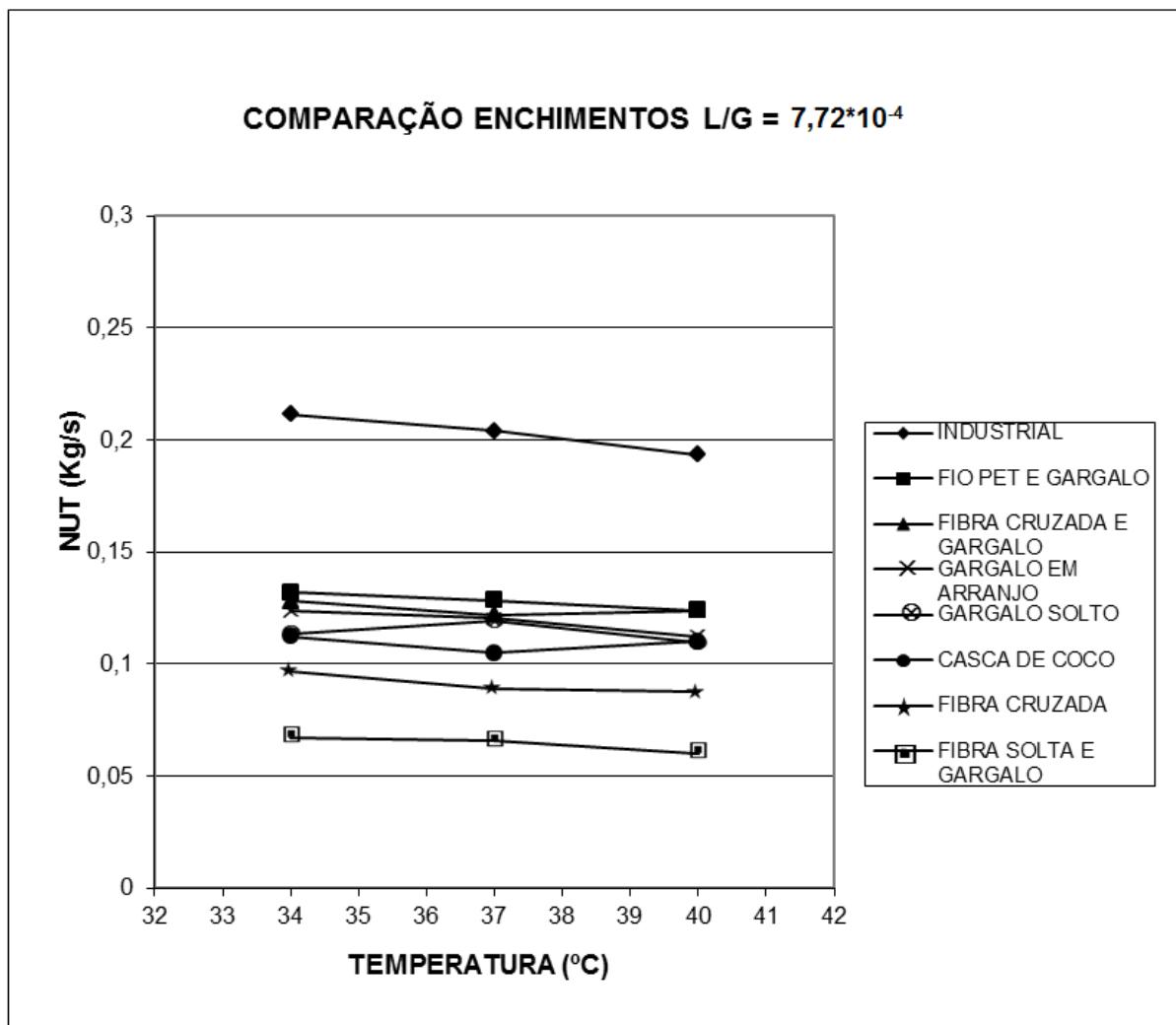
**Figura 6.11 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento industrial**



A Figura 6.12 faz uma comparação do NUT calculado entre os enchimentos. Na mesma é mostrado que o NUT do enchimento industrial é maior, seguido do fio PET e gargalo, fibra cruzada e gargalo, gargalo em arranjo, gargalo solto e casca de coco, com valores muito próximos, por fim têm-se os enchimentos fibra solta e gargalo e fibra cruzada com os menores valores de NUT, semelhante aos resultados experimentais para a efetividade, resfriamento e aproximação.

Esse resultado concorda com os resultados experimentais de que, quanto maior o NUT, mais próxima é a temperatura da água da temperatura de bulbo úmido (menor aproximação/approach), e melhor é o desempenho do enchimento para várias situações atmosféricas.

**Figura 6.12 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um L/G=1,0 ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) / 0,41 ( $\text{kg}/\text{s}$ )**

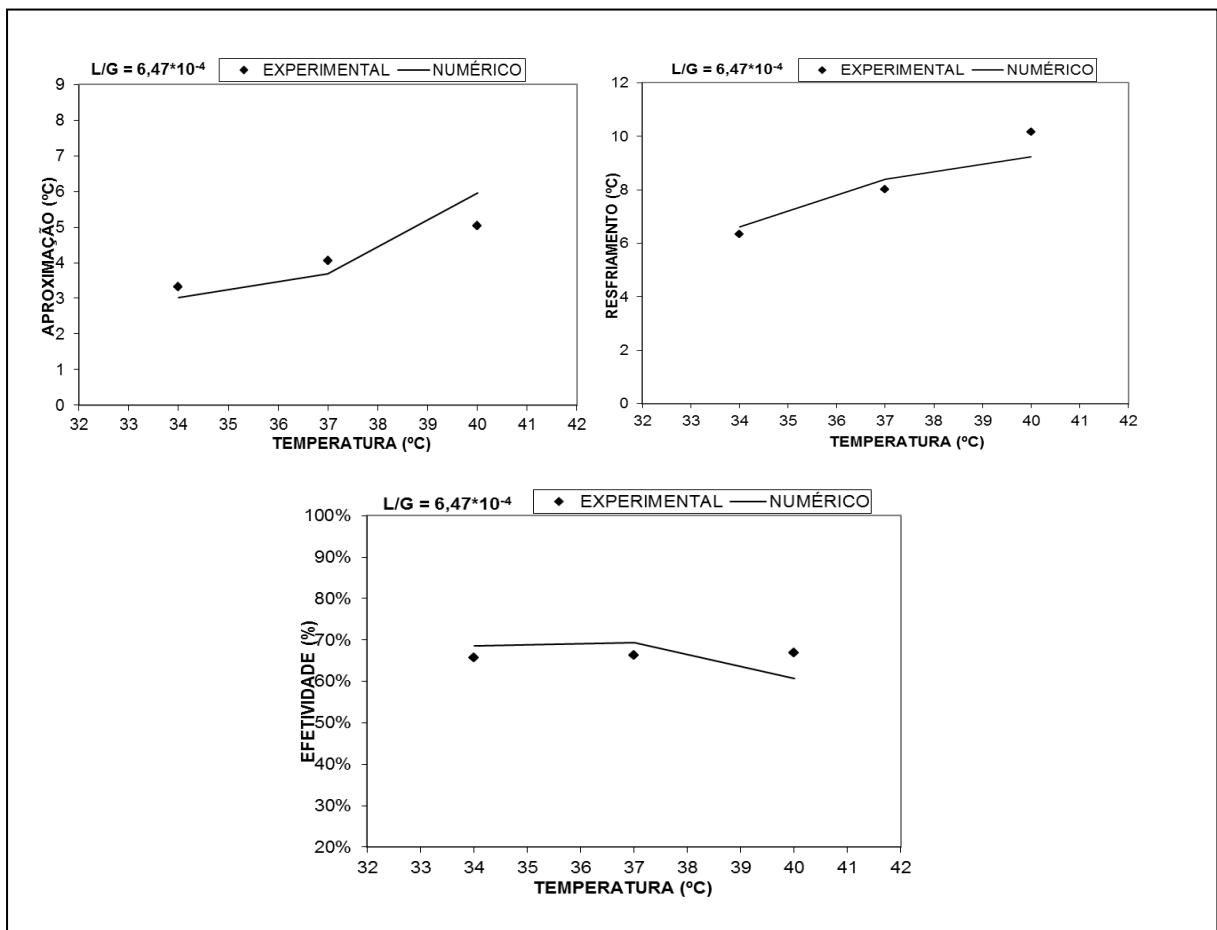


## 6.5 ANÁLISE DOS DADOS NUMÉRICOS X EXPERIMENTAIS

Esta seção tem como objetivo comparar os resultados obtidos experimentalmente para cada enchimento com a simulação numérica. São apresentadas as variações do resfriamento, da aproximação e da efetividade em função da temperatura de entrada da água para cada enchimento, para um  $L/G = 0,84 \text{ (m}^3/\text{h}) / 0,41 \text{ (kg/s)} = 6,47 \cdot 10^{-4}$ .

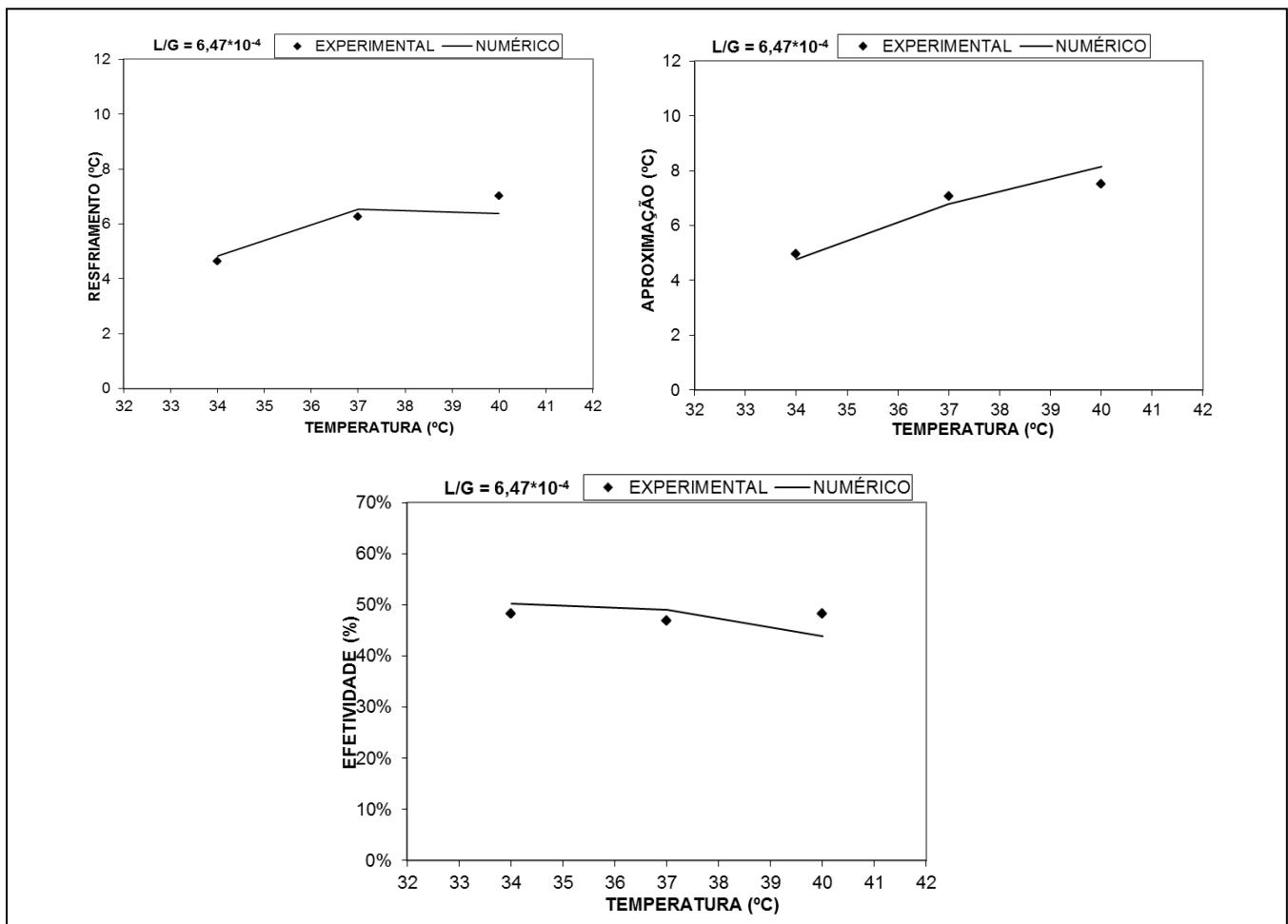
Os pontos experimentais e numéricos apresentam as mesmas condições. Os resultados mostram uma aproximação entre dados numéricos e experimentais.

**Figura 6.13** – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento industrial



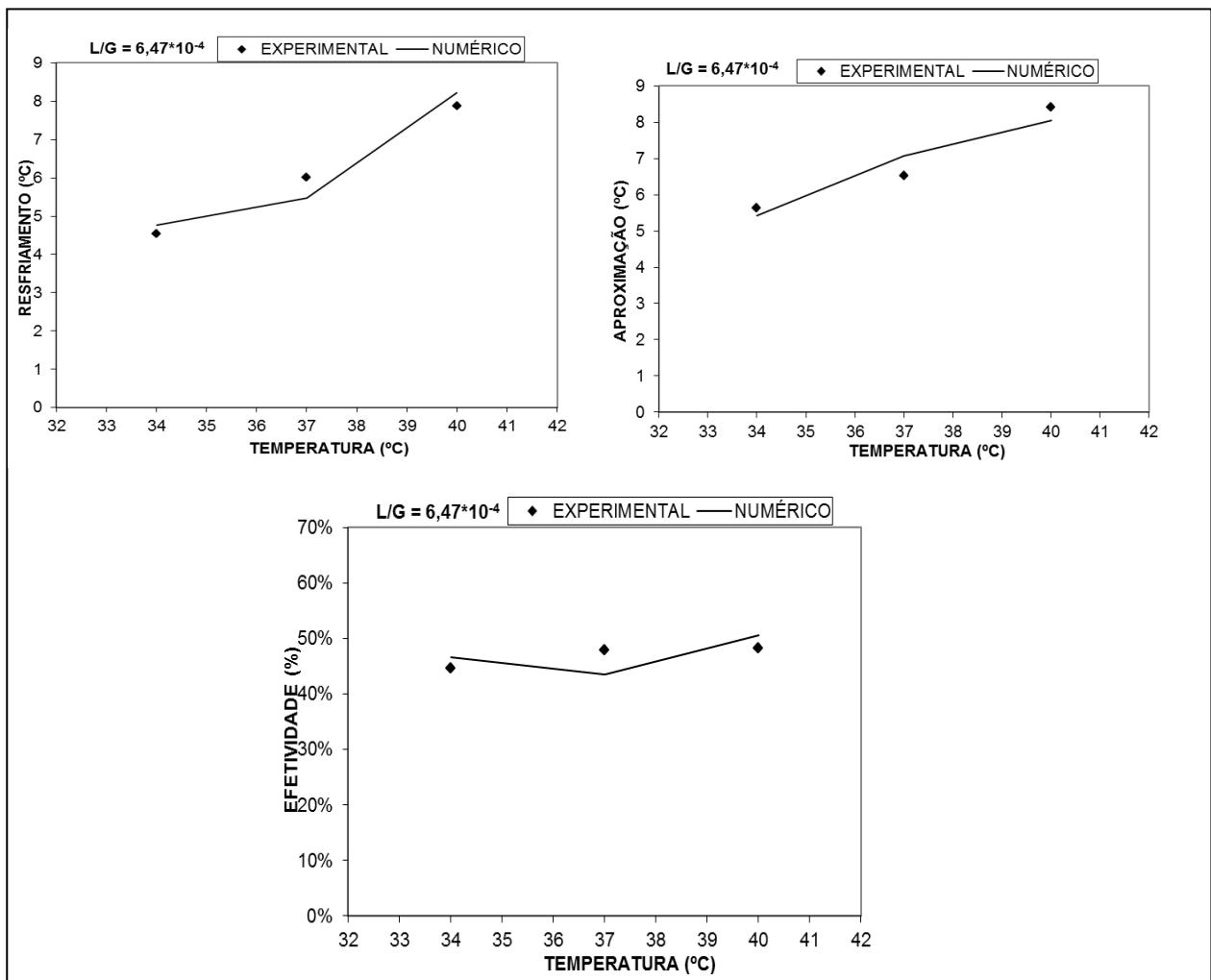
A Figura 6.13 mostra uma comparação numérica e experimental para uma relação  $L/G$ , onde se tem a menor vazão de água ensaiada e a maior vazão de ar testada; podem ser avaliados, com uma concordância entre os resultados, o resfriamento, a aproximação e a efetividade para o enchimento industrial.

**Figura 6.14 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento fio PET e gargalo**



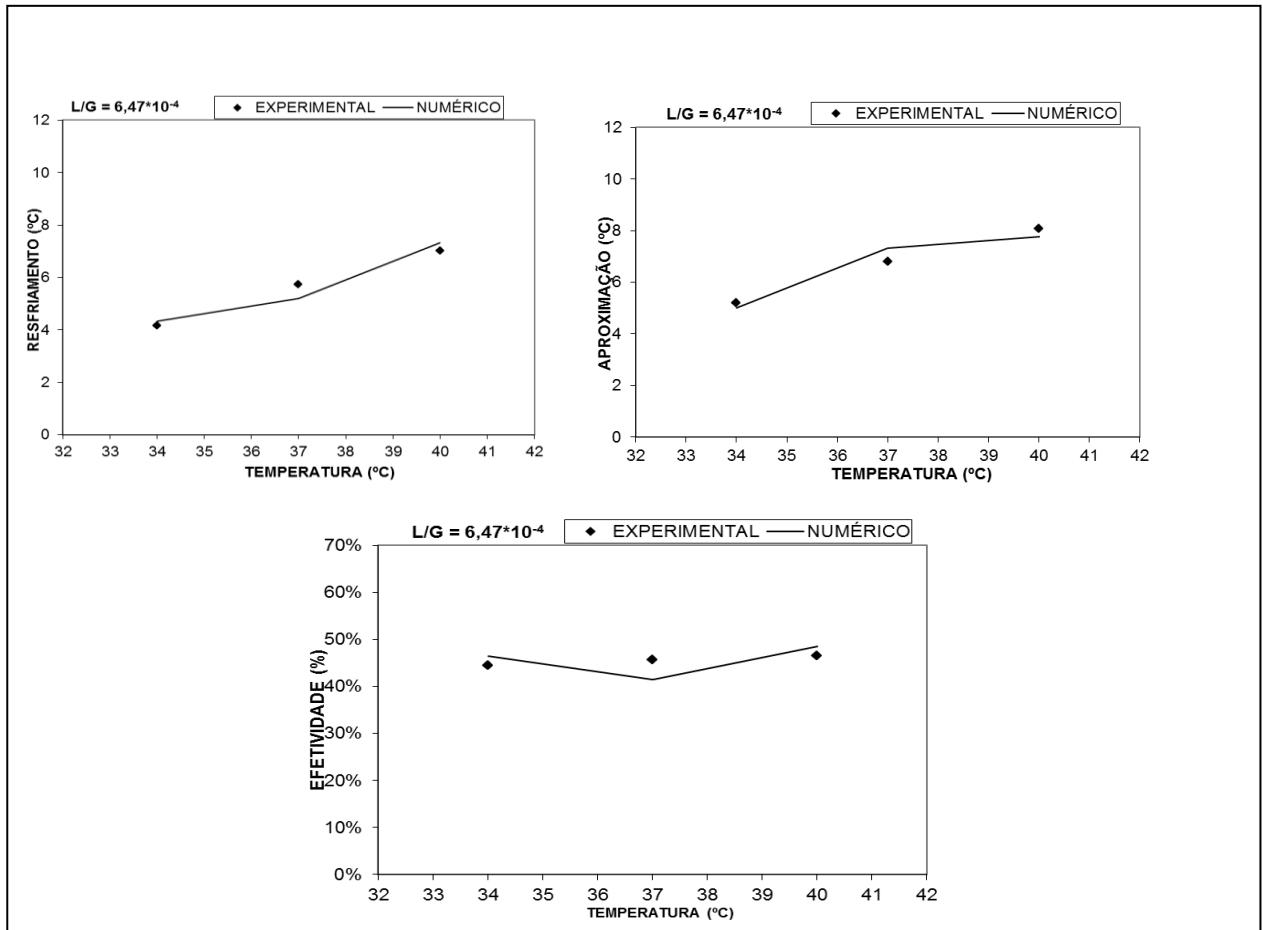
A Figura 6.14 mostra uma comparação numérica e experimental para uma relação L/G, onde se tem a menor vazão de água ensaiada e a maior vazão de ar testada; podem ser avaliados, com uma concordância entre os resultados, o resfriamento, a aproximação e a efetividade para o enchimento fio PET e gargalo.

**Figura 6.15 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento fibra cruzada e gargalo**



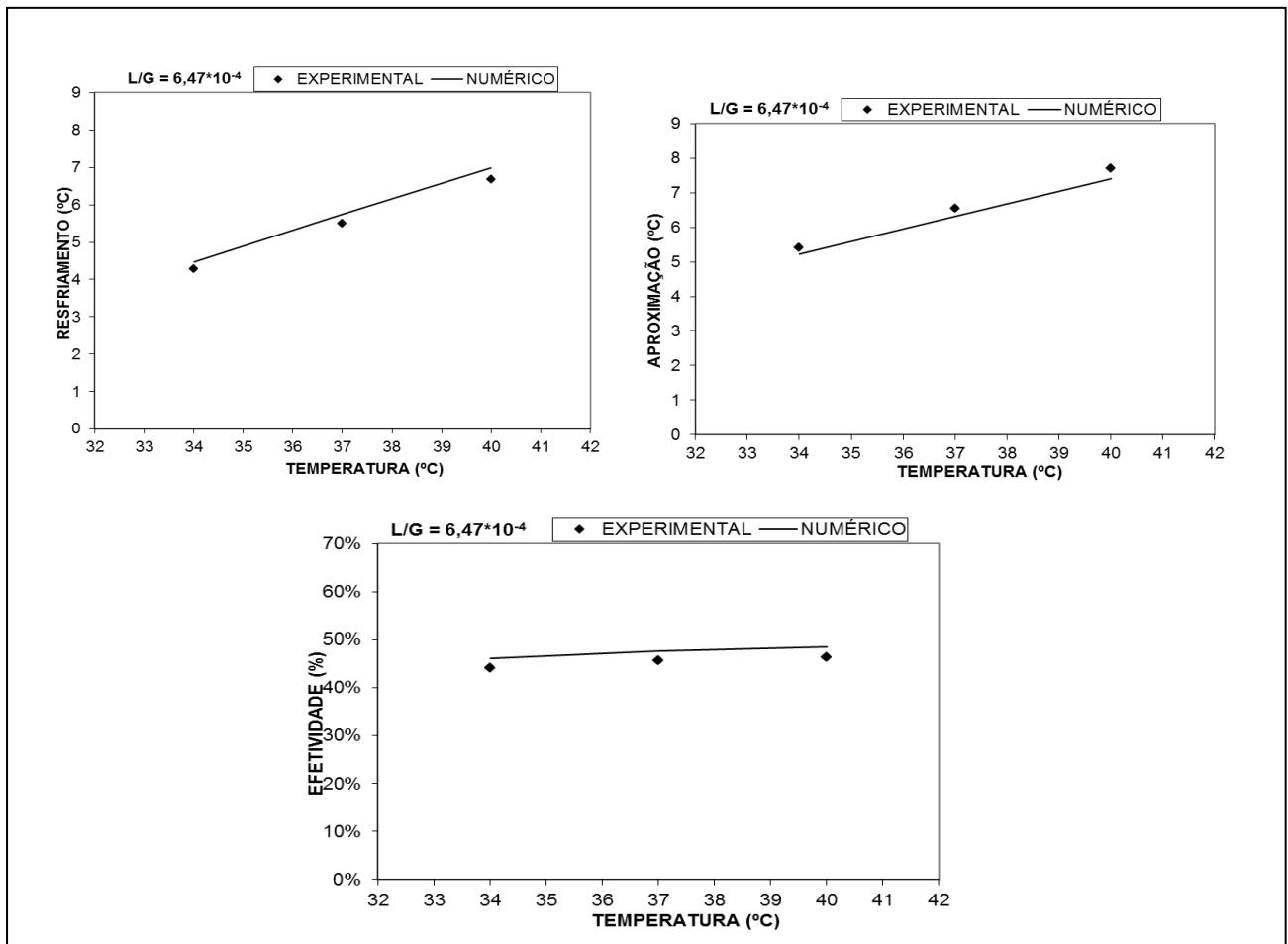
A Figura 6.15 mostra uma comparação numérica e experimental para uma relação  $L/G$ , onde se tem a menor vazão de água ensaiada e a maior vazão de ar testada; podem ser avaliados, com uma concordância entre os resultados, o resfriamento, a aproximação e a efetividade para o enchimento fibra cruzada e gargalo.

**Figura 6.16 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento gargalo em arranjo**



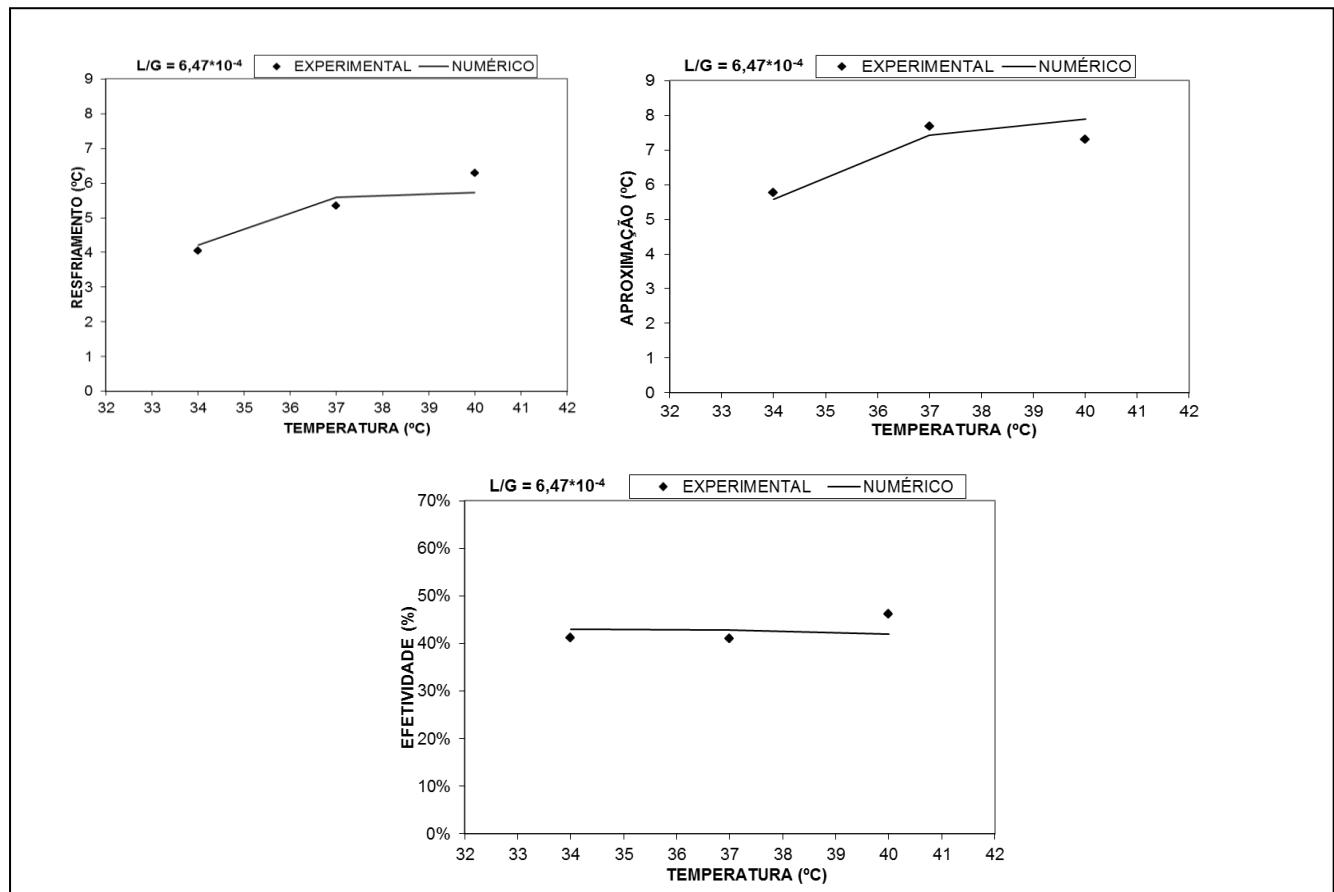
A Figura 6.16 mostra uma comparação numérica e experimental para uma relação  $L/G$ , onde se tem a menor vazão de água ensaiada e a maior vazão de ar testada; podem ser avaliados, com uma concordância entre os resultados, o resfriamento, a aproximação e a efetividade para o enchimento gargalo em arranjo.

**Figura 6.17 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento gargalo solto**



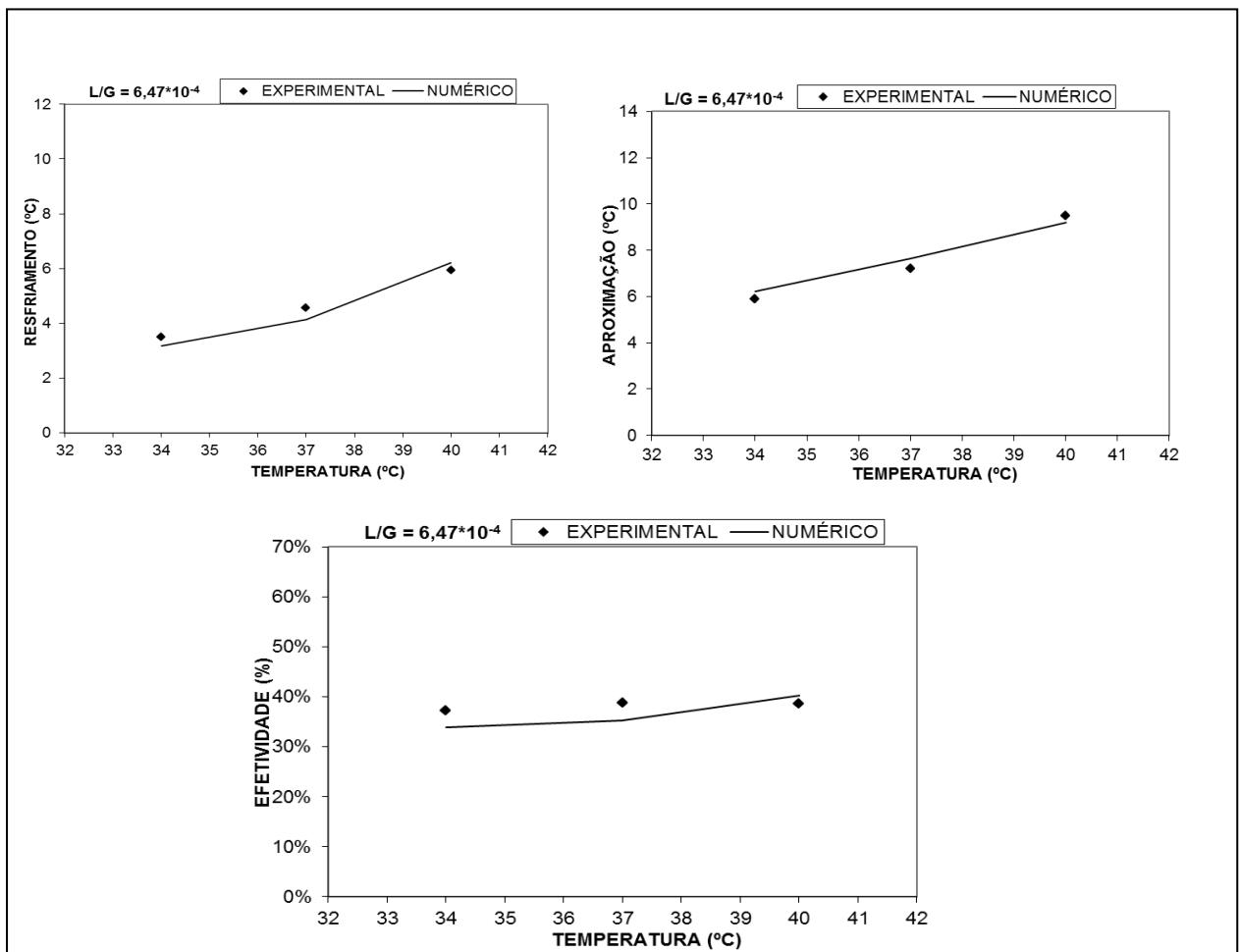
A Figura 6.17 mostra uma comparação numérica e experimental para uma relação L/G, onde se tem a menor vazão de água ensaiada e a maior vazão de ar testada; podem ser avaliados, com uma concordância entre os resultados, o resfriamento, a aproximação e a efetividade para o enchimento gargalo solto.

**Figura 6.18 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento casca de coco**



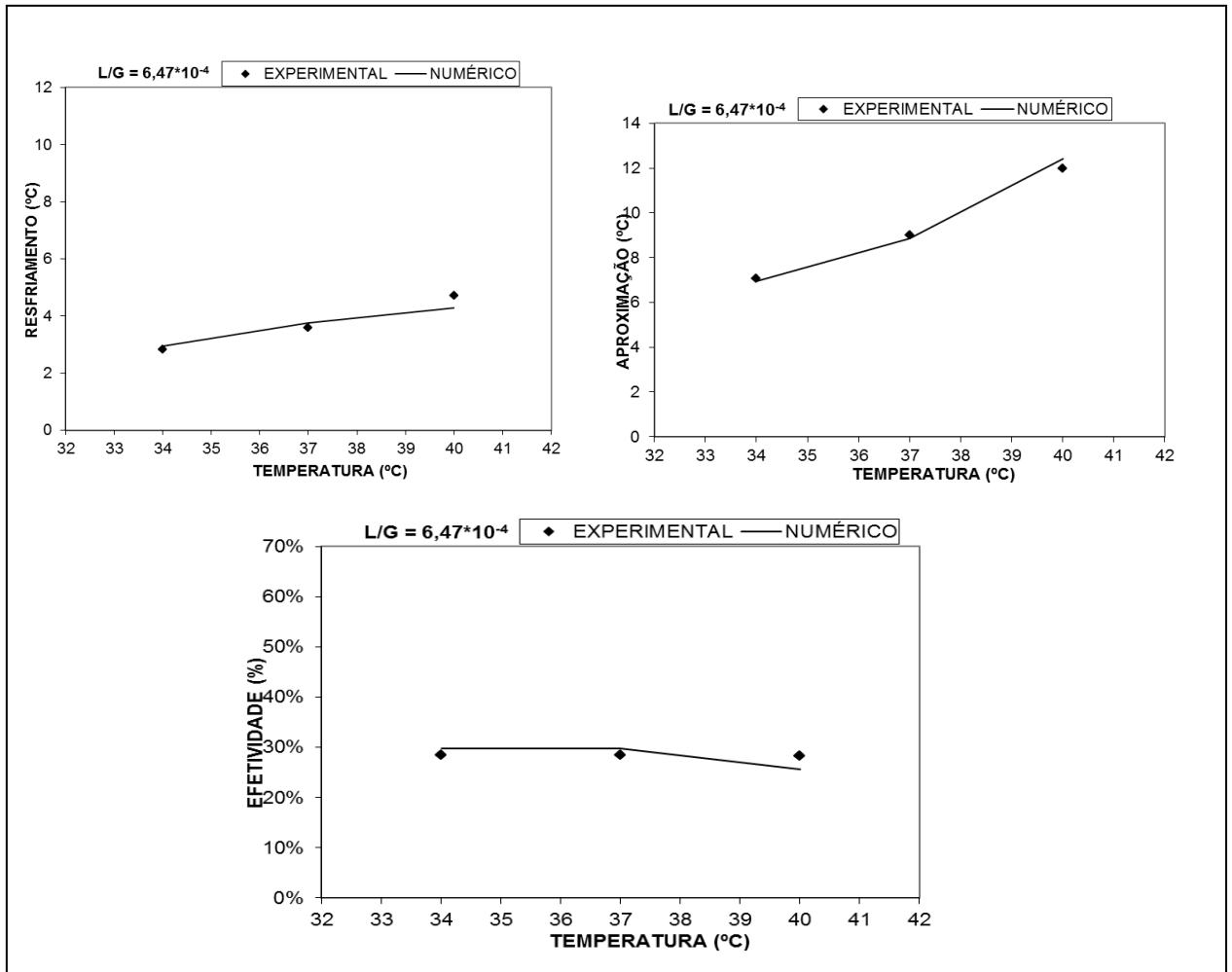
A Figura 6.18 mostra uma comparação numérica e experimental para uma relação  $L/G$ , onde se tem a menor vazão de água ensaiada e a maior vazão de ar testada; podem ser avaliados, com uma concordância entre os resultados, o resfriamento, a aproximação e a efetividade para o enchimento casca de coco.

**Figura 6.19** – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento fibra cruzada



A Figura 6.19 mostra uma comparação numérica e experimental para uma relação  $L/G$ , onde se tem a menor vazão de água ensaiada e a maior vazão de ar testada; podem ser avaliados, com uma concordância entre os resultados, o resfriamento, a aproximação e a efetividade para o enchimento fibra cruzada.

**Figura 6.20 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o enchimento fibra solta e gargalo**



A Figura 6.20 mostra uma comparação numérica e experimental para uma relação  $L/G$ , onde se tem a menor vazão de água ensaiada e a maior vazão de ar testada; podem ser avaliados, com uma concordância entre os resultados, o resfriamento, a aproximação e a efetividade para o enchimento fibra solta e gargalo.

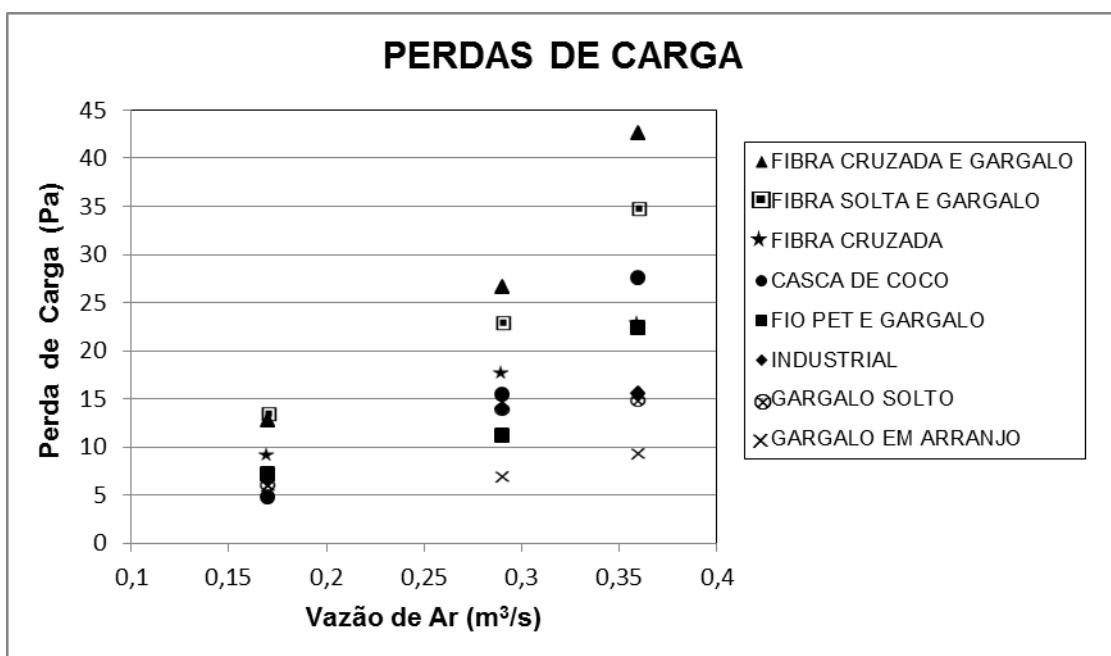
## 6.6 ANÁLISE DAS PERDAS DE CARGA E POTÊNCIA DO VENTILADOR

O ar de entrada da torre, ao se deslocar através do enchimento, gera atrito, e ocorre também uma turbulência do fluido com ele mesmo. Este fenômeno faz com que a pressão do ar vá diminuindo gradativamente à medida com que o fluido se desloque. Esta diminuição da pressão é conhecida como “Perda de Carga ( $\Delta P$ )”. Dessa forma, a perda de carga seria uma restrição à passagem do fluxo do fluido no enchimento, ocasionando um aumento de potência consumida.

A Figura 6.21 apresenta as perdas de cargas para cada enchimento em relação ao aumento da vazão de ar. As perdas de carga foram obtidas conforme explicado no item 4.2. Percebe-se que, à medida que a vazão de ar aumenta, a perda de carga também é aumentada; esse fato é percebido em todos os enchimentos, sendo coerente com a mecânica dos fluidos que diz que, quanto maior a velocidade de um fluido dentro de uma tubulação, maior será a perda de carga desse fluido.

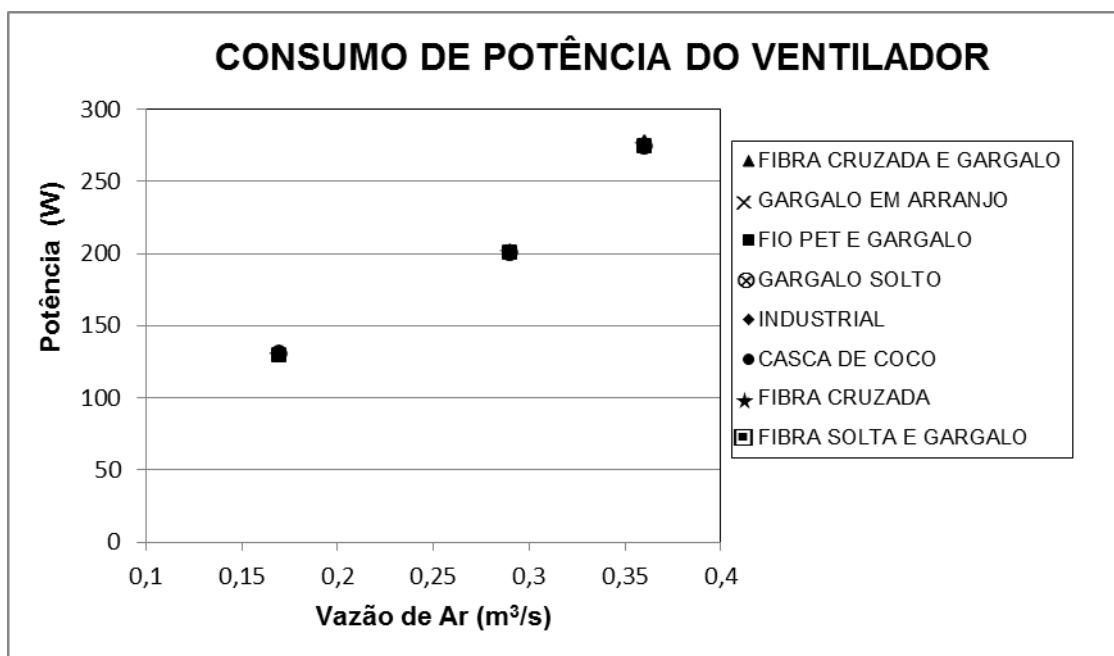
Na Figura 6.21, observa-se que o enchimento “fibra cruzada e gargalo” oferece uma maior resistência à passagem do ar, seguida do enchimento “fibra solta e gargalo”; o enchimento “industrial”, “fibra cruzada”, “casca de coco”, “gargalo solto” e “fio PET e gargalo”, apresentaram perdas de cargas aproximadas, o enchimento “gargalo em arranjo” ofereceu a menor perda de carga entre os enchimentos.

**Figura 6.21 – Comparação das perdas de carga dos enchimentos**



A Figura 6.22 mostra o comportamento da potência consumida pelo ventilador variando-se a vazão de ar. Conclui-se que o aumento da vazão de ar aumenta o consumo do ventilador, além de ser observado que todos os enchimentos avaliados se comportam da mesma maneira, ou seja, apresentam o mesmo consumo de potência para as mesmas vazões de ar.

**Figura 6.22 – Comparação dos consumos de potência dos enchimentos**



## 7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

### 7.1 CONCLUSÕES

Os dados experimentais obtidos num experimento do laboratório do Departamento de Engenharia Mecânica da UFPE apresentaram boa consistência comparados com os dados da literatura. Através dos resultados obtidos, observou-se que a temperatura da água de entrada da torre influenciou em todas as medições: quanto maior a temperatura da água de entrada, maior o resfriamento e maior a aproximação (*approach*). Observou-se que a efetividade manteve-se constante com o aumento da temperatura da água de entrada, ou seja, o equipamento apresentou um desempenho constante para uma mesma relação L/G.

Verificou-se que a vazão de ar tem influência direta sobre as temperaturas da torre. Verificou-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 isso, deve-se aumentar a área de contato do enchimento com o cuidado de oferecer boas condições para a passagem de ar.

A distribuição de água sobre o enchimento também influencia no desempenho do sistema. Observou-se que, quanto maior a vazão de água, menor a faixa de resfriamento e maior a aproximação (*approach*), reduzindo assim a efetividade.

A metodologia experimental desenvolvida pode ser aplicada para torres de resfriamento industriais, pois se baseia em medidas de variáveis, factíveis em termos práticos. Alguns cuidados devem ser observados, no que se refere à aferição dos instrumentos de medição, principalmente dos termômetros. É possível avaliar o desempenho do equipamento e encontrar as melhores relações L/G para o funcionamento do equipamento de acordo com a demanda, otimizando, aumentando a eficiência e reduzindo os custos.

Com base em um modelo fenomenológico e a partir de dados experimentais, foi obtida uma correlação entre o desempenho dos enchimentos alternativos de uma torre de resfriamento em função das principais variáveis de processo, a saber, fluxos mássicos do gás e da água pela torre, e temperatura de entrada da água.

O programa computacional elaborado na plataforma do EES, utilizado para calcular o NUT para cada enchimento e prever a temperatura de saída da água, apresentou boa concordância com os resultados experimentais. Os enchimentos que obtiveram o maior NUT foram os que tiveram a maior eficiência. Com o NUT calculado, é possível através do programa validado, 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. Este programa mostrou-se uma ferramenta valiosa no projeto e simulação de torres de resfriamento contracorrente, utilizando os materiais alternativos deste projeto.

Pelas razões técnicas mostradas no presente trabalho, os enchimentos alternativos têm um potencial como material de enchimento, apresentando boa eficiência comparada com o enchimento industrial, chegando resfriar a água de entrada da torre em até 8°C, com uma diferença de aproximadamente 2°C a menos que o enchimento industrial, como apresentado pelo enchimento fibra cruzada e gargalo, e também apresentam mesmos consumos de potência comparados com o industrial. Os enchimentos fio PET e gargalo, fibra cruzada e gargalo, gargalo em arranjo, gargalo solto e casca de coco, apresentaram resultados de desempenho bem próximos, porém o custo do enchimento casca de coco foi até três vezes menor. Deste modo, esses enchimentos alternativos podem se tornar uma alternativa viável para torres de resfriamento, além de diminuir a poluição ambiental com a utilização de materiais reciclados e recicláveis.

Os enchimentos fibra solta e gargalo e fibra cruzada não apresentaram bons desempenhos, porém, apresentaram baixos custos, sendo necessária a montagem de novos arranjos com características ótimas para utilização desses enchimentos em torres de resfriamento. Esse trabalho contribui com a área térmica de sistemas de refrigeração de água, sendo possível a substituição do enchimento industrial pelos enchimentos alternativos que apresentaram os melhores desempenhos para a minitorre de resfriamento industrial utilizada.

## **7.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS**

- Testar outros tipos de geometria para os enchimentos fibra solta e gargalo e fibra cruzada;
- Testar diferentes formas e tamanhos da casca de coco;
- Estudar a influência das incrustações e sujeiras no desempenho dos enchimentos testados;
- Analisar a viabilidade econômica otimizando-se os custos;
- Condensar o vapor de água na saída da torre;
- Estudar o desempenho térmico da torre de resfriamento equipada com diferentes eliminadores para uma ampla gama de vazão de ar e de água;
- Calcular os coeficientes de transferência de calor e massa para cada enchimento testado.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABCTORRES, 2010, ABC – Torres de Resfriamento, ([www.abctorres.com.br](http://www.abctorres.com.br))
- ABIPET, 2010, Associação Brasileira da Indústria do PET, ([www.abepet.com.br](http://www.abepet.com.br))
- ALPINA, 2010, ALPINA - Torres de Resfriamento, ([www.alpina.com.br](http://www.alpina.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.
- 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, Vol. 26, pp. 1982-1989.
- Castro, E. R., González, M. S., Ortega, J. M. P., Halwagi, M. M. E., 2012, “Synthesis of cooling water systems with multiple cooling towers”, Applied Thermal Engineering, Article in Press.
- Costa, J.A.P.D., 2006, “Utilização de Materiais Alternativos como Enchimento de Torres de Resfriamento”, Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – UFPE.
- Cortinovis, G. F., Paiva J. L., Song T. W., Pinto J. M., 2009a, “A systemic approach for optimal cooling tower operation”, Energy Conversion and Management, Vol. 50, pp. 2200-2209.
- Cortinovis, G. F., Ribeiro, M. T., Paiva, J. L., Song, T. W., Pinto, J. M., 2009b, “Integrated analysis of cooling water systems: Modeling and experimental validation”, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 3124–3131.
- CREDER, H., 2004, “Instalações de Ar condicionado”, LTC, 6<sup>a</sup> Edição.
- CTI, 2006, *Cooling Tower Institute* ([www.cti.org/](http://www.cti.org/))
- 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, Vol. 47, pp. 2034-2043.
- 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.

Hajidavalloo, E., Shakeri, R., Mehrabian, M. A., 2010, "Thermal performance of cross flow cooling towers in variable wet bulb temperature", Energy Conversion and Management, Vol. 51, pp. 1298-1303.

Heidarnejada, G., Karamia, M., Delfanib, S., 2009, "Numerical simulation of counter-flow wet-cooling towers", International Journal of Refrigeration, Vol. 32, pp. 996-1002.

Incropera P. F., Dewitt D.; Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 6ta. Edição. Editora LTC: Rio de Janeiro 2008.

Ismail,K.A.R.,2003, "Técnicas de Medidas e Instrumentação", 2<sup>a</sup> Ed., Campinas.

Jin, G., C., W., Lu, L., Lee, E. L., Chiang, A., 2007, "A simplified modeling of mechanical cooling tower for control and optimization of HVAC systems", Energy Conversion and Management, Vol. 48, pp. 355–365.

Klimanek, A., Bialecki R.A., 2009, "Solution of heat and mass transfer in counterflow wet-cooling tower fills", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 36, pp. 547–553.

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.

KORPER, 2010, KORPER – Torres de Resfriamento ([www.korper.com.br](http://www.korper.com.br)).

Lemouari, M., Boumaza, M., Mujtaba, I. M., 2007, "Thermal performances investigation of a wet cooling tower", Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 902–909.

Liu, J., Jiang, Y., Chong, D., Yan J., 2012, "An initial analysis on the energy-efficient performance of a natural draft wet cooling tower with CaCl<sub>2</sub> solution for power plants", Applied Thermal Engineering, Vol. 48, pp. 249–255.

Lucas, M., Martínez, P. J., Viedma, A., 2009, "Experimental study on the thermal performance of a mechanical", Energy Conversion and Management, Vol. 50, pp. 490–497.

Lucas, M., Martínez, P. J., Ruiz J., Kaiser, S., Viedma, A., 2010, "On the influence of psychrometric ambient conditions on cooling tower drift deposition", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 53, pp. 594–604.

Marques, C.A.X., Fontes, C.H., Embiruçu M., Kalid R.A, 2009, "Efficiency control in a commercial counter flow wet cooling tower", Energy Conversion and Management Vol. 50, pp. 2843–2855.

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.

Mello, L. C., 2008, “Influência de Variáveis de Processo no Desempenho de Torres de Resfriamento”, Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química – USP.

MICHAELI, W., 1995, “Tecnologia dos Plásticos”, Editora Edgard Blücher Ltda., São Paulo.

Mills, A. F., 2001, “Mass Transfer“, Editora Prentice Hall, New Jersey.

Mitidieri, M. L., Ioshimoto, E., 1998, “Proposta de Classificação de Materiais e Componentes Construtivos com Relação ao Comportamento Frente ao Fogo - Reação ao Fogo”, Boletim Técnico da Escola Politécnica da USP, Departamento de Engenharia de Construção Civil, ISSN 0103-9830, BT/PCC/222.

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.

Oliveira, A. C. C. T., 2009, “Análise da Utilização de Gargalos e Fios de Garrafa PET como Enchimento de Torres de Resfriamento”, Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – UFPE.

OMNI, 2010, OMNI Torres de Resfriamento de Água, ([www.omni.com.br](http://www.omni.com.br)).

Pirani, M.J., Venturini, O. S., 2004, “Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial”, PROCEL, Eletrobrás – Brasil.

Ramakrishnan, R., Arumugam, R., 2012, “Optimization of operating parameters and performance evaluation of forced draft cooling tower using response surface methodology (RSM) and artificial neural network (ANN)”, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 26, pp. 1643–1659.

Rezaei E., Shafiei, S., Abdollahnezhad, A., 2010, “Reducing water consumption of an industrial plant cooling unit using hybrid cooling tower”, Energy Conversion and Management, Vol. 51, pp. 311–319.

Salazar,V. L. P., Leão, A. L., 2000 “III-009 - APROVEITAMENTO DA FIBRA DE COCO COM LÁTEX PARA APLICAÇÃO EM ASSENTOS AUTOMOBILÍSTICOS”, XXVII Congresso Interamericano de Engenharia Sanitária e Ambiental.

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.

Simões Moreira, J.R., 1999a, “A thermodynamic formulation of psychrometer constant”, Meas. Sci. Technol., Vol. 10, pp. 302–311.

Simões Moreira, J.R., 1999b, “Fundamentos e Aplicações da Psicrometria”, RPA Editora Ltda, São Paulo.

Smrekar J., Kuštrin I., Omanb, J., 2011, “Methodology for evaluation of cooling tower performance – Part 1: Description of the methodology”, Energy Conversion and Management, Vol. 52, pp. 3257–3264.

Trovati, J., 2006, “Tratamento de Água de Resfriamento”, [www.tratamentodaágua.com.br](http://www.tratamentodaágua.com.br).

WA TORRES, 2010, WATORRES – Torres de Resfriamento, ([www.watorre.com.br](http://www.watorre.com.br)).

Wang, K., Sun, F., Zhao, Y., Gao, M., Ruan, L., 2010, “Experimental research of the guiding channels effect on the thermal performance of wet cooling towers subjected to crosswinds – Air guiding effect on cooling tower”, Applied Thermal Engineering ,Vol. 30, pp. 533-538.

Wang, L., Li, N., 2011, “Exergy transfer and parametric study of counter flow wet cooling towers”, Applied Thermal Engineering, Article in Press.

Wieser, C. V., 2006, “Enchimento de Contato para Torres de Resfriamento de Água”, Alpina Equipamentos Industriais LTDA.

Williamson, N., Armfield, S., Behnia, M., 2007, “Numerical simulation of flow in a natural draft wet cooling tower –The effect of radial thermofluid fields”, Applied Thermal Engineering, Vol. 28, pp. 178–189.

# APÊNDICES

## APÊNDICE 1 – AFERIÇÃO DE TERMOPARES

As medições de temperaturas do experimento foram realizadas com termopares tipo J, com isolação mineral, haste em aço inox 304, diâmetro de 3 mm, comprimento de 90 mm, com rabicho flexível 24 AWG com isolação em PVC/PVC com trança externa em aço galvanizado.

Os termopares utilizados foram devidamente calibrados através do sistema de aquisição de dados, onde as temperaturas de referências foram simuladas para temperaturas na faixa de utilização dos experimentos. O equipamento utilizado para simulação foi o forno de calibração da Ecil com faixa de temperatura de -50°C da ambiente a 1200°C.

As calibrações dos termopares foram feitas pelo método comparativo, onde os termopares foram imersos em meios uniformes e estabilizados junto com o forno de calibração.

Foram utilizadas cinco temperaturas para calibração dos termopares, as temperaturas foram: 30°C, 40°C, 48°C, 55°C e 60°C; os termopares foram ligados ao equipamento de aquisição de dados, o CLP da ATOS, para aquisição das temperaturas.

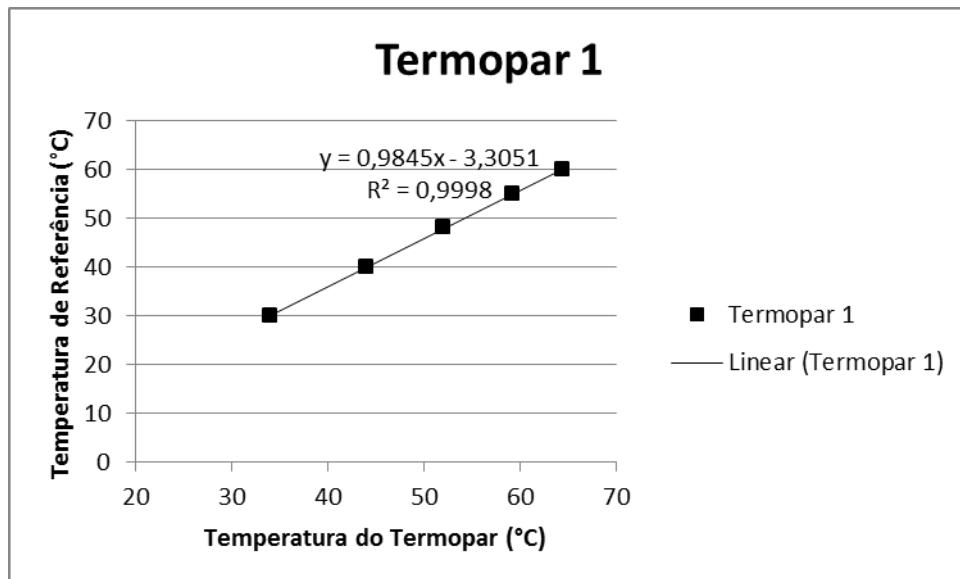
Após a inserção dos termopares no meio de medição, digitou-se e esperou-se estabilizar a temperatura do forno, a partir daí fizeram-se as leituras do forno de calibração e anotou-se a hora. Os dados dos termopares foram gravados pelo software ELIPSE. Após o término das medições, agruparam-se todas as medições para cada faixa de temperatura, a Tabela A1.1 mostra as medições para os termopares para uma temperatura de referência de 30°C.

**Tabela A1.1** – Medições de temperatura dos termopares para referência de 30°C

30°C								
Nº	Referência	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7
1	30,0	33,9	32,8	33,7	33,2	33,1	33,8	33,4
2	30,0	34,0	32,8	33,7	33,2	33,1	33,8	33,4
3	30,0	34,0	32,8	33,7	33,1	33,1	33,8	33,4
4	30,1	34,0	32,9	33,7	33,2	33,1	33,8	33,4
5	30,1	34,0	32,9	33,7	33,2	33,1	33,8	33,5
<b>Média</b>	<b>30,04</b>	<b>33,98</b>	<b>32,84</b>	<b>33,70</b>	<b>33,18</b>	<b>33,10</b>	<b>33,80</b>	<b>33,42</b>

Esta rotina foi realizada para todas as temperaturas. Com as médias dos cinco valores medidos para cada temperatura de referência, foram obtidos gráficos de dispersão. Após, foram feitos os ajustes de curvas no Excel, gerando-se gráficos do tipo mostrado na Figura A1.1.

**Figura A1.1 – Gráfico de Calibração para o termopar T1**

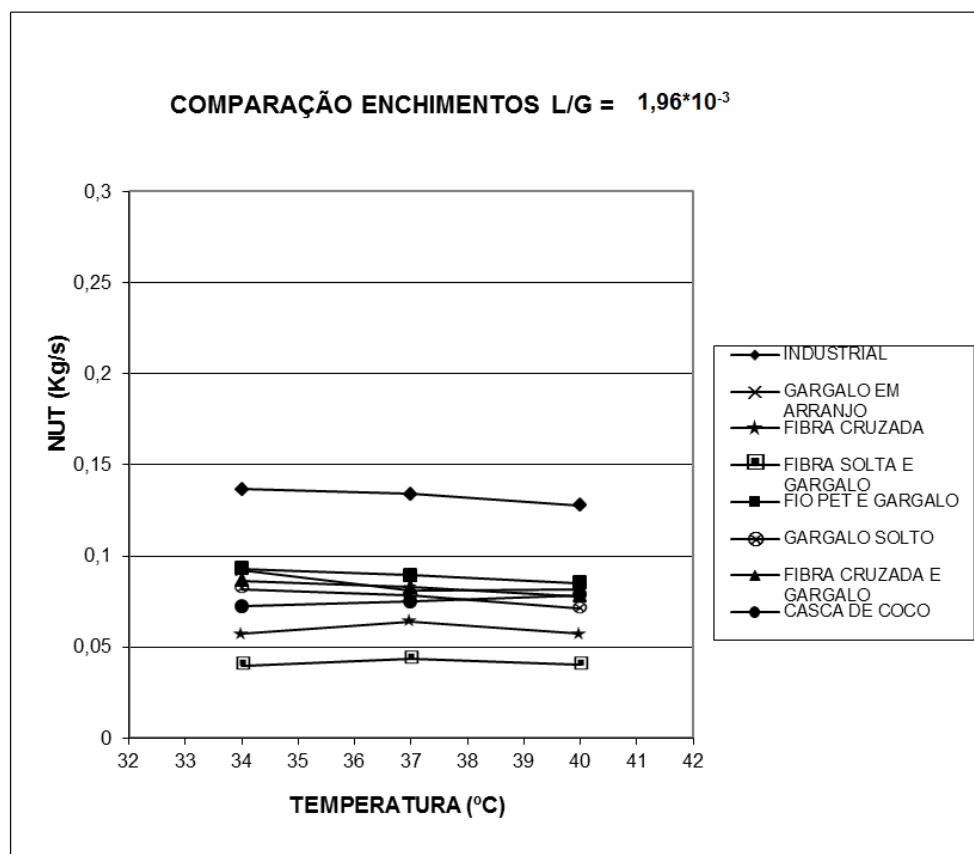


Este procedimento é repetido para todos os outros termopares. As equações geradas são inseridas no programa ELIPSE, que medirá as temperaturas na torre. As temperaturas medidas pelos termopares serão enviadas para o CLP, onde os valores serão corrigidos através das equações de ajuste, mostrando por fim a temperatura real medida por cada termopar.

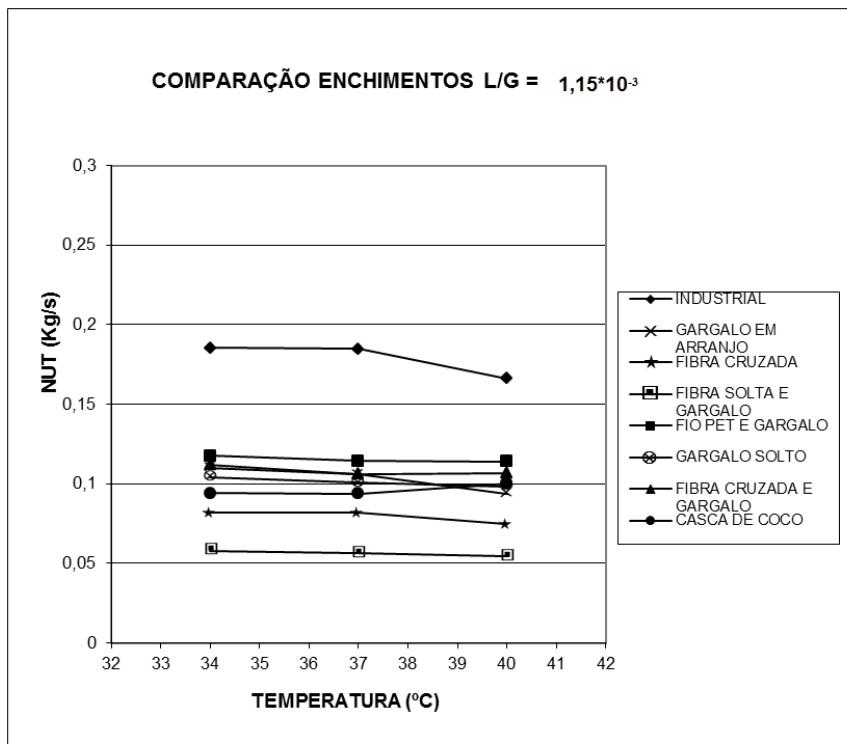
## APÊNDICE 2 – APRESENTAÇÃO DOS NUT'S PARAS OS ENCHIMENTOS

Abaixo seguem os gráficos dos NUT's para as relações L/G testadas experimentalmente. O NUT foi obtido pelo programa descrito no Item 5.2 através de um programa feito no software EES e a partir de dados experimentais. Com o valor do NUT é possível prever o comportamento térmico de uma torre que utilize os enchimentos alternativos testados, onde os mesmos podem ser redimensionados para maiores volumes.

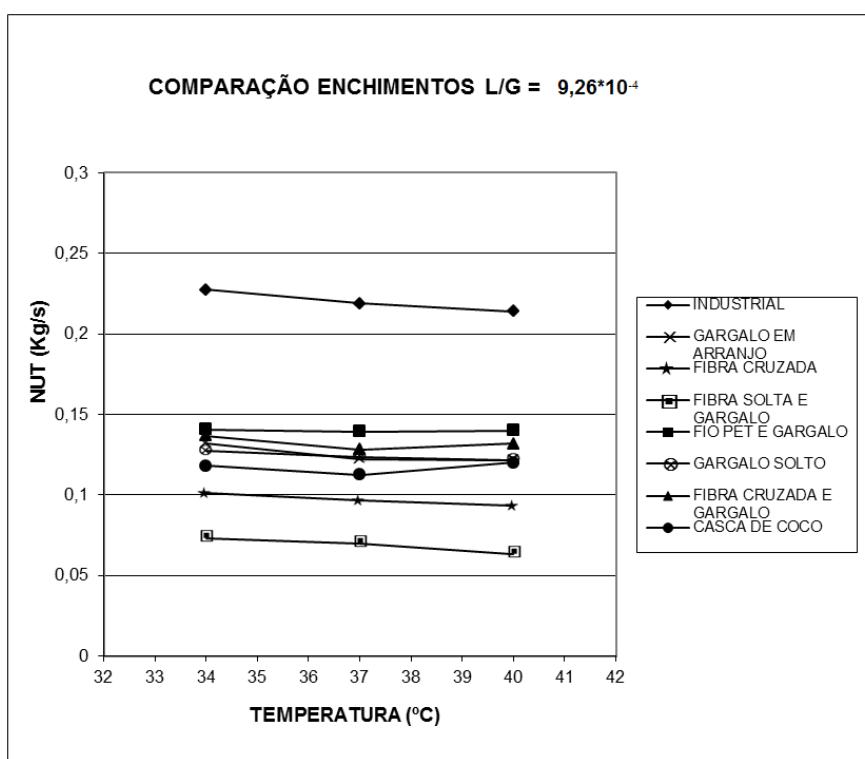
**Figura A2.1** – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um  $L/G=1,2 \text{ (m}^3/\text{h}) / 0,19 \text{ (kg/s)}$



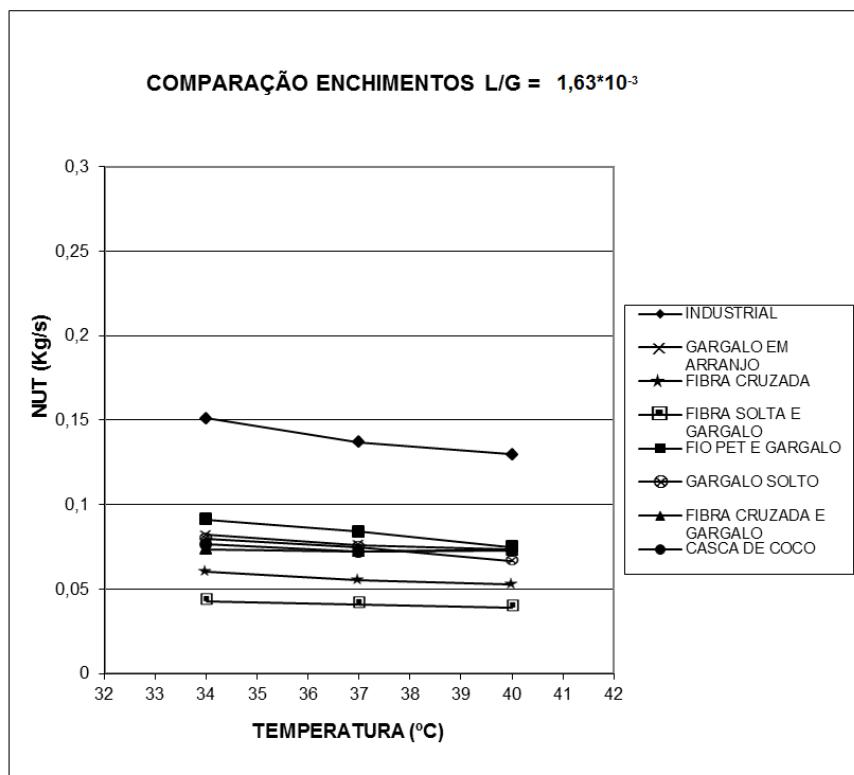
**Figura A2.2 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um L/G=1,2 ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) / 0,33 ( $\text{kg/s}$ )**



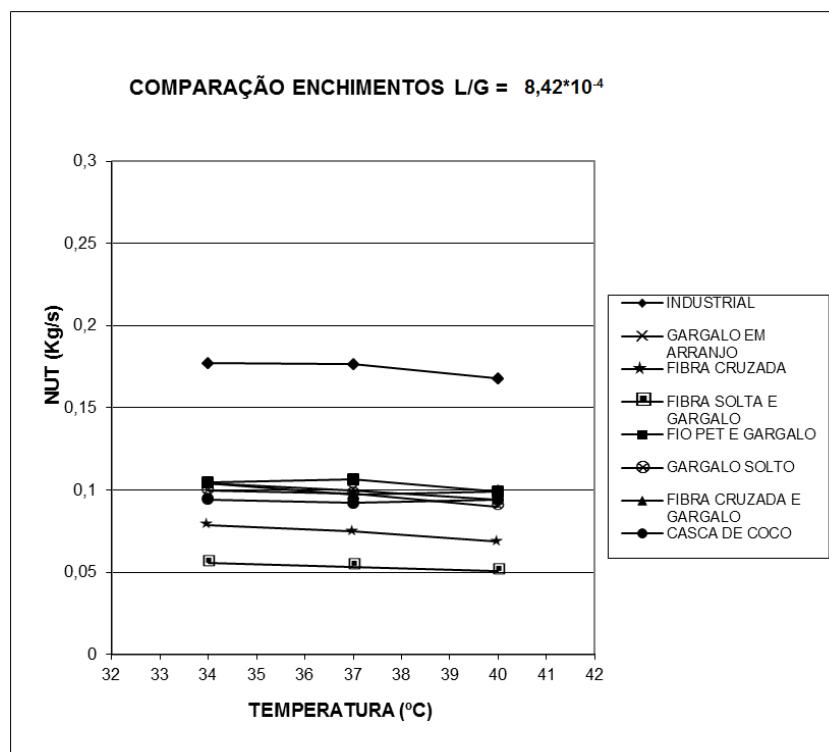
**Figura A2.3 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um L/G=1,2 ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) / 0,41 ( $\text{kg/s}$ )**



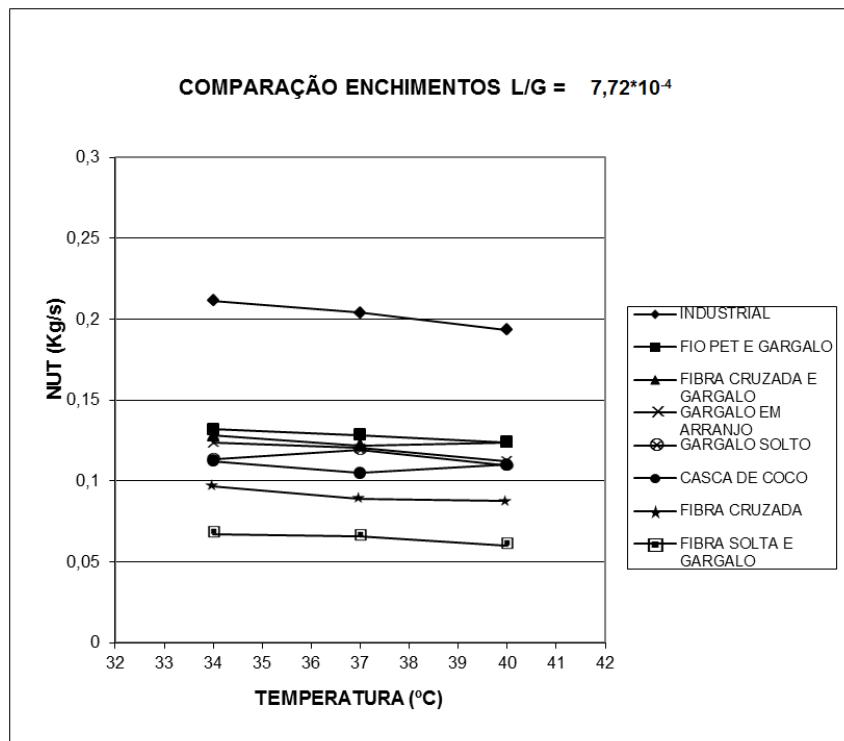
**Figura A2.4 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um L/G=1,0 ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) / 0,19 (kg/s)**



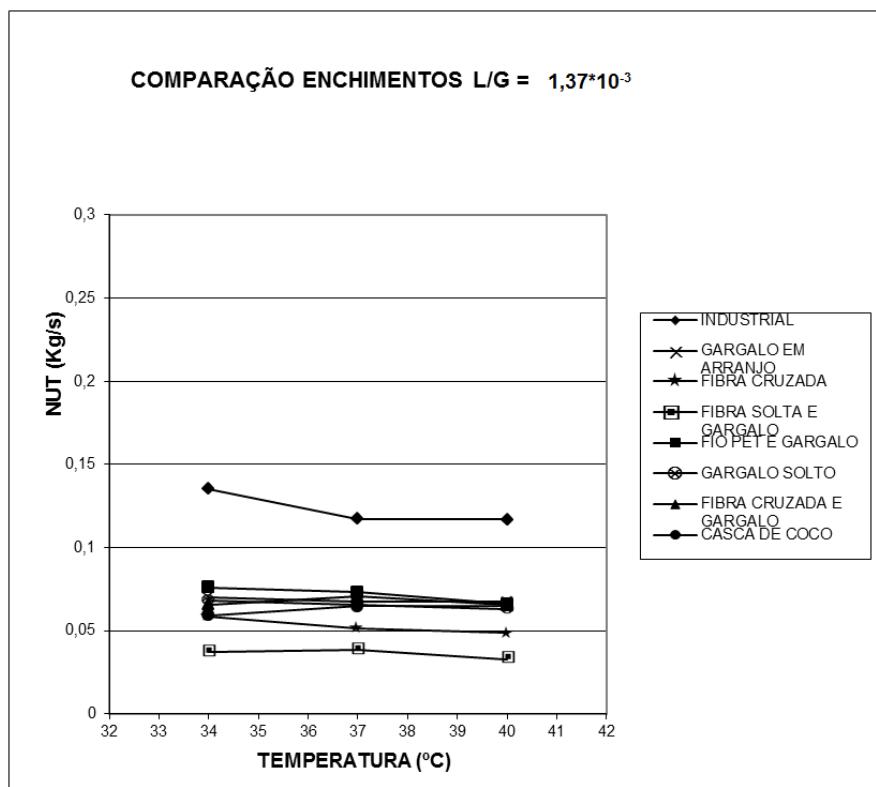
**Figura A2.5 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um L/G=1,0 ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) / 0,33 (kg/s)**



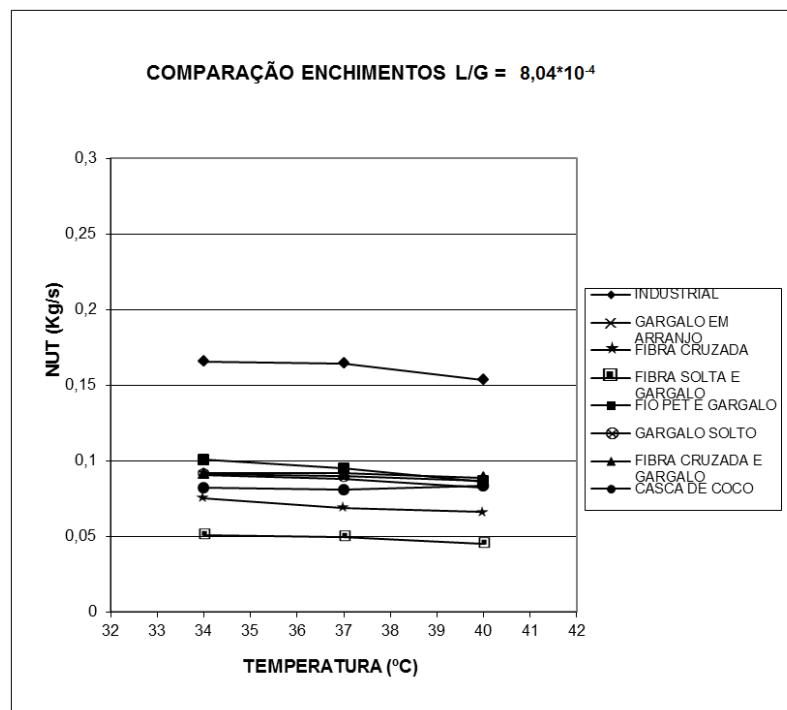
**Figura A2.6 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um  $L/G=1,0$  ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) /  $0,36$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ )**



**Figura A2.7 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um  $L/G=0,84$  ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) /  $0,17$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ )**



**Figura A2.8 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um  $L/G=0,84 \text{ (m}^3/\text{h}) / 0,29 \text{ (m}^3/\text{s)}$**



**Figura A2.9 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para os enchimentos com um  $L/G=0,84 \text{ (m}^3/\text{h}) / 0,36 \text{ (m}^3/\text{s)}$**

