



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

**ANÁLISE DA UTILIZAÇÃO DE GARGALOS E FIOS DE GARRAFA PET  
COMO ENCHIMENTO DE TORRES DE RESFRIAMENTO**

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

**ANDREZZA CAROLINA CARNEIRO TOMÁS OLIVEIRA**

**Recife, Março de 2009.**

**O48a****Oliveira, Andrezza Carolina Carneiro Tomás**

Análise da utilização de gargalos e fios de garrafa pet como enchimento de torres de resfriamento / Andrezza Carolina Carneiro Tomás Oliveira. - Recife: O Autor, 2009.

xxii, 122 folhas, il : figs., tabs., grafs.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2009.

Inclui Bibliografia e Anexos.

1. Torre de resfriamento. 2. Gargalos PET. 3. Transferência de calor e massa. 4. Enchimentos evaporativos. 5. Psicrometria. I. Título.

**UFPE**

**621**

**CDD (22 ed.)**

**BCTG/ 2009-102**

“ANÁLISE DA UTILIZAÇÃO DE GARGALHOS E FIOS DE GARRAFA PET COMO  
ENCHIMENTO DE TORRES DE RESFRIAMENTO”.

ANDREZZA CAROLINA CARNEIRO TOMÁS OLIVEIRA

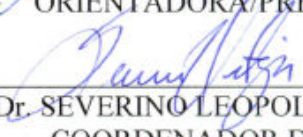
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO  
TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

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



---

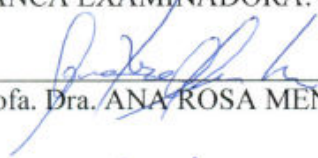
Profa. Dra. ANA ROSA MENDES PRIMO  
ORIENTADORA/PRESIDENTE



---

Prof. Dr. SEVERINO LEOPOLDINO URTIGA FILHO  
COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA:



---

Profa. Dra. ANA ROSA MENDES PRIMO (UFPE)



---

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)



---

Prof. Dr. MARCELO JOSÉ PIRANI (UFBA)

**ANÁLISE DA UTILIZAÇÃO DE GARGALOS E FIOS DE GARRAFA PET  
COMO ENCHIMENTO DE TORRES DE RESFRIAMENTO**

## DEDICATÓRIA

Em memória de minha querida vovó Zezé que não terá a oportunidade de viver este momento.

A minha mãe Maria de Lourdes Carneiro Tomás que se doou por inteira e renunciou aos seus sonhos para que eu e meus irmãos realizássemos os nossos.

Ao meu esposo Juliano Oliveira da Silva, pela dedicação, paciência e confiança durante toda esta jornada, tendo, na minha ausência, cuidado sozinho de nossa filha, nascida durante o mestrado.

A minha filha Giovanna, minha vidinha, fonte de pureza e alegria.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus todo-poderoso pelo dom de vida que me concedeu e por ter iluminado meu caminho durante todos estes anos.

Aos meus pais Lourdes e Aldo que me deram à vida e me ensinaram a vivê-la com dignidade. Aos meus irmãos Flávio e Carlinhos que me transmitiram carinho e segurança durante toda minha vida.

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

Aos amigos Thiago Parente, Gutemberg, Ângelo, Aristóteles, Daniela e seu esposo Ítalo, pelo apoio no desenvolvimento deste trabalho.

A todos os professores e amigos do CEFET-PE, da graduação e do mestrado, pelo companheirismo, carinho, aprendizagem e momentos agradáveis de convívio. Em especial aos amigos da graduação Marcelo Henrique e Marcelo Rangel, Amaury, Carlos, Anderson, Rubinho, Rodrigo, Tarsila, Luciana e Wesley, pela amizade e pelos estudos em grupo, onde sem eles concluir o curso seria bem mais difícil.

A CAPES pelo suporte financeiro durante o período de realização deste trabalho e a ARCLIMA pelos materiais e pela mão de obra fornecida.

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

## **RESUMO**

*Em alguns processos industriais e de condicionamento de ar há a necessidade do resfriamento de equipamentos que geram certa quantidade de calor durante sua operação. O fluido geralmente utilizado para dissipar esse calor gerado é a água, devido às suas características físicas (alto calor específico, baixa viscosidade, alta condutividade térmica e alta densidade), além da facilidade de obtenção, baixo custo e além de sua atoxidade. Uma Torre de Resfriamento de água é um equipamento que utiliza processos de evaporação e transferência de calor para resfriar a água, a qual é aspergida sobre um enchimento que tem a finalidade de aumentar a área de contato entre o ar e a água. Os materiais comumente empregados nos enchimentos de torres de resfriamento são os sarrafos de madeira, plástico e a fibra de vidro. O tipo de enchimento influencia bastante no preço de uma torre de resfriamento, podendo ser responsável por até 40% do custo total de uma torre. Nesta dissertação, o enfoque é dado na avaliação de enchimentos de fios e gargalos de garrafas PET, com as seguintes configurações: dois arranjos para fios e dois arranjos de gargalos. 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 construído um protótipo de uma torre de resfriamento em contracorrente 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 acima citados. Os resultados indicam 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.*

**Palavras Chave:** Torre de resfriamento, gargalos PET, transferência de calor e massa, enchimentos evaporativos, psicrometria.

## **ABSTRACT**

*In some industrial processes, as well as in air conditioning processes, there is the need for cooling of equipments that generate heat during his operation. Usually, the fluid utilized to dissipate that generated heat is the water, due to its physical characteristics (high heat capacity, low viscosity, high thermal conductivity and high density). Besides its facility to obtain, low cost and atoxicity. A cooling tower to refrigerate water is an equipment that utilizes processes of evaporation and heat transfer to cooling water, which is sprinkled over a packing that enlarges the contact area between air and water. Commonly, the materials used as packing for cooling towers are wooden laths, plastic and fiberglass. The kind of cooling pad acts on the final price of a cooling tower, and can be responsible for even 40% of the total cost of a cooling tower. In this dissertation, the main focus is given to P.E.T. bottles, with the following configurations: two arrangement for P.E.T. threads and two arrangements for P.E.T. neck bottles. The results were compared with two commercial cooling pads from ALPINA: vertical offset corrugated packing and the trapezoidal grid packing. A prototype of a counter flow cooling tower was built. For the mentioned packings, some effects over the efficiency of the cooling tower were analyzed: temperature rising of the inlet water, rising in air flow and water flow. The results indicated that the tested cooling pads can be used as packing for cooling towers. Using the software EES (Engineering Equation Solver) a numerical simulation was carried out, showing good agreement with the experimental results.*

**Key words:** *Cooling tower, P.E.T. neck bottles, heat and mass transfer, cooling pads, psicrometry.*



## SÍMBOLOS

### Letras

|                     |                                                                            |
|---------------------|----------------------------------------------------------------------------|
| $A$                 | Área de contato entre o fluido e a superfície, [m <sup>2</sup> ]           |
| $C_p$               | Calor específico a pressão constante, [kJ/kgK]                             |
| $C_{par}$           | Calor específico do ar seco, [kJ/kgK]                                      |
| $C_{pu}$            | Calor específico do ar úmido, [kJ/kgK]                                     |
| $C_{pag}$           | Calor específico da água, [kJ/kgK]                                         |
| $C_{pv}$            | Calor específico do vapor de água, [kJ/kgK]                                |
| $D$                 | Coeficiente de difusão de massa, [m <sup>2</sup> /s]                       |
| $H_{mist}$          | Entalpia da mistura, [kJ]                                                  |
| $H_{ar}$            | Entalpia do ar seco, [kJ]                                                  |
| $H_v$               | Entalpia do vapor de água, [kJ]                                            |
| $h_{mist}$          | Entalpia específica da mistura, [kJ/kg]                                    |
| $h_{ar}$            | Entalpia específica do ar seco, [kJ/kg]                                    |
| $h_{ag}$            | Entalpia específica da água, [kJ/kg]                                       |
| $h_v$               | Entalpia específica do vapor, [kJ/kg]                                      |
| $h_i$               | Entalpia do ar saturado a temperatura da água, [°C]                        |
| $h_{lv}$            | Calor latente de vaporização, [kJ/kg]                                      |
| $h_d$               | Coeficiente de transferência de massa por convecção, [m/s]                 |
| $h_c$               | Coeficiente de transferência de calor por convecção, [W/m <sup>2</sup> °C] |
| $K$                 | Condutividade térmica do fluido, [W/m °C]                                  |
| $Lef$               | Fator de Lewis                                                             |
| $Le$                | Número de Lewis                                                            |
| $L$                 | Comprimento característico da superfície, [m]                              |
| $\dot{m}_{saida}$   | Fluxo mássico de água de saída, [kg/s]                                     |
| $\dot{m}_{entrada}$ | Fluxo mássico de água de entrada, [kg/s]                                   |
| $\dot{m}_v$         | Taxa de transferência de vapor de água, [kg/s]                             |
| $\dot{m}_{ag}$      | Taxa de transferência de água, [kg/s]                                      |
| $m_a$               | Massa de ar seco, [kg]                                                     |
| $m_v$               | Massa de vapor de água, [kg]                                               |
| $Mep$               | Número de Merkel                                                           |
| $Nu$                | Número de Nusselt                                                          |
| $NUT$               | Número de Unidades de Transferência                                        |
| $PET$               | Poli Tereftalato de Etileno                                                |
| $p_v$               | Pressão parcial do vapor de água, [Pa]                                     |
| $p_g$               | Pressão de saturação do vapor de água, [Pa]                                |
| $p_t$               | Pressão total (atmosférica), [Pa]                                          |
| $p_a$               | Pressão parcial do ar seco, [Pa]                                           |
| $Pr$                | Número de Prandtl                                                          |
| $Q$                 | Taxa de troca de calor, [W]                                                |

|              |                                                              |
|--------------|--------------------------------------------------------------|
| $\delta Q$   | Calor total transferido, [kJ]                                |
| $\delta Q_s$ | Calor sensível, [kJ]                                         |
| $\delta Q_L$ | Calor Latente, [kJ]                                          |
| Ra           | Constante de gás do ar seco, [J/kgK]                         |
| Rv           | Constante de gás do vapor, [J/kgK]                           |
| Re           | Número de Reynolds                                           |
| Sh           | Número de Sherwood                                           |
| Sc           | Número de Schmidt                                            |
| $T_{BS}$     | Temperatura de bulbo seco, [°C]                              |
| $T_{BU}$     | Temperatura de bulbo úmido, [°C]                             |
| $T_s$        | Temperatura da superfície, [°C]                              |
| $T_\infty$   | Temperatura do fluido longe da superfície, [°C]              |
| $T_{ag}$     | Temperatura da água, [°C]                                    |
| $T_{ar}$     | Temperatura do ar, [°C]                                      |
| V            | Volume, [m <sup>3</sup> ]; Velocidade do fluido, [m/s]       |
| w            | Umidade absoluta, [kg / kg de ar seco]                       |
| $w_{sat}$    | Umidade absoluta na saturação, [kg / kg de ar seco]          |
| $w_i$        | Umidade absoluta à temperatura da água, [kg / kg de ar seco] |

### Letras Gregas

|               |                                                                             |
|---------------|-----------------------------------------------------------------------------|
| $\alpha$      | Coefficiente de difusividade térmica, [m <sup>2</sup> /s]                   |
| $\nu$         | Viscosidade cinemática, [m <sup>2</sup> /s]                                 |
| $\rho_s$      | Densidade do vapor de água junto à superfície molhada, [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\rho_\infty$ | Densidade do vapor de água junto ao longe, [kg/m <sup>3</sup> ]             |
| $\varepsilon$ | Efetividade, [°C]                                                           |

## LISTA DE FIGURAS

|                                                                                                                                                                                                                           |           |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <i>Figura 1.1 – Funcionamento de uma torre de resfriamento (Fonte :<a href="http://www.mspc.eng.br/termo/img01/trmd_001.png">www.mspc.eng.br/termo/img01/trmd_001.png</a>).....</i>                                       | <i>2</i>  |
| <i>Figura 1.2 – Torre de resfriamento por pulverizadores com ventilação natural (Fonte: Apostila Omni, 1989).....</i>                                                                                                     | <i>4</i>  |
| <i>Figura 1.3 – Torre de resfriamento hiperbólica de grande estrutura com tiragem do tipo chaminé (Fonte: Elonka &amp; Minich, 1978).....</i>                                                                             | <i>5</i>  |
| <i>Figura 1.4 – Torres de Resfriamento de Tiragem Natural, instaladas em uma central NUCLEAR (Trovati, 2006).....</i>                                                                                                     | <i>6</i>  |
| <i>Figura 1.5 - Torre de tiragem forçada (ALPINA, 2006).....</i>                                                                                                                                                          | <i>6</i>  |
| <i>Figura 1.6 – Torres de Tiragem Mecânica Forçada (Fonte: Apostila Omni, 1989).....</i>                                                                                                                                  | <i>7</i>  |
| <i>Figura 1.7 – Torre de tiragem induzida (ALPINA, 2006).....</i>                                                                                                                                                         | <i>8</i>  |
| <i>Figura 1.8 – Esquema de uma torre de tiragem induzida em corrente cruzada (Fonte: <a href="http://www.meiofiltrante.com.br">http://www.meiofiltrante.com.br</a>).....</i>                                              | <i>8</i>  |
| <i>Figura 1.9 – Torre de tiragem induzida (Pirani &amp; Venturini, 2004).....</i>                                                                                                                                         | <i>8</i>  |
| <i>Figura 1.10 – Principais componentes de uma torre de resfriamento (Fonte: <a href="http://www.sj.cefetscedu.br/~jesue/torres%20arrefecimento.ppt">www.sj.cefetscedu.br/~jesue/torres%20arrefecimento.ppt</a>).....</i> | <i>9</i>  |
| <i>Figura 1.11 – Venezianas em uma torre de resfriamento (ANNEMOS, 2006).....</i>                                                                                                                                         | <i>9</i>  |
| <i>Figura 1.12 – Eliminador de gotas (ALPINA, 2006).....</i>                                                                                                                                                              | <i>10</i> |
| <i>Figura 1.13 – Ventilador axial de grande porte (ALPINA, 2006).....</i>                                                                                                                                                 | <i>11</i> |
| <i>1.14 – Motor axial de uma torre de tiragem induzida (Fonte: <a href="http://www.TorresDeEnfriamiento.com">www.TorresDeEnfriamiento.com</a>).....</i>                                                                   | <i>11</i> |
| <i>Figura 1.15 – Sistemas de distribuição de água por pressão (Fonte: <a href="http://www.sj.cefetsc.edu.br/~jesue/torres%20arrefecimento.ppt">www.sj.cefetsc.edu.br/~jesue/torres%20arrefecimento.ppt</a>).....</i>      | <i>12</i> |
| <i>Figura 1.16 – Sistema de distribuição por gravidade. (Costa, 2006).....</i>                                                                                                                                            | <i>13</i> |
| <i>Figura 1.17 – Enchimento de respingo (Pirani &amp; Venturini, 2004).....</i>                                                                                                                                           | <i>14</i> |
| <i>Figura 1.18 – Enchimento de respingo (ALPINA, 2006).....</i>                                                                                                                                                           | <i>14</i> |
| <i>Figura 1.19 – Enchimento de corrugação vertical off-set (ALPINA, 2006).....</i>                                                                                                                                        | <i>15</i> |

|                                                                                                                                                                                                                    |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <i>Figura 1.20 – Enchimento de grades trapezoidais da ALPINA(esquerda) e da CARAVELA (direita), (ALPINA, 2006 e CARAVELA, 200).</i>                                                                                | 16 |
| <i>Figura 2.1 - Tipos de enchimentos testados: a) Splash, b) Trickle e c) Filme corrugado (Kloppers &amp; Kroger, 2003).</i>                                                                                       | 19 |
| <i>Figura 2.2 - Torre de Resfriamento de contato indireto e suas variáveis (Facção &amp; Oliveira 2004).</i>                                                                                                       | 20 |
| <i>Figura 2.3 – Diagrama esquemático da torre experimental (Naphon, 2005).</i>                                                                                                                                     | 20 |
| <i>Figura 2.4 – Velocidade do ar versus umidade relativa para temperatura da gota de 10°C. Curva 1 para temperatura de entrada do ar de 25°C, curva 2 - 20°C, curva 3 - 15°C (Fisenko &amp; Petrushik (2005)).</i> | 23 |
| <i>Figura 2.5 – Diagrama esquemático da torre de resfriamento experimental (Elsarrag 2006).</i>                                                                                                                    | 26 |
| <i>Figura 3.1 – Carta Psicrométrica (Costa, 2006).</i>                                                                                                                                                             | 29 |
| <i>Figura 3.2 – Componentes da carta psicrométrica (Costa, 2006).</i>                                                                                                                                              | 30 |
| <i>Figura 3.3 – Diagrama psicrométrico mostrando lei da linha reta (Barros, 2005).</i>                                                                                                                             | 30 |
| <i>Figura 3.4 – Diagrama psicrométrico para uma torre de resfriamento (Fonte: <a href="http://www.mspc.eng.br/termo/termod0410.shtml">http://www.mspc.eng.br/termo/termod0410.shtml</a>).</i>                      | 31 |
| <i>Figura 4.1 – Vista geral da torre.</i>                                                                                                                                                                          | 32 |
| <i>Figura 4.2 – Bacia de água fria e tubulação da água de reposição(make up).</i>                                                                                                                                  | 32 |
| <i>Figura 4.3 – Bóia de controle de nível da bacia de água fria.</i>                                                                                                                                               | 33 |
| <i>Figura 4.4 – Aspersores de água quente.</i>                                                                                                                                                                     | 33 |
| <i>Figura 4.5 – Reservatório de água quente.</i>                                                                                                                                                                   | 33 |
| <i>Figura 4.6 – Válvula esfera para regulação da vazão.</i>                                                                                                                                                        | 34 |
| <i>Figura 4.7 – Exaustor 40cm da VENTISOL para circulação de ar (Costa, 2006).</i>                                                                                                                                 | 34 |
| <i>Figura 4.8 – Duto de exaustão da torre.</i>                                                                                                                                                                     | 35 |
| <i>Figura 4.9 – Chapas de acrílico de 4mm para fechamento da torre.</i>                                                                                                                                            | 35 |
| <i>Figura 4.10 – Bombas centrífugas para a recirculação de água.</i>                                                                                                                                               | 35 |
| <i>Figura 4.11 – Esquema de determinação da vazão de água da torre (Costa, 2006).</i>                                                                                                                              | 36 |
| <i>Figura 4.12 – By-pass para controle da vazão e termopar da água quente.</i>                                                                                                                                     | 36 |

|                                                                                         |           |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <i>Figura 4.13 – Medição de temperatura da água fria.....</i>                           | <i>37</i> |
| <i>Figura 4.14 – Medição de temperatura da água de reposição (make up).....</i>         | <i>37</i> |
| <i>Figura 4.15 – Válvula esfera de fechamento da desconcentração (blowdown).....</i>    | <i>37</i> |
| <i>Figura 4.16 – Termopar para medição da temperatura de bulbo úmido (TBU).....</i>     | <i>38</i> |
| <i>Figura 4.17 – Termopar Tipo T para medição do ar de insuflamento da torre.....</i>   | <i>38</i> |
| <i>Figura 4.18 – Termopar tipo K para medição do ar de exaustão.....</i>                | <i>38</i> |
| <i>Figura 4.19 – Termo higrômetro da OMEGA para medição da umidade relativa.....</i>    | <i>39</i> |
| <i>Figura 4.20 – Alicates amperímetro.....</i>                                          | <i>39</i> |
| <i>Figura 4.21 – Esquema de determinação da vazão de ar da torre (Costa, 2006).....</i> | <i>40</i> |
| <i>Figura 4.22 – Potenciômetro (Dimmer) para controle da vazão de ar.....</i>           | <i>40</i> |
| <i>Figura 4.23 – Resistência elétrica para aquecimento d'água.....</i>                  | <i>41</i> |
| <i>Figura 4.24 – Controlador eletrônico digital.....</i>                                | <i>41</i> |
| <i>Figura 4.25 – Sistema de Aquisição de dados.....</i>                                 | <i>42</i> |
| <i>Figura 4.26 – Borneira para conexão dos termopares.....</i>                          | <i>42</i> |
| <i>Figura 4.27 – Tela do supervisor feita no LabView (Costa, 2006).....</i>             | <i>42</i> |
| <i>Figura 4.28 – Enchimento Fio Cruzado.....</i>                                        | <i>45</i> |
| <i>Figura 4.29 - Enchimento Fio Solto.....</i>                                          | <i>45</i> |
| <i>Figura 4.30 - Enchimento Gargalo 1.....</i>                                          | <i>46</i> |
| <i>Figura 4.31 - Enchimento Gargalo 2.....</i>                                          | <i>46</i> |
| <i>Figura 4.32 – Caracterização do enchimento fio cruzado.....</i>                      | <i>47</i> |
| <i>Figura 4.33 – Caracterização do enchimento gargalo 1.....</i>                        | <i>47</i> |
| <i>Figura 4.34 – Caracterização do enchimento gargalo 2.....</i>                        | <i>48</i> |
| <i>Figura 4.35- Enchimento corrugação vertical industrial.....</i>                      | <i>48</i> |
| <i>Figura 4.36 - Enchimento tipo trapezoidal industrial.....</i>                        | <i>49</i> |

|                                                                                                                                                     |           |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <i>Figura 4.37 - Esquema do protótipo da torre de resfriamento.....</i>                                                                             | <i>49</i> |
| <i>Figura 4.38 – Esquema de medições da torre.....</i>                                                                                              | <i>50</i> |
| <i>Figura 4.39 - Planilha eletrônica com as medições realizadas.....</i>                                                                            | <i>51</i> |
| <i>Figura 5.1 – Teoria da película mostrando as principais resistências (Kern, 1950).....</i>                                                       | <i>53</i> |
| <i>Figura 5.2 – Volume de controle do enchimento em contra corrente (Costa, 2006).....</i>                                                          | <i>58</i> |
| <i>Figura 5.3 – Volume de controle para o ar da torre.....</i>                                                                                      | <i>60</i> |
| <i>Figura 5.4 – Fluxograma de funcionamento do programa. (Moreira, 1999).....</i>                                                                   | <i>61</i> |
| <i>Figura 6.1 – [FIO CRUZADO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i> | <i>62</i> |
| <i>Figura 6.2 – [FIO CRUZADO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i> | <i>62</i> |
| <i>Figura 6.3 – [FIO CRUZADO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i> | <i>63</i> |
| <i>Figura 6.4 – [FIO CRUZADO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i>  | <i>63</i> |
| <i>Figura 6.5 – [FIO CRUZADO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>  | <i>64</i> |
| <i>Figura 6.6 – [FIO CRUZADO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i>  | <i>64</i> |
| <i>Figura 6.7 – [FIO CRUZADO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i>   | <i>65</i> |
| <i>Figura 6.8 – [FIO CRUZADO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>   | <i>65</i> |
| <i>Figura 6.9 – [FIO CRUZADO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i>   | <i>66</i> |
| <i>Figura 6.10 – [FIO SOLTO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i>  | <i>66</i> |
| <i>Figura 6.11 – [FIO SOLTO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>  | <i>67</i> |
| <i>Figura 6.12 – [FIO SOLTO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i>  | <i>67</i> |

|                                                                                                                                                    |           |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <i>Figura 6.13 – [FIO SOLTO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i>  | <i>68</i> |
| <i>Figura 6.14 – [FIO SOLTO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22/s.....</i>    | <i>68</i> |
| <i>Figura 6.15– [FIO SOLTO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i>   | <i>69</i> |
| <i>Figura 6.16 – [FIO SOLTO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i>   | <i>69</i> |
| <i>Figura 6.17 – [FIO SOLTO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>   | <i>70</i> |
| <i>Figura 6.18 – [FIO SOLTO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i>   | <i>70</i> |
| <i>Figura 6.19 – [GARGALO 1] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i> | <i>71</i> |
| <i>Figura 6.20 – [GARGALO 1] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i> | <i>71</i> |
| <i>Figura 6.21 – [GARGALO 1] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i> | <i>72</i> |
| <i>Figura 6.22 – [GARGALO 1] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i>  | <i>72</i> |
| <i>Figura 6.23 – [GARGALO 1] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>  | <i>73</i> |
| <i>Figura 6.24 – [GARGALO 1] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i>  | <i>73</i> |
| <i>Figura 6.25 – [GARGALO 1] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i>   | <i>74</i> |
| <i>Figura 6.26 – [GARGALO 1] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>   | <i>74</i> |
| <i>Figura 6.27 – [GARGALO 1] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i>   | <i>75</i> |
| <i>Figura 6.28 – [GARGALO 2] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i> | <i>75</i> |

|                                                                                                                                                           |           |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <i>Figura 6.29 – [GARGALO 2] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>        | <i>76</i> |
| <i>Figura 6.30 – [GARGALO 2] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i>        | <i>76</i> |
| <i>Figura 6.31 – [GARGALO 2] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i>         | <i>77</i> |
| <i>Figura 6.32 – [GARGALO 2] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>         | <i>77</i> |
| <i>Figura 6.33 – [GARGALO 2] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i>         | <i>78</i> |
| <i>Figura 6.34 – [GARGALO 2] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i>          | <i>78</i> |
| <i>Figura 6.35 – [GARGALO 2] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>          | <i>79</i> |
| <i>Figura 6.36 – [GARGALO 2] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i>          | <i>79</i> |
| <i>Figura 6.37 – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i> | <i>80</i> |
| <i>Figura 6.38 – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i> | <i>80</i> |
| <i>Figura 6.39 – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i> | <i>81</i> |
| <i>Figura 6.40 – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i>  | <i>81</i> |
| <i>Figura 6.41 – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>  | <i>82</i> |
| <i>Figura 6.42 – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i>  | <i>82</i> |
| <i>Figura 6.43 – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i>   | <i>83</i> |
| <i>Figura 6.44 – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>   | <i>83</i> |



|                                                                                                                                                                                                        |           |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <i>Figura 6.45 – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i>                                                | <i>84</i> |
| <i>Figura 6.46 – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i>                                          | <i>84</i> |
| <i>Figura 6.47 – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>                                          | <i>85</i> |
| <i>Figura 6.48 – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i>                                          | <i>85</i> |
| <i>Figura 6.49 – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i>                                           | <i>86</i> |
| <i>Figura 6.50 – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>                                           | <i>86</i> |
| <i>Figura 6.51 – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i>                                           | <i>87</i> |
| <i>Figura 6.52 – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.....</i>                                            | <i>87</i> |
| <i>Figura 6.53 – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>                                            | <i>88</i> |
| <i>Figura 6.54 – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.....</i>                                            | <i>88</i> |
| <i>Figura 6.55 – Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre enchimentos para uma vazão de ar de 0,49m<sup>3</sup>/s e uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>                         | <i>89</i> |
| <i>Figura 6.56 – Aproximação (approach) (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre enchimentos para uma vazão de ar de 0,49 m<sup>3</sup>/s e uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>              | <i>90</i> |
| <i>Figura 6.57 – Efetividade versus temperatura (°C) - Comparação entre enchimentos para uma vazão de ar de 0,49m<sup>3</sup>/s e uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>                               | <i>90</i> |
| <i>Figura 6.58 – Resfriamento versus temperatura (°C) - Verificação do efeito da vazão de ar sobre o enchimento de fio solto, para uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>                              | <i>91</i> |
| <i>Figura 6.59 – Resfriamento versus vazão de ar (m<sup>3</sup>/s) - Verificação do efeito da vazão de ar sobre o enchimento para uma temperatura de 36°C e uma vazão de água de 0,22 l/s.....</i>     | <i>91</i> |
| <i>Figura 6.60 – Resfriamento versus vazão de água (l/s) - Verificação do efeito da vazão de água sobre os enchimentos para uma temperatura de 32°C e uma vazão de ar de 0,44 m<sup>3</sup>/s.....</i> | <i>92</i> |
| <i>Figura 6.61 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento FIO CRUZADO.....</i>                                                                                                           | <i>93</i> |

|                                                                                                                                                                                     |            |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <i>Figura 6.62 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento FIO SOLTO.....</i>                                                                                          | <i>93</i>  |
| <i>Figura 6.63 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento GARGALO 1.....</i>                                                                                          | <i>94</i>  |
| <i>Figura 6.64 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento GARGALO 2.....</i>                                                                                          | <i>94</i>  |
| <i>Figura 6.65 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento ÁGUAS PROBLEMÁTICAS.....</i>                                                                                | <i>95</i>  |
| <i>Figura 6.66 – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento INDUSTRIAL DE CORRUGAÇÃO VERTICAL.....</i>                                                                  | <i>95</i>  |
| <i>Figura 6.67 – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento os enchimentos com um L/G=0,38.....</i>                                                 | <i>96</i>  |
| <i>Figura 6.68 – [FIO CRUZADO] Resfriamento (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,34.....</i> | <i>97</i>  |
| <i>Figura 6.69 – [FIO CRUZADO] Aproximação (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,34.....</i>  | <i>97</i>  |
| <i>Figura 6.70 – [FIO CRUZADO] Efetividade (%) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,34.....</i>   | <i>98</i>  |
| <i>Figura 6.71 – [FIO SOLTO] Resfriamento (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,38.....</i>   | <i>98</i>  |
| <i>Figura 6.72 – [FIO SOLTO] Aproximação (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,38.....</i>    | <i>99</i>  |
| <i>Figura 6.73 – [FIO SOLTO] Efetividade (%) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,38.....</i>     | <i>99</i>  |
| <i>Figura 6.74 – [GARGALO 1] Resfriamento (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,49.....</i>   | <i>100</i> |
| <i>Figura 6.75 – [GARGALO 1] Aproximação (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,49.....</i>    | <i>100</i> |
| <i>Figura 6.76 – [GARGALO 1] Efetividade (%) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,49.....</i>     | <i>101</i> |
| <i>Figura 6.77 – [GARGALO 2] Resfriamento (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,49.....</i>   | <i>101</i> |

|                                                                                                                                                                                              |            |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <i>Figura 6.78 – [GARGALO 2] Aproximação (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,49.....</i>             | <i>102</i> |
| <i>Figura 6.79 – [GARGALO 2] Efetividade (%) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,49.....</i>              | <i>102</i> |
| <i>Figura 6.80 – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Resfriamento (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,38.....</i>     | <i>103</i> |
| <i>Figura 6.81 – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Aproximação (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,38.....</i>      | <i>103</i> |
| <i>Figura 6.82 – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Efetividade (%) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,38.....</i>       | <i>104</i> |
| <i>Figura 6.83 – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Resfriamento (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,38.....</i> | <i>104</i> |
| <i>Figura 6.84 – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Aproximação (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,38.....</i>  | <i>105</i> |
| <i>Figura 6.85 - [INDUSTRIAL CORRUGADO] Efetividade (%) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,38.....</i>   | <i>105</i> |
| <i>Figura A1.1 – Sistema de aquisição de dados.....</i>                                                                                                                                      | <i>113</i> |
| <i>Figura A1.2 – Tela do programa para aferição de termopares (Costa, 2006).....</i>                                                                                                         | <i>114</i> |
| <i>Figura A1.3 – Gráfico de Calibração para o termopar T6.....</i>                                                                                                                           | <i>115</i> |
| <i>Figura A1.4 – Programa em LabView (Costa, 2006).....</i>                                                                                                                                  | <i>116</i> |
| <i>Figura A3.1 – Tela de visualização dos resultados do programa TORRE no EES.....</i>                                                                                                       | <i>120</i> |

**LISTA DE TABELAS**

|                                                                                   |            |
|-----------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <i>Tabela 4.1 - Histórico da reciclagem PET no Brasil (ABIPET, 2009).....</i>     | <i>43</i>  |
| <i>Tabela A1.1 – Termômetros de referência.....</i>                               | <i>112</i> |
| <i>Tabela A.1.2 – Medições de temperatura para o termopar T6.....</i>             | <i>114</i> |
| <i>Tabela A.1.3 – Agrupamento das temperaturas padrão para o termopar T6.....</i> | <i>115</i> |
| <i>Tabela A2.1 – Valores de probabilidade em função do Parâmetro Z.....</i>       | <i>117</i> |

## SUMÁRIO

|                                                                                                                           |             |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|
| <b>DEDICATÓRIA.....</b>                                                                                                   | <b>v</b>    |
| <b>AGRADECIMENTO.....</b>                                                                                                 | <b>vi</b>   |
| <b>RESUMO.....</b>                                                                                                        | <b>vii</b>  |
| <b>ABSTRACT.....</b>                                                                                                      | <b>viii</b> |
| <b>SÍMBOLOS.....</b>                                                                                                      | <b>ix</b>   |
| <b>LISTA DE FIGURAS.....</b>                                                                                              | <b>xi</b>   |
| <b>LISTA DE TABELAS.....</b>                                                                                              | <b>xx</b>   |
| <b>1. - INTRODUÇÃO.....</b>                                                                                               | <b>01</b>   |
| <b>1.1 - Torres de Resfriamento.....</b>                                                                                  | <b>02</b>   |
| <b>1.1.1 - Tipos e concepções de projeto.....</b>                                                                         | <b>04</b>   |
| 1.1.1.1 - Torre de resfriamento por pulverizadores com ventilação natural...                                              | 04          |
| 1.1.1.2 - Torre de resfriamento hiperbólica.....                                                                          | 04          |
| 1.1.1.3 - Torres de Tiragem Mecânica.....                                                                                 | 06          |
| 1.1.1.3.1 - Torres de Tiragem Mecânica Forçada.....                                                                       | 07          |
| 1.1.1.3.2 - Torres de Tiragem Mecânica Induzida.....                                                                      | 07          |
| <b>1.1.2 - Componentes Principais.....</b>                                                                                | <b>09</b>   |
| 1.1.2.1 - Venezianas.....                                                                                                 | 09          |
| 1.1.2.2 - Eliminador de gotas.....                                                                                        | 10          |
| 1.1.2.3 - Ventiladores.....                                                                                               | 10          |
| 1.1.2.4 - Motores Elétricos.....                                                                                          | 11          |
| 1.1.2.5 - Sistemas de Distribuição de Água.....                                                                           | 12          |
| 1.1.2.5.1 - Sistema de Distribuição de Água - Por Pressão.....                                                            | 12          |
| 1.1.2.5.2 - Sistema de Distribuição de Água - Por Gravidade.....                                                          | 12          |
| 1.1.2.6 - Enchimento.....                                                                                                 | 13          |
| <b>1.2 - Colocação do Problema: Viabilidade do uso de gargalos e fios de garrafa PET como material de Enchimento.....</b> | <b>16</b>   |
| <b>1.3 - Estrutura do Trabalho.....</b>                                                                                   | <b>17</b>   |
| <b>2. - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>                                                                                    | <b>18</b>   |
| 2.1 - Trabalhos com ênfase experimental.....                                                                              | 18          |
| 2.2 - Trabalhos com ênfase na simulação numérica.....                                                                     | 21          |
| 2.3 - Trabalhos sobre materiais alternativos no resfriamento evaporativo.....                                             | 25          |
| <b>3. - PSICROMETRIA.....</b>                                                                                             | <b>27</b>   |
| 3.1 - Noções de Psicrometria.....                                                                                         | 27          |
| 3.2 - Psicrometria para uma Torre de Resfriamento.....                                                                    | 30          |

|                                                                                         |            |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>4. - METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....</b>                                               | <b>32</b>  |
| 4.1 - Protótipo de uma torre de Resfriamento.....                                       | 32         |
| 4.2 - Instrumentação do Protótipo.....                                                  | 36         |
| 4.3 - Tipos de Enchimento Utilizados.....                                               | 43         |
| 4.4 - Descrição dos procedimentos utilizados.....                                       | 49         |
| <b>5. - MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO.....</b> | <b>52</b>  |
| 5.1 - Modelagem Matemática: Equações da torre.....                                      | 52         |
| 5.1.1 - Fundamentos.....                                                                | 52         |
| 5.1.2 - Transferências de Calor e Massa.....                                            | 55         |
| 5.1.3 - Modelagem Matemática de Torres de Resfriamento Contracorrente.....              | 57         |
| 5.1.4 - Método de Integração Discreta de Simpson.....                                   | 59         |
| 5.2 - Lógica da Modelagem Numérica: EES.....                                            | 61         |
| <b>6. - APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS.....</b>                                            | <b>62</b>  |
| 6.1 - Apresentação das Medições no protótipo.....                                       | 62         |
| 6.2 - Discussão dos Resultados: Comparação entre os enchimentos.....                    | 89         |
| 6.2.1 Variação da Temperatura de entrada da água.....                                   | 89         |
| 6.2.2 Variação da Vazão de Ar.....                                                      | 91         |
| 6.2.3 Variação da Vazão de Água.....                                                    | 92         |
| 6.3 - Apresentação e discussão da Simulação Numérica.....                               | 92         |
| 6.3.1 - Cálculo do NUT para cada enchimento.....                                        | 92         |
| 6.3.2 - Comparação entre Dados Numéricos e Experimentais.....                           | 96         |
| <b>7. - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>                          | <b>106</b> |
| 7.1 - Conclusões.....                                                                   | 106        |
| 7.2 - Sugestões para Trabalhos Futuros.....                                             | 106        |
| <b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>                                                  | <b>107</b> |
| <b>ANEXOS.....</b>                                                                      | <b>111</b> |
| Anexo 1 - Aferição de Termopares.....                                                   | 112        |
| Anexo 2 - Análise de Erros.....                                                         | 117        |
| Anexo 3 - Programa da Torre EES.....                                                    | 120        |

## 1. - INTRODUÇÃO

Decorridos apenas 90 anos de sua primeira aplicação, as torres de resfriamento representam hoje um item importante e às vezes até essencial à maioria dos processos industriais. As torres de resfriamento são muito usadas em vários sistemas térmicos, com a maioria em indústrias de unidades de geração de potência, sistemas de refrigeração e ar condicionado, além de indústrias química e petroquímica, com o objetivo de rejeitar o calor absorvido nos processos.

No Brasil existem quase uma dezena de fabricantes, que atendem a pedidos que vão desde a torre de resfriamento da refinaria de Cubatão, para 120.000 m<sup>3</sup>/h até os pequenos modelos de 8m<sup>3</sup>/h, para pronta entrega.

Basicamente, as torres de resfriamento visam transferir ao ar o calor residual dos processos industriais, evitando inicialmente a poluição térmica e química dos cursos d'água e, em segundo lugar, possibilitando usar a mesma água em um ciclo quase fechado, economizando o líquido, que pode ser convenientemente tratado, a um custo menor.

Uma torre de resfriamento de água é um equipamento de operação contínua que utiliza transferência de massa e energia para resfriar a água. Como essas transferências se processam através de superfícies, conclui-se que em uma torre de resfriamento deseja-se sempre a formação máxima de superfícies de água expostas ao ar, o que é conseguido através de: (a) pulverização - para produzir gotículas; (b) enchimento: criam um filme ou gotas devido ao efeito do respingo.

As primeiras torres de resfriamento tinham ventilação natural, pouca eficiência e concepções simples. Nesses dispositivos, a água entrava no nível superior da torre, era pulverizada, aumentando sua área de contato com a corrente de ar, cuja vazão era controlada por venezianas localizadas nas paredes laterais.

À medida que caía ao longo da torre, a água entrava em contato com o ar evaporando-se parcialmente. A água resfriada em certo volume era acumulada na bandeja inferior, de onde voltava para o processo e era novamente reutilizada como fonte fria.

Para se conseguir melhores resultados, essa concepção tornava necessário que as torres de circulação natural fossem bastante altas e situadas em ângulo reto em relação aos ventos dominantes. Nesses equipamentos ocorriam perdas relativamente grandes de água.

Mais tarde verificou-se que a introdução de obstáculos no seu interior (“enchimento”) permitia aumentar as disposições superficiais na torre, quer por espalhar o líquido através de uma maior superfície ou retardar o ritmo de queda da gotícula através do aparato.

A introdução do conceito de “enchimento” reduziu substancialmente os custos de construção, na medida em que possibilitou a mesma dissipação de calor, utilizando torres menores.

O enchimento deve ser forte, leve e resistente à deterioração. Os sarrafos de madeira são um material comum para enchimento, mas a fibra de vidro reforçou os plásticos e estão se tornando muito populares.

Neste estudo, foram utilizados como matéria prima para o material de enchimento gargalos e fios de garrafa PET. Trata-se de um material reciclável, resistente à temperatura de operação de torres de resfriamento, de baixo custo e de fácil moldagem.

A partir do final da Segunda Guerra Mundial a popularidade das torres com circulação natural de ar declinou, sendo substituídas por torres de circulação mecânica de ar, com tiragem forçada ou induzida. As torres de resfriamento com tiragem forçada utilizam um ventilador situado na base, ou nos lados da torre, para forçar o ar a entrar horizontalmente e subir para encontrar as gotículas descendentes de água. Modernamente, dispositivos eliminadores de gotículas colocados no topo da torre, minimizam a quantidade de água arrastada pela corrente de ar que sai. Nas torres de resfriamento com tiragem induzida o ar é puxado para o interior da torre por meio de um exaustor localizado em seu topo ou em sua base. Para o primeiro caso, existem

duas alternativas: tiragem induzida em contra corrente, onde o ar é dirigido para cima contra o fluxo das gotículas que caem sobre o enchimento, e a de tiragem induzida de fluxo cruzado onde o enchimento é colocado bilateralmente, logo à entrada do ar que passa pelo seu interior.

Aqui, foi projetada uma torre de resfriamento de tiragem induzida contracorrente com enchimentos de gargalos e fios de garrafa PET.

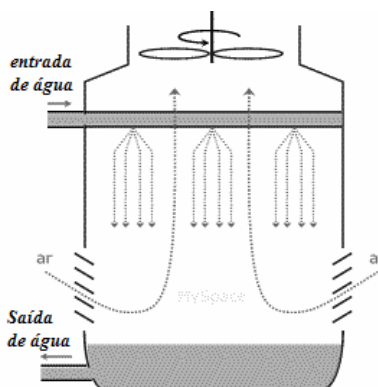
### 1.1 – Torres de Resfriamento

Uma torre de resfriamento é um dispositivo de rejeição de calor, que extrai calor da água através do ar atmosférico. 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. O calor da água transferido para o ar aumenta a temperatura do ar e a sua umidade relativa em até 100% e esse ar é descarregado para a atmosfera. 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 de uma superfície seca.

Uma torre de resfriamento 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 e do “enchimento” da torre, isto é, bandejas perfuradas, colméias de materiais plástico ou metálico, etc, que aumentam o tempo de permanência da água no seu interior e 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, o funcionamento adequado dependerá do controle da vazão de ar. Em termos de insumo energético, a torre demandará potência para fazer escoar o ar, sendo que o enchimento da torre é um elemento que introduz perda de carga; a água deverá ser bombeada até o ponto de aspersão, para escorrer pelo enchimento e entrar em contato com o ar, para diminuição de sua temperatura.

A Figura 1.1 mostra um esquema do funcionamento de uma torre de resfriamento. 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 1.1** – Funcionamento de uma torre de resfriamento (Fonte: [www.mspc.eng.br/termo/img01/trmd\\_001.png](http://www.mspc.eng.br/termo/img01/trmd_001.png)).



Aplicações comuns de torres de resfriamento incluem o fornecimento de água resfriada para sistemas de ar-condicionado, produção e geração de energia elétrica. As menores torres de resfriamento são fabricadas para lidar com pequenos fluxos de água, apenas alguns litros de água por minuto, oferecidos em pequenos tubos como os utilizados em pequenos estabelecimentos industriais, enquanto as maiores torres de resfriamento trabalham com centenas de milhares de litros por minuto e com tubos com 5 metros de diâmetro, em uma grande usina.

Algumas definições devem ser consideradas pois onde são muito utilizadas em sistemas de resfriamento de água industrial.

Faixa de Resfriamento (*Range*) - É o número de graus 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, igual à vazão de água multiplicada pela faixa 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 transportada pelo ar para fora da torre devido à evaporação. Essa perda é diminuída se empregando dispositivos denominados eliminadores de gota.

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.

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

Efetividade ( $\epsilon$ ) - É a eficiência térmica da torre de resfriamento dada pela eficiência do resfriamento evaporativo da água, é definida como:

$$\epsilon = \frac{T_e - T_s}{T_e - T_{\text{lim}}} \quad (1.1)$$

Onde  $T_e$  onde 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.

As torres de resfriamento podem ser caracterizadas de diversas maneiras, tais como o método de circulação do ar, a direção relativa entre o ar e o fluxo de água, o formato da torre e finalmente o método de transferência de calor.

Estes equipamentos são classificados de acordo com os seguintes itens:

- Projeto - naturais ou mecânicas.
- Movimento relativo do ar e da água - corrente cruzada ou contra corrente.

· Método de transferência de calor – úmidas (usando resfriamento evaporativo), secas e úmidas e secas.

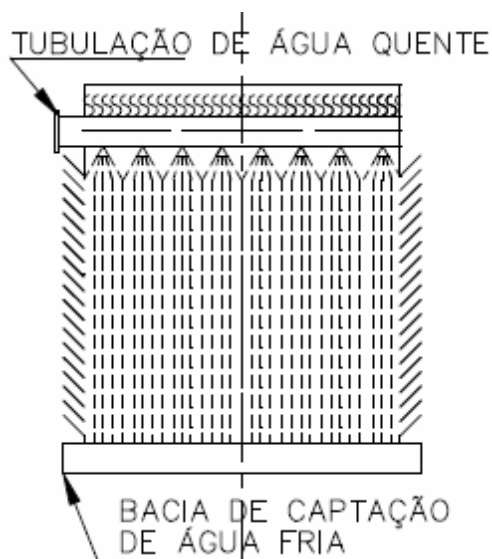
### 1.1.1 Tipos e concepções de projeto

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



#### 1.1.1.1 Torre de resfriamento por pulverizadores com ventilação natural

Estas torres têm como principal característica a utilização do ar circulante sem auxílio de ventiladores. Composta basicamente por uma canalização provida de bicos pulverizadores e um invólucro dotado de venezianas que orientam e auxiliam a passagem do ar. O movimento do ar depende das condições atmosféricas (vento) e do efeito de aspersão dos bicos pulverizadores (figura 1.2).



**Figura 1.2** – Torre de resfriamento por pulverizadores com ventilação natural (Fonte: Apostila Omni, 1989).

#### 1.1.1.2 Torre de resfriamento hiperbólica

As torres de resfriamento hiperbólicas são compostas basicamente por um sistema de aspersão de água, associadas ou não a uma superfície de troca de calor, e a uma estrutura geralmente hiperbólica que facilita a saída do ar, pelo “efeito chaminé” (figura 1.3). A transferência de calor é dada pela diferença de densidade entre o ar quente dentro da torre e o ar

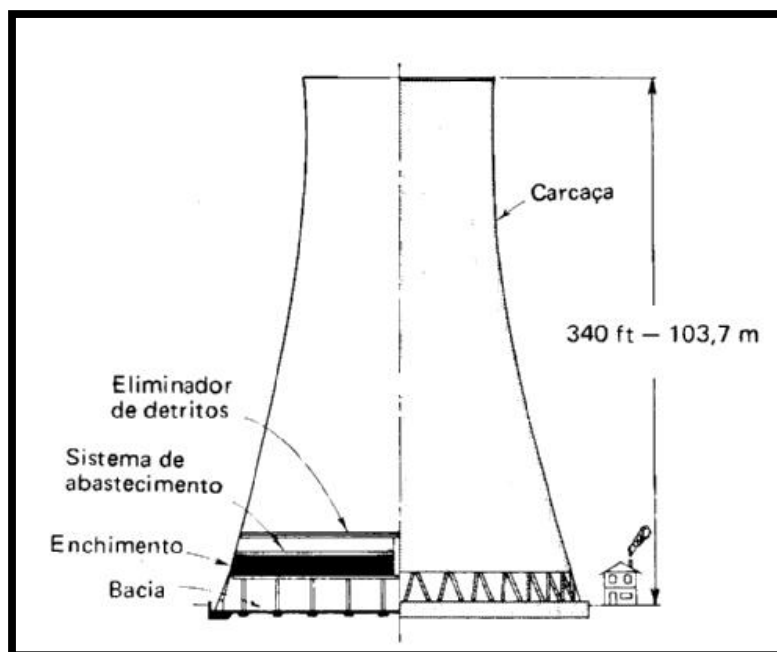
externo. O ar quente tem sua densidade diminuída e tende a subir, criando uma zona de baixa pressão na parte inferior da torre, que induz a entrada de nova massa de ar frio.

Podem ser apresentadas através de projetos contra corrente ou corrente cruzada, em corrente cruzada, os fluxos de ar atravessam de forma horizontal a água em queda dentro da torre. Em sistemas de *contra corrente* o fluxo de ar move-se de baixo para cima da torre contra o sentido de queda de água.

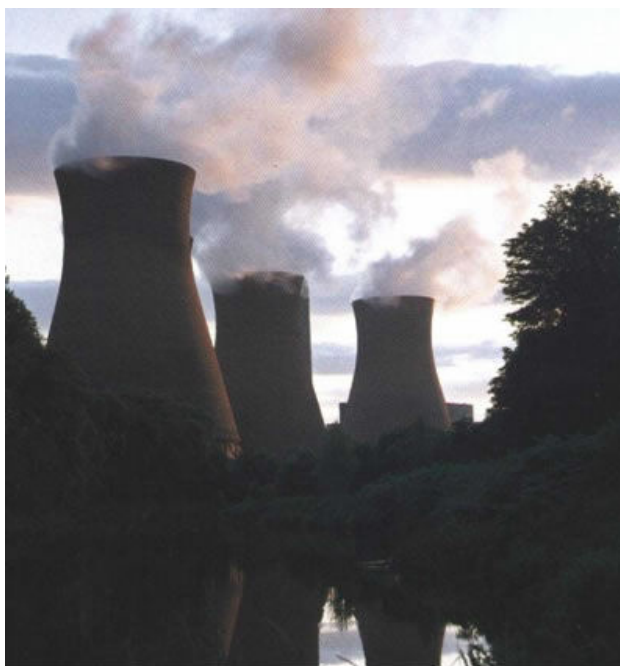
As torres de resfriamento hiperbólicas caracterizam-se pelo seu tamanho, podendo chegar a mais de cem metros de altura e oitenta metros de diâmetro na base. Normalmente são construídas em concreto armado e sua maior aplicação ocorre em termelétricas com potências acima de 100MW (Elonka & Minich, 1978). Funciona mesmo em períodos de poucos ventos e só consome energia da bomba de circulação de água. Sua manutenção é pequena devido à sua robustez. Utilizam enchimento de respingo fabricado de madeira e operam normalmente aos pares com funcionamento independentes. A figura 1.3 mostra o esquema de uma torre hiperbólica e a figura 1.4 mostra a presença de torres hiperbólicas em uma central nuclear.

Segundo Venturini 2004, as principais características de torres de resfriamento de tiragem natural são:

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



**Figura 1.3** – Torre de resfriamento hiperbólica de grande estrutura com tiragem do tipo chaminé (Fonte: Elonka & Minich, 1978).



**Figura 1.4** – Torres de Resfriamento de Tiragem Natural, instaladas em uma central NUCLEAR (Trovati, 2006).

#### 1.1.1.3 – Torres de Tiragem Mecânica

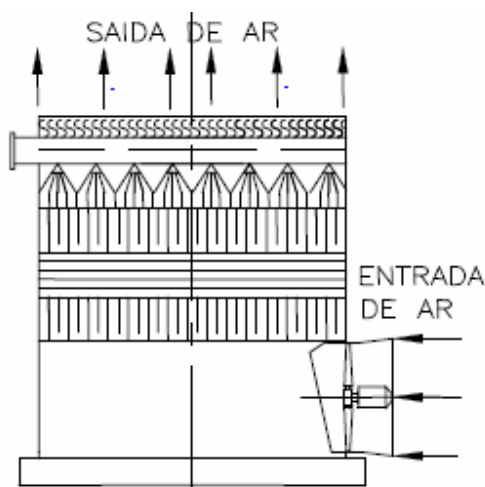
Nestas Torres aumenta-se a vazão de ar com o auxílio de um ventilador. Em consequência do uso de ventiladores, apresentam tamanhos reduzidos para a mesma carga térmica em relação a torres atmosféricas (figura 1.5). Podem ser instaladas em qualquer lugar, levando somente em consideração a questão acústica, devido ao ruído do ventilador em áreas de ocupação humana. Suas principais desvantagens são devidas ao uso de ventiladores, pois requerem manutenção mais freqüente e dispendiosa do que em torres de tiragem natural. Em caso de parada do motor ou quebra das pás do ventilador têm-se a parada da torre, devido a isto estas torres trabalham aos pares para sistemas que requerem alta confiabilidade como é o caso de torres de resfriamento para CPDs (Centro de Processamento de Dados).



**1.5** - Torre de tiragem forçada (ALPINA, 2006).

### 1.1.1.3.1 – Torres de Tiragem Mecânica Forçada

Quando o ventilador está instalado na entrada de ar da Torre, esta se denomina Torre de Tiragem Forçada (figura 1.6). 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, o ar aspirado pelo ventilador pode estar sendo o ar proveniente da exaustão, diminuindo a eficiência da torre.



**Figura 1.6** – Torres de Tiragem Mecânica Forçada (Fonte: Apostila Omni, 1989).

### 1.1.1.3.2 – Torres de Tiragem Mecânica Induzida

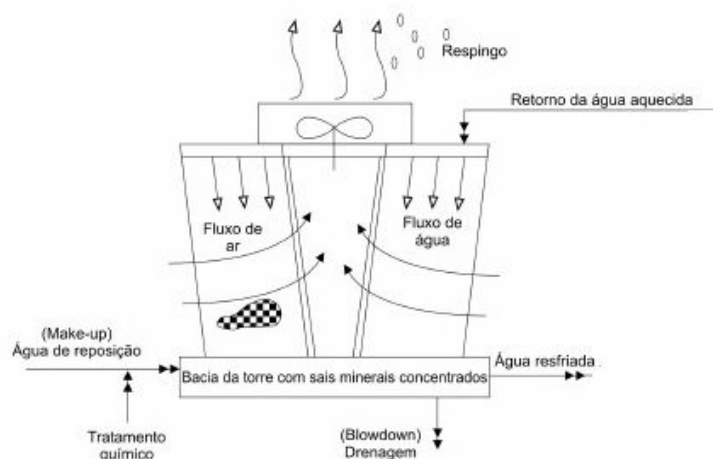
Quando o ventilador é instalado na saída do ar, a Torre é chamada de Torre de Tiragem Induzida (figuras 1.7 e 1.8). É o tipo de torre de resfriamento mais utilizado nos diversos processos industriais existentes.

Devido o ventilador estar na saída do ar, o acesso para inspeções e manutenções torna-se mais difícil do que nas torres de tiragem forçada, o ventilador e o motor recebem uma carga de ar úmido e por isto os motores devem ter blindagem para não haver queimas. Estas torres podem ser fabricadas em potências muito maiores que nas torres de tiragem forçada, devido à localização do ventilador no nível superior da torres, tendo os problemas com ruído e recirculação de ar minimizados, devido a altas velocidades de descarga. O espaço ocupado pela torre também é reduzido devido à posição do ventilador diminuindo assim sua área lateral.

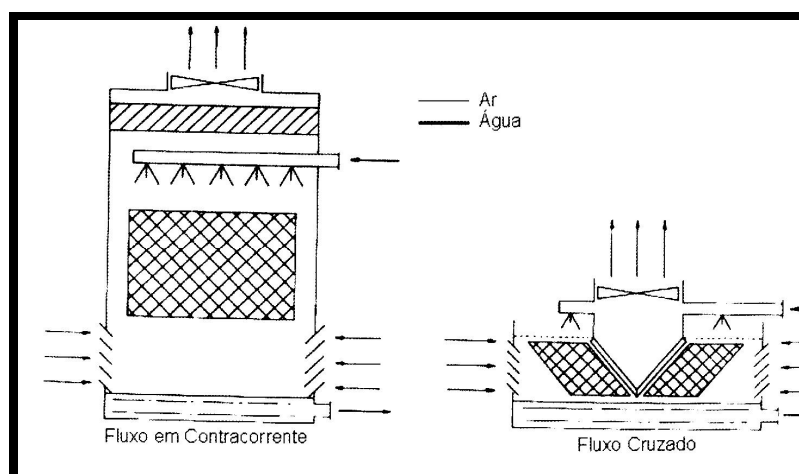
Dentro dessa categoria há ainda duas concepções de projeto, como mostra a figura 1.9: Torre em Contra Corrente (“counter-flow”) – a água que cai através do enchimento o faz verticalmente, enquanto o ar usado para o resfriamento caminha no sentido oposto. Torre em Corrente Cruzada (“cross-flow”) – a água que cai através do enchimento o faz verticalmente, enquanto o ar usado para o resfriamento caminha na horizontal.



**Figura 1.7** – Torre de tiragem induzida (ALPINA, 2006).



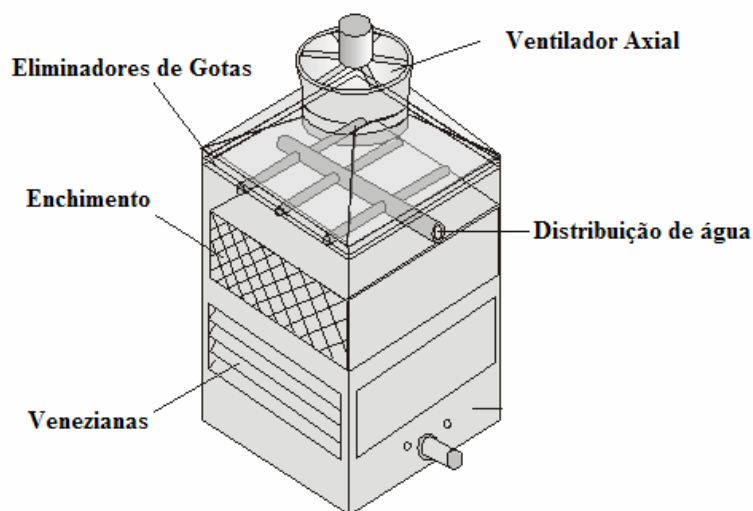
**Figura 1.8** – Esquema de uma torre de tiragem induzida em corrente cruzada (Fonte: <http://www.meiofiltrante.com.br>)



**Figura 1.9** – Torre de tiragem induzida (Pirani & Venturini, 2004).

### 1.1.2 Componentes Principais

Os componentes básicos de uma torre de resfriamento são (figura 1.10): sistema de distribuição de água, enchimento, venezianas, 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 1.10** – Principais componentes de uma torre de resfriamento (Fonte: [www.sj.cefetsc.edu.br/~jesue/torres%20arrefecimento.ppt](http://www.sj.cefetsc.edu.br/~jesue/torres%20arrefecimento.ppt)).

#### 1.1.2.1 Venezianas

As venezianas são instaladas na entrada do ar para diminuir as perdas de água através da superfície de entrada do ar, como mostra a figura 1.11. Através das venezianas o ar é conduzido e uniformemente distribuído para dentro da torre. As venezianas devem ser resistentes à atmosfera corrosiva em que são instaladas e em alguns casos, suficientemente fortes para suportar as cargas de gelo. O projeto da veneziana varia com o tipo de torre e de fabricante, a distribuição da água e sua retenção são diretamente relacionadas com a inclinação, a largura e o espaçamento das venezianas.



**Figura 1.11** – Venezianas em uma torre de resfriamento (ANNEMOS, 2006).

### 1.1.2.2 Eliminador de gotas

A função do eliminador de gotas é reter partículas de água carregadas pelo ar aspirado pelo ventilador, figura 1.12. 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 acumulada escorre de volta à bacia de coleta de água fria.

Uma 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 1.12 – Eliminador de gotas (ALPINA, 2006).*

### 1.1.2.3 Ventiladores

Ventiladores são utilizados em torres de resfriamento de tiragem mecânica, onde tem como função movimentar o ar, figura 1.13. Em torres 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, 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.





**Figura 1.13** – Ventilador axial de grande porte (ALPINA, 2006).

#### 1.1.2.4 Motores Elétricos

Motores elétricos são usados para movimentar o ventilador na torre de resfriamento, figura 1.14. Esses precisam ser robustos, pois devem operar sob condições adversas. A alta umidade produzida dentro da torre, bem como chuva, poeiras e fumaças geralmente presentes nestas áreas se combinam para produzir um ambiente rigoroso de operação.

Em regiões onde se tem variação de temperatura grande no período noturno é comum o uso de ventiladores de duas velocidades, onde durante o dia, período que mais se solicita resfriamento, o motor é ligado à rotação máxima e a noite quando a temperatura baixa, liga-se motor com 75 ou 50% de sua rotação, dependendo das condições climáticas. Com isto é possível economizar energia.



**1.14** – Motor axial de uma torre de tiragem induzida (Fonte: [www.TorresDeEnfriamiento.com](http://www.TorresDeEnfriamiento.com))

### 1.1.2.5 Sistemas 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 de:

- Aspersão de água: bicos especiais que promovem a aspersão da água em gotículas.
- Filme de água sobre uma superfície: obstáculos na queda da água, criando um filme.
- Efeito de respingo sobre uma superfície: maiores subdivisões devido ao respingo.

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

#### 1.1.2.5.1 Sistema de Distribuição de Água - Por Pressão

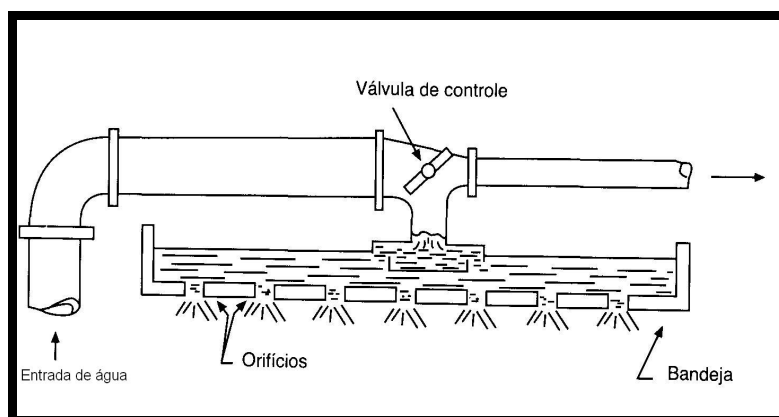
O sistema de distribuição por pressão é formado por um tubo principal e ramais fabricados em PVC, aço carbono revestido ou polipropileno, as conexões utilizam roscas padrão BSP, ver figura 1.15. A conexão com a rede hidráulica pode ser por flange ou mangote de borracha. Os bicos pulverizadores de água podem ser de polipropileno, PVC, nylon ou outro material. A função dos pulverizadores é proporcionar uma perfeita distribuição da água sobre toda a superfície do enchimento, com uma pressão que pode variar de 1,5 a 7 mmCA, dependendo da vazão de água. Um de seus inconvenientes é a sujeira que pode se instalar, prejudicando o rendimento da torre.



**Figura 1.15** – Sistemas de distribuição de água por pressão (Fonte: [www.sj.cefetsc.edu.br/~jesue/torres%20arrefecimento.ppt](http://www.sj.cefetsc.edu.br/~jesue/torres%20arrefecimento.ppt)).

#### 1.1.2.5.2 Sistema de Distribuição de Água - Por Gravidade

Este sistema utiliza uma bandeja com furos para fazer a distribuição de água e seu controle é feito através de uma válvula para impedir o transbordamento da bandeja, figura 1.16. Este sistema é comumente utilizado quando na água existem partículas em suspensão. Normalmente é usado em torres de resfriamento de fluxo cruzado, pois o ar passa perpendicular ao fluxo da água. Nos sistemas de contra fluxo, o ar passa em sentido contrário ao da água e acaba tendo dificuldade de passar ao encontrar a bandeja.



**Figura 1.16** – Sistema de distribuição por gravidade. (Costa, 2006)

### 1.1.2.6 Enchimento

A função do enchimento de uma torre de resfriamento de água é aumentar a troca de calor 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, Wieser (2006):

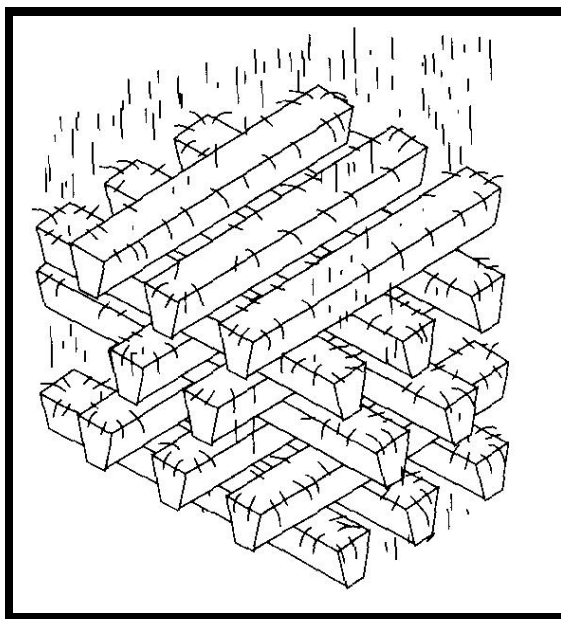
- Área de troca por unidade de volume;
- Fluxos, laminar ou turbulento, de gás e líquido (ar/água);
- Intensidade do contato;
- Perda de pressão do ar na passagem;
- Capacidade de distribuir uniformemente água e ar.

Os enchimentos de torre são classificados em: tipo respingo e tipo filme.

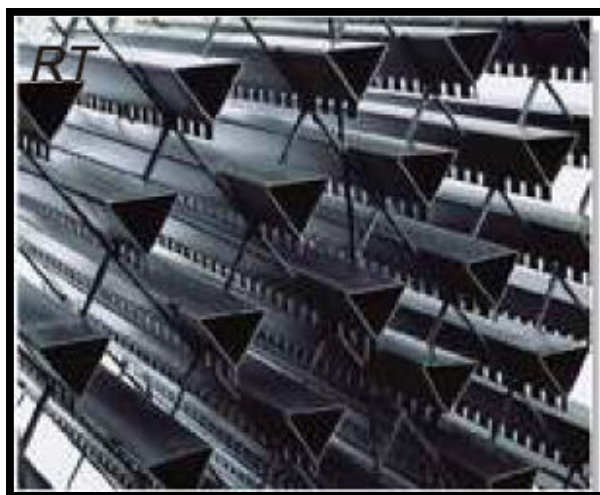
- **Enchimento tipo “respingo”**

O enchimento do tipo respingo é usado quase que exclusivamente em torres industriais. 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 repostado, figura 1.17. Outros materiais usados são: plásticos, cimento, amianto, aço galvanizado, alumínio, aço inoxidável e cerâmico, figura 1.18. No entanto, devido ao alto custo, estes materiais têm o uso limitado a aplicações especiais.



**Figura 1.17** – Enchimento de respingo (Pirani & Venturini, 2004).



**Figura 1.18** – Enchimento de respingo (ALPINA, 2006).

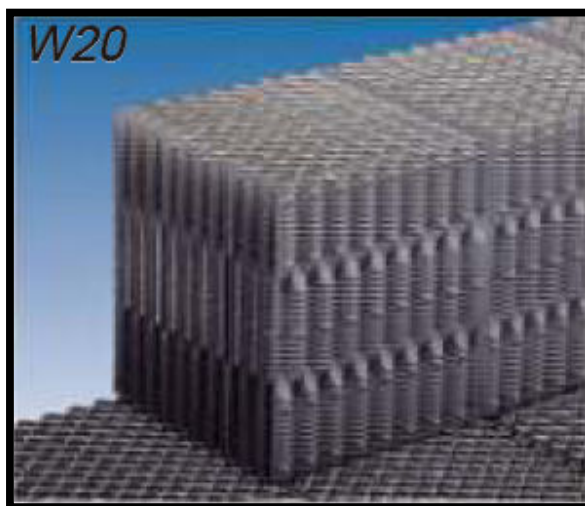
- **Enchimento tipo “filme”**

O enchimento do tipo filme é o mais indicado para unidades compactas ou pequenas torres comerciais. 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 utilizados no protótipo para comparação dos resultados com os enchimentos alternativos foram os enchimentos do tipo corrugação vertical *off-set* da ALPINA, figura 1.19, e o enchimento de grades trapezoidais da ALPINA, figura 1.20, possuindo as seguintes propriedades:

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

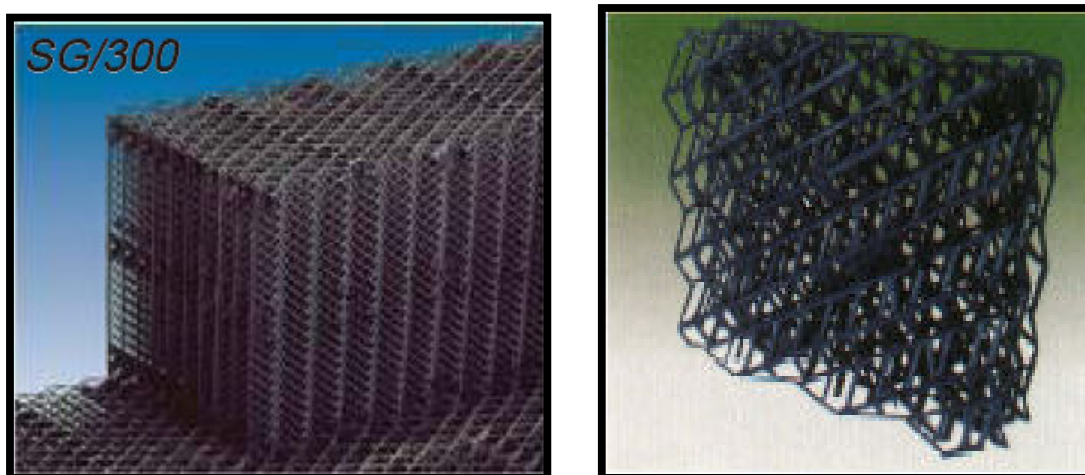
- Filmes de corrugação vertical *off-set*;
- Limite de temperatura de 55°C (standard) ou 70°C (opcional) - PVC auto-extinguível;
- Lavável com jato d'água pressurizado;
- Montagem dos blocos por fusão eletro térmica;
- Melhor relação custo-benefício;
- Para águas com elevado teor de sólidos não-incrustantes, porém deslizantes;
- Alta resistência à formação de bloqueio por biolimo;



**Figura 1.19** – Enchimento de corrugação vertical *off-set* (ALPINA, 2006).

Principais Características de enchimento de grades trapezoidais da ALPINA:

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



**Figura 1.20** – Enchimento de grades trapezoidais da ALPINA (esquerda) e da CARAVELA (direita), (ALPINA, 2006 e CARAVELA, 2006).

## **1.2 - Colocação do Problema: Viabilidade do uso de gargalos e fios de garrafa PET como material de Enchimento**

Os materiais comumente empregados nos enchimentos de torres de resfriamento são os sarrafos de madeira, plástico e a fibra de vidro. O enchimento aumenta a área de contato da água com ar, e consequentemente o tempo de contato, permitindo uma melhor troca de calor.

Nesta dissertação, o enfoque é dado na avaliação de enchimentos de fios e gargalos de garrafas PET, com as seguintes configurações: fios cruzados, fio solto, gargalos 1, gargalos 2 sendo comparados com os enchimentos de película industrial do tipo corrugação vertical off-set da ALPINA, e o enchimento de grades trapezoidais da ALPINA, os enchimentos alternativos serão detalhados posteriormente.

Neste estudo, foram utilizados como matéria prima para o material de enchimento gargalos e fios de garrafa PET devido serem um material reciclável, resistente a temperatura de operação de torres de resfriamento, de baixo custo e de fácil moldagem, permitindo as mais diversas configurações do enchimento a fim de manter uma distribuição uniforme da água e do ar na torre de resfriamento, além dos gargalos apresentarem ranhuras que permite o escoamento da água, aumentando o tempo de contato ar/água. 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.

### **1.3 - Estrutura do Trabalho**

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

O segundo capítulo faz-se a revisão da literatura com estudos teóricos e experimentais sobre torres de resfriamento, além de apresentar trabalhos sobre materiais alternativos como enchimento de sistemas evaporativos.

No terceiro capítulo mostram-se os princípios da psicrometria.

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 os resultados das medições no protótipo são apresentados e discutidos, além da comparação entre os enchimentos e entre os dados numéricos e experimentais.

No capítulo sete são mostradas as conclusões do trabalho, bem como apontadas algumas sugestões para trabalhos futuros.



## 2. - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

As torres de resfriamento foram introduzidas como um trocador de calor de contato direto e são muito usadas em diversas aplicações de transferência de calor, por exemplo, em unidades de produção de energia, indústrias química e petroquímica, processos de refrigeração e ar condicionado e em diversos processos industriais.

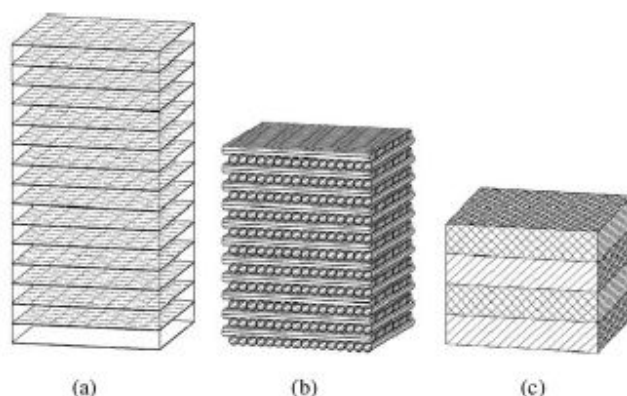
Nesta revisão bibliográfica, pretende-se dividir os trabalhos estudados em trabalhos com enfoque experimental e trabalhos com enfoque teórico. Ao final desse capítulo serão indicados alguns trabalhos sobre materiais alternativos para o resfriamento evaporativo.

### 2.1 – Trabalhos com ênfase experimental

Vários estudos sobre análise de torres de resfriamento foram elaborados com diferentes pontos de vista. Kloppers & Kroger (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 através do enchimento da torre de resfriamento 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 de resfriamento. 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.

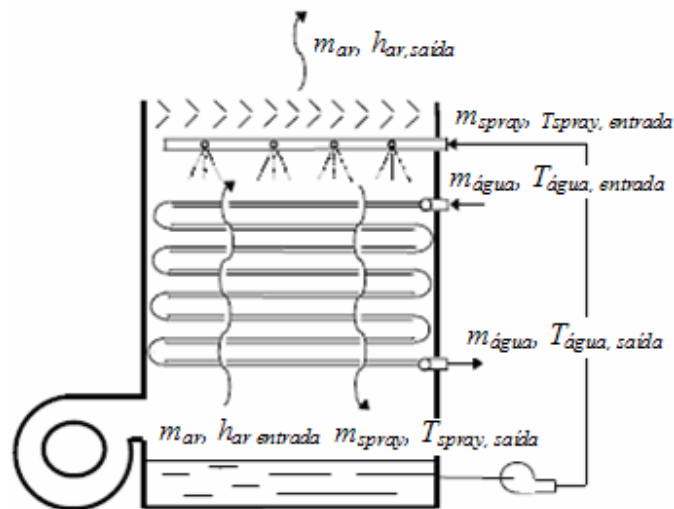
Os tipos de enchimento *trickle*, *splash* e *film corrugated* foram testados como enchimento da torre de contracorrente na instalação de ensaio. O enchimento *splash* está representado esquematicamente na figura 2.1 (a). É composto de 15 camadas, espaçadas a 200 mm, com enchimento com uma altura total de 3 m. O enchimento *trickle* está representado esquematicamente na fig. 2.1 (b). Mostra-se composto de 22 camadas de 90 milímetros empilhadas horizontalmente com cilindros com uma altura total de 1,98 m. Cada camada é empilhado 90° em relação à camada inferior. O enchimento *film corrugated* está representado esquematicamente na fig. 2.1 (c). O enchimento *film* consiste em quatro camadas de 0,3 m de altura, de paralelepípedos com uma altura total de 1,2 m. Cada camada está empilhada a 90° em relação à camada inferior. A torre contracorrente testada tem uma seção transversal, de área de 1,5x1,5 m.





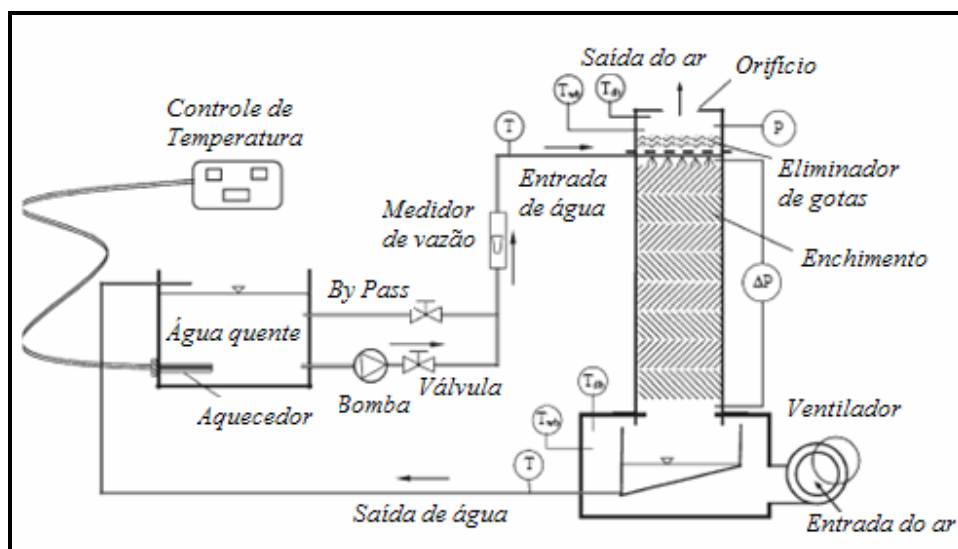
**Figura 2.1** - Tipos de enchimentos testados: a) *Splash*, b) *Trickle* e c) *Filme corrugado* (Kloppers & Kroger, 2003).

Facção (2004) testou uma pequena torre de resfriamento de contato indireto e determinaram experimentalmente 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. O modelo de análise feito em um artigo anterior foi estendido para avaliar o efeito do erro associado a esses coeficientes na eficiência da torre. Concluiu-se que a incerteza associada com as correlações não introduz alterações significativas na eficiência da torre. A torre possui as seguintes condições de projeto: capacidade de resfriamento de 10 kW, temperatura de entrada da água de 21 °C, taxa de fluxo da água de 0,8 kg/s e temperatura de bulbo úmido do ar de 16 °C. A torre tem uma seção de 0,6 m x 1,2 m e uma altura de 1,55 m. O tubo molhado tem 228 tubos escalonados de 10 mm de diâmetro externo, com uma altura de 25 mm e com uma área total de transferência de 8,6 m<sup>2</sup>. Isto corresponde a um tamanho muito menor do que é usado nas torres. A relação entre superfície de transferência de calor e volume de calor é de 25 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>. A Fig. 2.2 mostra esquematicamente a torre de resfriamento e as principais variáveis envolvidas. A carga térmica foi modelada com um aquecedor elétrico localizado em uma caixa d'água. A temperatura de entrada da água foi controlada variando uma resistência de aquecimento. A velocidade dos ventiladores também foi controlada por meio de um controlador de frequência, que permitiu mudar a vazão de ar. As vazões da água pulverizada foram alteradas manualmente (válvula com 7 posições fixas). A vazão de água resfriada também foi alterada, variando a velocidade da bomba e utilizando válvulas reguláveis.



**Figura 2.2** - Torre de Resfriamento de contato indireto e suas variáveis (Facção 2004).

Naphon (2005) investigou resultados experimentais e teóricos das características da transferência de calor da torre de resfriamento experimental. A torre de resfriamento consiste de uma concha acrílica e um enchimento com uma coluna de 48 cm de altura. O enchimento é fabricado a partir de placas de plástico laminado constituído por oito camadas de enchimento. Um modelo matemático baseado nas equações de conservação de massa e energia é desenvolvido e resolvido por um método iterativo para determinar a transferência de calor da torre de resfriamento. Experimentos foram realizados para obter as características da transferência de calor para verificar o modelo matemático. Existe acordo razoável a partir da comparação entre os dados experimentais e os resultados previsíveis. Um diagrama esquemático do aparato experimental é mostrado na figura 2.3. A bancada de testes consiste de uma torre de resfriamento, ciclo de água quente, e sistema de aquisição de dados. A água e o ar são utilizados como fluidos de trabalho.



**Figura 2.3** – Diagrama esquemático da torre experimental (Naphon, 2005).

Através de seu experimento, Naphon conclui que a temperatura de saída do ar tende a diminuir com o aumento da vazão de ar. A temperatura de saída da água diminui conforme aumenta a vazão de ar. A diminuição da temperatura de saída da água provocada pelo aumento da vazão do ar resulta em um aumento da taxa de transferência de calor. A perda de carga tende a aumentar à medida que a vazão do ar aumenta. A perda de carga aumenta moderadamente com o aumento de menores vazões de ar e aumenta rapidamente com o aumento de maiores vazões de ar.

Gao et al (2007) fizeram um experimento em termos do desempenho da transferência de calor da torre de resfriamento evaporativo contracorrente para os casos com as condições de vento cruzado. A variação da diferença de temperatura da água circulante ( $\Delta T$ ) e a eficiência do resfriamento ( $\eta$ ), com velocidade do ar em corrente cruzada, temperatura de entrada da água circulante e a vazão, são mostradas sob condições de corrente de ar cruzada, comparados com casos sem corrente de ar (vento).

De acordo com os resultados experimentais, verificou-se que  $\Delta T$  e  $\eta$  são influenciados pelo vento cruzado, e  $\Delta T$  e  $\eta$  podem diminuir em 6% e 5%, respectivamente.

O número crítico é definido por  $Fr_l = \frac{v_l}{\sqrt{gD}}$ , onde  $v_l$  é a velocidade do vento na entrada

da torre,  $D$  é o diâmetro da torre de resfriamento e  $g$  é a aceleração da gravidade; o número crítico é introduzido porque a velocidade do vento é diferente para diferentes ângulos de entrada.

Quando o número crítico  $Fr_l$  é inferior a 0,174,  $\Delta T$  e  $\eta$  diminuem com o aumento da velocidade do vento cruzado, no entanto, quando esta for superior a 0,174,  $\Delta T$  e  $\eta$  aumentam com o aumento da velocidade do vento cruzado. Além disso, com base na análise de dados, a correlação entre  $\Delta T$ ,  $\eta$  e os parâmetros, tais como a temperatura de entrada da água circulante e a vazão, são derivados de processos com condições sem vento.

Muangnoi et al (2008) analisaram a influência da temperatura ambiente e da umidade sobre o desempenho de uma torre de resfriamento em contracorrente de acordo com a segunda lei, através de uma análise exergética. Em primeiro lugar, as propriedades da água e do fluxo de ar através da torre foram preditos e validados por um experimento. A análise exergética, em seguida, foi realizada para investigar o desempenho do resfriamento da torre com diferentes condições de admissão do ar, umidade relativa e temperatura bulbo seco, enquanto que a vazão de água foi mantida constante. Além disso, Muangnoi et al (2008) oferecem uma explicação a respeito do desempenho de uma torre de arrefecimento e indica claras tendências para sua otimização.

## 2.2 – Trabalhos com ênfase na simulação numérica

Alguns trabalhos apresentam um modelo matemático para a previsão numérica do desempenho de torres de resfriamento. Esse modelo matemático baseia-se nas equações de transferência de calor e massa e permite simular diversas condições atmosféricas.

Reis et al (2003) analisaram o funcionamento de uma torre de resfriamento em operação, identificando o consumo de energia elétrica no sistema em uso e propuseram alterações em alguns parâmetros de torre que levaram a um menor consumo de energia para os acionadores dos ventiladores. Um programa de computador, usando programação DELPHI, faz a integração por partes para o cálculo da característica da torre em estudo. As entalpias envolvidas e as demais equações são encontradas utilizando-se do software EES (*Engineering Equation Solver*). Na investigação do potencial de economia de energia, somente pela substituição do tipo de enchimento – respingo por filme - foram encontrados valores satisfatórios. Estabeleceu-se a

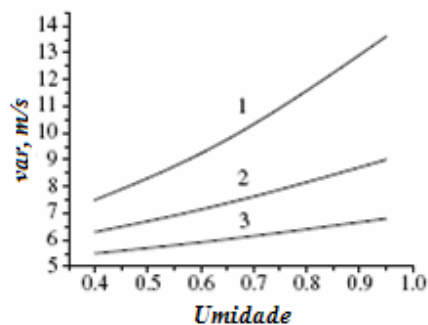
comparação com o tipo PN7, por ser o mais usual, com menores custos de instalação. Assim podem-se notar economias de energia que variam de 6 a 50%, com maior concentração de valores em torno de 23%, como encontrado em comparações anteriores. Esse potencial de economia de energia elétrica pode ser mais bem quantificado se uma análise econômica for feita. Estimou-se a economia para o ventilador situado no topo da torre, o que ocasiona uma aspiração da corrente de ar em contracorrente com a água a ser resfriada.

Fisenko et al (2004) desenvolveram um modelo matemático de uma torre de resfriamento mecânica. O modelo representa um problema de valor inicial de um sistema de equações diferenciais ordinárias, que descreve uma mudança na velocidade das gotas, os seus raios e temperaturas, e também uma mudança na temperatura e densidade do vapor d'água no ar em uma torre de resfriamento. O modelo descreve os dados experimentais disponíveis com uma precisão de cerca de 3%. Pela primeira vez, um modelo matemático leva em conta os raios de distribuição em função das gotas de água. A simulação baseada nesse modelo permite calcular contribuições de diversos parâmetros físicos sobre os processos transferência de calor e massa entre as gotas da água e a umidade do ar, a fim de ter os parâmetros da torre de resfriamento e a influência das condições atmosféricas sobre a eficiência térmica da torre. Foi demonstrado que o raio médio ao cubo da gota praticamente determina a eficiência térmica. O modelo matemático de um sistema de controle de uma torre de resfriamento é sugerido e investigado numericamente. Este sistema permite um controle para otimizar o desempenho de uma torre de resfriamento alterando as condições atmosféricas.

Kairouani et al (2004) apresentaram um modelo matemático para a previsão numérica do desempenho de torres de resfriamento contracorrente. O modelo matemático baseia-se nas equações de transferência de calor e massa. Os principais parâmetros são: o número de Lewis, o número de unidades transferência  $U$ , o percentual de evaporação de água, as perdas de água e a eficiência da torre. Este modelo foi utilizado para prever o comportamento térmico de seis torres de resfriamento situadas no Sul da Tunísia. Essas torres são empregadas para diminuir a temperatura da água geotérmica, de 65 °C para 34 °C, usando uma contracorrente de ar. A vazão total de água é de 900 kg/s e a de ar seco é de 1840 kg/s. Vários dados experimentais foram coletados no local, com a finalidade de validar o modelo matemático. O modelo tem sido utilizado para prever o desempenho da torre de resfriamento em termos das condições meteorológicas prevalecentes no Sul da Tunísia. Uma ótima quantidade de perda de água tem sido determinada. Numa base anual, as perdas por evaporação da água real representam 4% da total vazão de água, que corresponde a  $10^6 \text{ m}^3/\text{ano}$ . Isso representa o consumo anual de água de 20 000 habitantes.

Fisenko & Petruchik (2005) propuseram um método de otimização para torres de resfriamento. Eles elaboraram um modelo matemático de resfriamento evaporativo de um filme de água e utilizaram coeficientes de transferência de calor e massa obtidos ao longo de um fluxo de ar laminar, ao longo da interface da superfície. Devido a altas velocidades do ar nas torres de resfriamento mecânica, foram utilizados coeficientes de transferência de calor e massa válidos para fluxo turbulento. Para este efeito dados experimentais disponíveis foram utilizados, e foi usada a semelhança entre os processos de transferência de calor e transferência de massa, para determinar o coeficiente de transferência de calor e massa entre o fluxo turbulento do ar e uma fina película de água. Para a aproximação quase real das condições atmosféricas, o modelo matemático de resfriamento evaporativo de filmes de água desenvolvido representa por si próprio o problema do valor-limite para o sistema de equações diferenciais ordinárias. Estas equações são obtidas a partir de equações de conservação de massa e energia calculando a média em direção transversal ao fluxo. A otimização do desempenho de uma torre de resfriamento através de processos de simulação numérica é um instrumento bastante eficaz porque permite diminuir significativamente o consumo de energia.

Fisenko & Petruchik (2005) considerou a otimização do desempenho da torre de resfriamento mecânica na seguinte formulação: para uma dada temperatura da gota da água constante é necessário determinar o fluxo do ar através da torre de resfriamento. Para a determinação da vazão de ar mínima, o modelo matemático foi resolvido inicialmente com um pequeno valor para a velocidade do ar. Para dadas condições atmosféricas e de carga hidráulica, procurou-se a mínima velocidade do ar, que leva a dada temperatura da gota de água. Nesse trabalho considerou-se um problema específico, que tem aplicação industrial. Para uma temperatura inicial da água igual a 40°C, a temperatura final da água deve ser exatamente 30°C. Um resfriamento longo não é necessário e economicamente não se justifica. A vazão de água por unidade de comprimento é igual a 0,085 kg/(ms). Estes valores correspondem a muitos projetos de torres de resfriamento mecânica, que são amplamente utilizados em indústrias. Os resultados dos cálculos, obtidos por meio dessa abordagem, são apresentados na figura 2.4. Como pode ser visto da figura 2.4, com aumento na umidade do ar atmosférico, é necessário aumentar a vazão de ar através da torre de resfriamento para atingir o mesmo dado de temperatura da gota da água. Para otimização do consumo de energia é possível diminuir potência do ventilador com a diminuição da temperatura do ar. A potência do ventilador é diretamente proporcional ao cubo da velocidade do ar. Vale a pena notar que a diminuição da vazão de ar permite economizar uma quantidade significativa de água circulante, devido à diminuição da evaporação.



**Figura 2.4** – Velocidade do ar versus umidade relativa para temperatura da gota de 10°C. Curva 1 para temperatura de entrada do ar de 25°C, curva 2 - 20°C, curva 3 - 15°C (Fisenko & Petruchik (2005)).

Kloppers & Kröger (2005a) investigaram o efeito do fator Lewis, ou relação Lewis, 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. A história e o desenvolvimento do fator de Lewis e sua aplicação na torre de resfriamento e nas análises de transferência de calor e massa foram discutidos. A relação do fator de Lewis e o número de Lewis também foram investigados. A influência do fator Lewis sobre a previsão do desempenho da torre de resfriamento foi subsequentemente investigada. Poppe (1991) na análise da transferência de calor e massa do resfriamento evaporativo considerou que o fator de Lewis pode ser especificado explicitamente. Verificou-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, na performance 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.

Kloppers & Kröger (2005b) demonstraram uma derivação detalhada das equações de transferência de calor e massa do resfriamento evaporativo em torres de resfriamento. As equações que regem o rigoroso método de análise de Poppe (1991) foram obtidas. O método de Poppe (1991) é bem adaptado para a análise das torres com o estado da saída do ar determinado com rigor. As equações que regem o método de análise de Merkel (1925) são posteriormente derivadas e algumas hipóteses simplificadoras são feitas. As equações do método de efetividade e - NTU aplicado a torres de resfriamento são também apresentadas. As equações que regem o método de Poppe (1991) são estendidas para dar uma representação mais detalhada do número de Merkel. As diferenças em análises de transferência de calor e massa e técnicas de solução dos métodos de Merkel e Poppe são descritos com o auxílio de diagramas de entalpia e da carta psicrométrica. A carta psicrométrica é ampliada para acomodar ar no estado supersaturado.

Em qualquer análise detalhada do desempenho de torre de resfriamento, o processo de transferência de calor na zona pulverizada e de gotas não pode ser ignorado. Estudos anteriores consideraram estes processos de transferências ou demasiadamente complexos ou relativamente pouco importantes para analisar. Em grandes torres de resfriamento, estas zonas dão uma importante contribuição para o desempenho global, por isso, o conhecimento de modelos confiáveis é importante para compreender inteiramente a contribuição destas regiões. Bilal & Zubair (2006) modelaram as três zonas da torre de resfriamento: zona pulverizada, zona de enchimento e zona de gotas e investigaram usando o programa *Engineering Equation Solver (EES)*, que é validado com os dados experimentais divulgados na literatura. Está demonstrado pelo caso em estudo que é importante incluir as zonas pulverizada e molhada para a maior precisão do projeto como também em cálculos de avaliação. Isto é principalmente importante em torres de resfriamento de tamanho médio e grande. Os resultados mostram a melhoria comparativa na predição da temperatura de bulbo úmido da saída do ar junto com a modelagem das três zonas. O volume calculado é comparado com o volume conhecido, e cada zona é incluída na análise. O erro da predição do volume com a adição de cada zona, é calculado como 6.5%, 3,2% e 2,7%, respectivamente. Os resultados indicam que estas zonas deveriam ser incluídas em análises confiáveis de torres de resfriamento. Incrustação é a principal fonte de deterioração de torre de resfriamento, então a modelagem da torre de resfriamento com enchimento com incrustações foi esboçada para destacar a importância de incrustações nos cálculos de avaliação de torres de resfriamento.

Kranc (2006) desenvolveu um modelo computacional para o desempenho de uma torre de resfriamento com o fluxo de água não uniforme, com pulverizadores. Foi determinado um melhor desempenho térmico para pulverização radial. Concluiu-se que existe uma limitação no desempenho da torre para determinados pulverizadores devido à natureza do fluxo não uniforme da água.

Kalantar (2008) estudou o desempenho de uma torre de resfriamento em uma região quente e seca, Yazd, no Irã. Para os experimentos numéricos e estudos, num primeiro momento, foi medida a temperatura e a velocidade do vento dentro e fora da torre eólica. Com base em quatro dias de medições durante o verão, um programa de computador foi concebido com a linguagem C++ para resolver as equações. Foram investigados efeitos de alguns parâmetros, incluindo a altura da torre eólica, a variedade de materiais utilizados nas paredes da torre, a quantidade de água vaporizada, a temperatura de entrada e saída do ar, velocidade do vento e a umidade relativa do ar. Além disso, para se desenvolver, um fluxo natural do ar, durante os dias sem vento, o papel de uma chaminé solar foi considerado. Finalmente, para avaliar o modo de visualização integral e ter informações sobre limitação do fluxo aéreo na torre eólica, velocidade,

pressão, umidade, temperatura e perfil de densidade do fluido, o software Fluent é aplicado para analisar o fluxo de ar na torre e para visualização diferencial tridimensional e condições estáveis como água pulverizada na parte superior da torre eólica. Os resultados indicam que o resfriamento evaporativo é muito eficaz para uma região quente e seca. A temperatura diminui consideravelmente, se as torres eólicas são equipadas com o sistema de vaporização da água. Isso faz com que o ar se torne mais pesado e um movimento natural do ar através da torre eólica é produzido.

### **2.3 – Trabalhos sobre materiais alternativos no resfriamento evaporativo**

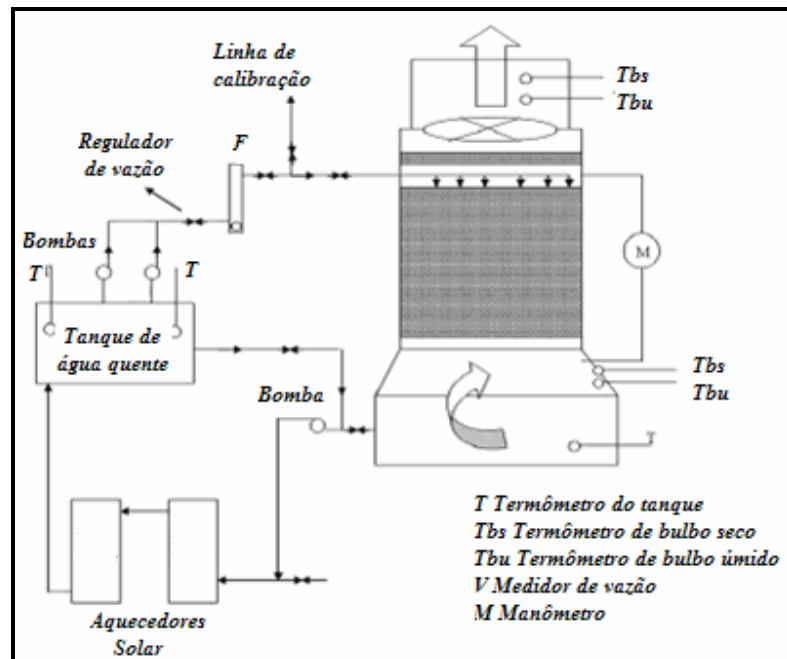
Alguns autores têm avaliado o desempenho de materiais alternativos em sistemas de resfriamento evaporativo, os quais podem ser aplicados como enchimento em torres de resfriamento.

Tinôco et al (2002) comparou a eficiência de alguns materiais porosos alternativos encontrados no Brasil: cinasita (argila expandida), serragem, fibra vegetal e carvão, para o Sistema de Resfriamento Adiabático Evaporativo. O experimento se deu em condições de verão, em estufas situadas na Universidade Federal de Viçosa, Minas Gerais. Com base neste estudo, é possível inferir que a confecção de placas porosas para resfriadores evaporativos, utilizando-se os materiais cinasita e carvão vegetal, indica vantagens sobre os demais materiais estudados (serragem e fibra de madeira).

Al-Sulaiman (2002) avaliou o desempenho de três fibras naturais da região da Arábia Saudita a serem usadas como enchimento em sistemas de resfriamento evaporativo. As fibras escolhidas foram: palma, juta e luffa. Ele tomou como referência um enchimento comercial. O critério de desempenho inclui eficiência do resfriamento e degradação do material, tais como deposição de sal e biodegradação. Os resultados mostram que a eficiência média de resfriamento das fibras de juta foi de 62,1%, a luffa foi de 55,1%, o enchimento comercial foi de 49,9% e a palma 38,9%.

Barros (2005) projetou uma bancada experimental em forma de túnel para avaliar o desempenho de fibras naturais, tendo estudado o sisal e o coco, a serem usadas como superfícies molhadas, em resfriamento evaporativo e comparou a viabilidade econômica de substituição da estrutura comercial por fibras naturais.

Elsarrag (2006) realizou vários testes utilizando diferentes variáveis em uma torre de resfriamento induzida utilizando tijolos de barro queimado como material de enchimento. A sua dureza, resistência e composição protegem as torres de resfriamento contra problemas comuns resultantes de incêndio, tratamento químico da água e deterioração. Verificou-se que os fatores que afetam os coeficientes de transferência de calor e massa são: a razão de vazão de água e ar, a temperatura de entrada da água e a entalpia de entrada do ar. Foi observado que as correlações anteriores encontradas na literatura não poderiam prever o coeficiente de transferência de massa para a torre testada. Portanto, uma correlação para o coeficiente de transferência de massa foi desenvolvida e novas variáveis foram definidas. Esta correlação pôde prever o coeficiente de transferência de massa dentro de um erro máximo de  $\pm 10\%$  e foi desenvolvida utilizando a modelagem teórica para as condições de saída da torre de resfriamento. O modelo com a correlação mostrou boas previsões das condições de temperatura de saída do ar e da água dentro de um erro de  $\pm 5\%$ . A figura 2.5 apresenta o esquema do experimento utilizado por Elsarrag (2006).



**Figura 2.5** – Diagrama esquemático da torre de resfriamento experimental (Elsarrag 2006).

Araújo (2006) avaliou experimentalmente o desempenho de fibras vegetais locais como enchimentos de sistemas evaporativos. A bucha vegetal (*Luffa Cylindrica*), o sisal (*Agave Sisalana* Perrine, *Amarilidaceae*) e a fibra de coco (*Cocos Nucifera* Linnaeus), foram utilizados. Como referência, foi testado um painel evaporativo comercial à base de papel *kraft* importado. Um túnel foi projetado e construído para os testes. Os resultados experimentais mostram que o Sisal é tão eficiente quanto a Luffa com uma efetividade de 44,93% e 44,72% respectivamente, a fibra de coco mostra-se um material de enchimento bastante promissor com uma efetividade de 52,24% e o enchimento comercial apresenta efetividade de 65,9%.

Costa (2006) estudou o comportamento de materiais alternativos como enchimento de torres de resfriamento. Foram utilizados os seguintes materiais: Bucha vegetal (*Luffa Cylindrica*), fibra de coco (*Cocos nucifera* Linnaeus), bobes e gargalos de garrafas PET. Para a investigação do desempenho desses materiais foi construída uma torre de resfriamento experimental, do tipo contra-corrente,. Foram analisados os efeitos da vazão mássica da água, da variação da vazão de ar e da carga térmica sobre os enchimentos em comparação a um enchimento padrão, tipo grades trapezoidais de polipropileno utilizado na indústria para águas tipo “problemáticas”. São apresentados resultados do efeito do tipo de enchimento sobre a capacidade de resfriamento ( $\Delta T$ ) e do approach da torre. O enchimento de grades trapezoidais apresentou o melhor desempenho com uma efetividade de 46,40%, seguido do Bobe com 40,30%, do PET com 33,61%, da Fibra de Coco com 27,8% e por fim a luffa com 20,97% para vazão de ar de 0.49m<sup>3</sup>/s e de água de 0.11 l/s.



### 3. - PSICROMETRIA

#### 3.1 – Noções de Psicrometria

O estudo dos processos de condensação e evaporação da água é de fundamental importância para o entendimento do resfriamento evaporativo que ocorre nas torres de resfriamento. Na torre de resfriamento dois efeitos motivam o processo de troca de calor entre a água e o ar não saturado: a diferença nas temperaturas de bulbo seco e a diferença de pressão de vapor entre a superfície da água e do ar. O resfriamento evaporativo ocorre quando o ar cede calor para que a água evapore. A evaporação é um processo endotérmico, isto é, consome energia, retira energia do ar baixando a sua temperatura.

O conhecimento dos processos de evaporação da água no ar atmosférico é de fundamental importância, sendo a psicrometria a ciência que estuda as propriedades do ar úmido, ou seja, a mistura do ar com vapor d'água.

A quantidade máxima de água que o ar pode conter sob uma determinada temperatura equivale à quantidade de vapor d'água com pressão parcial igual à pressão de saturação da água nesta temperatura. Nessas condições, o ar é dito saturado. Se a quantidade é menor, o ar é dito não saturado e o vapor d'água está no estado superaquecido.

Várias propriedades são consideradas para a mistura ar-vapor d'água:

- **Temperatura de bulbo seco (TBS):** é a temperatura da mistura indicada por um termômetro comum, não exposto à radiação.
- **Temperatura de bulbo úmido (TBU):** é a temperatura indicada por um termômetro cujo bulbo está envolto por um pavio molhado. Quando uma corrente de ar, com velocidade mínima variando de 3 a 5m/s, circula pelo termômetro de bulbo úmido ocorre simultaneamente transferência de calor e massa na mecha de algodão, parte da água da mecha começará a evaporar, causando uma redução da temperatura do bulbo do termômetro. Calor será cedido do ar para a mecha continuando o processo de evaporação. Ocorrendo um equilíbrio dinâmico, tendo a temperatura do regime indicada pelo termômetro.
- **Temperatura de orvalho (TO):** é a temperatura na qual o vapor d'água contido no ar se condensa, quando o processo de resfriamento ocorre à pressão constante. Equivale à temperatura de saturação da água na pressão parcial do vapor contido.
- **Umidade absoluta (w):** massa de vapor d'água por unidade de massa de ar seco, presente na mistura. É também conhecida como umidade específica, ou ainda razão de umidade. A umidade absoluta é calculada da forma:

$$w = \frac{m_v}{m_a} \quad (3.1)$$

Considerando a mistura como dois gases perfeitos, pode ser feita a seguinte simplificação, segundo a lei da mistura de gases de Dalton, onde a pressão total de uma mistura de gases é a soma das pressões parciais de cada um dos componentes:

$$w = \frac{p_v V / R_v T}{p_a V / R_a T} = \frac{p_v / R_v}{(p_t - p_v) / R_a} \quad (3.2)$$

Substituindo, a pressão atmosférica  $P_t = P_a + P_v$ ,  $P_a$  é a pressão parcial do ar seco,  $R_a$  é a constante de gás do ar seco = 287 J/kgK,  $R_v$  é a constante do gás do vapor = 461,5 J/KgK,  $T$  é a temperatura absoluta da mistura,  $V$  é o volume da mistura, obtém-se:

$$w = \frac{287}{461,5} \frac{p_v}{p_t - p_v} \quad (3.3)$$

$$\boxed{w = 0,622 \frac{p_v}{p_t - p_v}} \quad (3.4)$$

Esta expressão é decorrente da hipótese de comportamento ideal, tendo sua validade comprometida quando a pressão parcial do vapor se aproxima da pressão total da mistura.

• **Umidade relativa (em %):** é a razão entre a fração molar do vapor d'água da mistura e a fração molar do vapor d'água numa mistura saturada à mesma temperatura e pressão. Considerando as equações dos gases perfeitos a umidade relativa pode ser expressa em termos de pressão, sendo a relação entre a pressão parcial do vapor d'água e a pressão de saturação do vapor na mesma temperatura (Eq. 3.5):

$$\phi = \frac{p_v}{p_g} \quad (3.5)$$

Onde,  $P_v$  é pressão parcial do vapor de água e  $P_g$  é a pressão de saturação do vapor, à mesma temperatura.

A umidade relativa varia entre 0 e 1, por isso é comumente fornecida em termos de porcentagem.

- **Volume Específico (v):** é dado pela razão entre o volume ocupado pela mistura ( $V$ ) e a massa de ar seco presente,  $m_a$ , (Eq. 3.6):

$$v = \frac{V}{m_a} \quad (3.6)$$

Aplicando a equação dos gases perfeitos obtém-se:

$$v = \frac{R_a T}{p_a} = \frac{R_a T}{p_t - p_s} \text{ m}^3/\text{kg de ar seco} \quad (3.7)$$

- **Entalpia (H):** é a soma das entalpias do ar seco ( $H_{ar}$ ) e do vapor d'água ( $H_v$ ).

$$H_{mist} = H_{ar} + H_v \quad (3.8)$$

Colocando-se em termos da entalpia específica, expressa por kg de ar seco, tem-se:

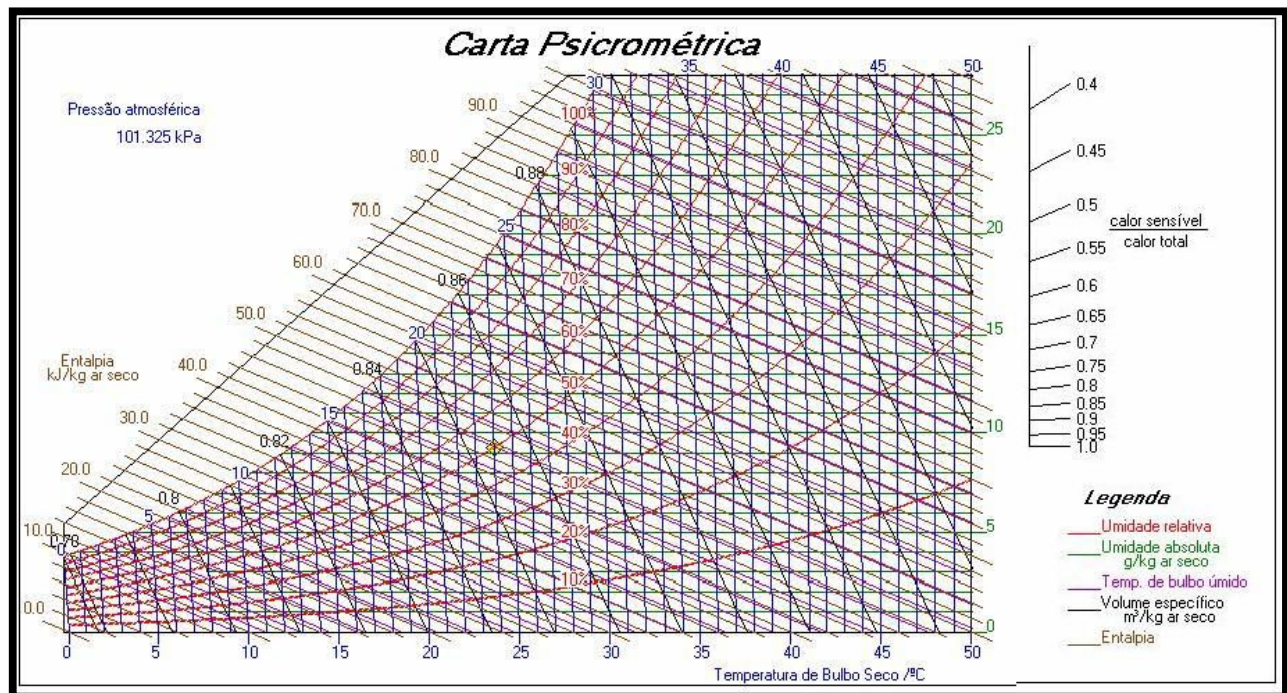
$$h_{mist} = h_{ar} + \frac{m_v}{m_{ar}} h_v \quad (3.9)$$

Como umidade absoluta é razão entre as massas de vapor e do ar e que a entalpia de um gás perfeito pode ser expressa por  $h = c_p t$  tem-se:

$$h_{mist} = c_{p_{ar}} T_{BS} + w h_v \quad \text{kJ/kg de ar seco} \quad (3.10)$$

Onde:  $C_p$  é o calor específico à pressão constante do ar seco = 1,0 kJ/kgK,  $T_{bs}$  é a temperatura da mistura °C e  $h_v$  é entalpia do vapor saturado à temperatura da mistura.

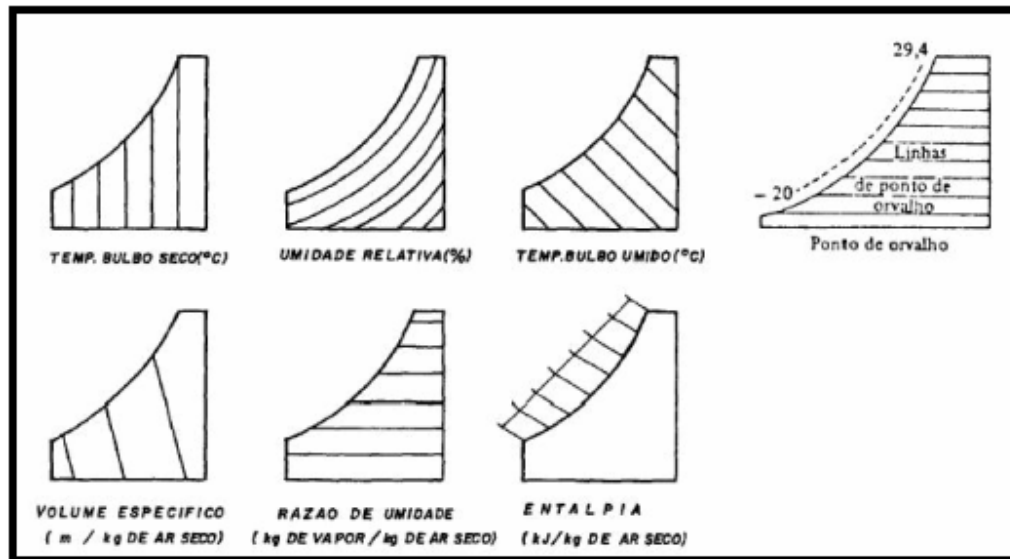
Embora existam fórmulas teóricas e empíricas relacionando os parâmetros citados acima, na prática é muito usado um gráfico denominado **diagrama psicrométrico** ou **carta psicrométrica**. Existem várias formas de se expressar um diagrama psicrométrico, mas o mais utilizado tem a umidade absoluta como ordenada e a temperatura de bulbo seco como abscissa. A figura 3.1 mostra um modelo de carta psicrométrica calculada por um programa computacional.



**Figura 3.1 – Carta Psicrométrica (Costa, 2006).**

A linha de 100% de umidade relativa indica o ar saturado. Assim, qualquer ponto à esquerda da mesma significa presença de água líquida (neblina), uma vez que não é possível uma quantidade de vapor maior do que a quantidade das condições de saturação.

O diagrama permite a determinação gráfica de todos os parâmetros dispondo-se dos valores de apenas dois dos parâmetros e outros cálculos como o resultado da mistura de duas correntes de ar. A figura 3.2 mostra os componentes da carta psicrométrica.

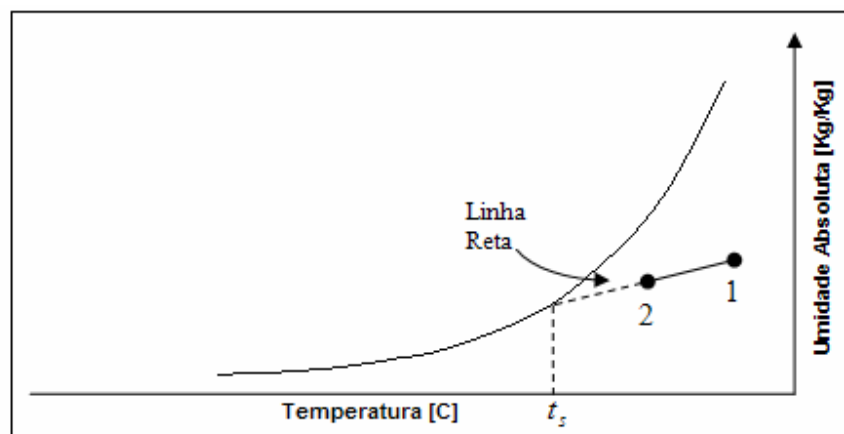


**Figura 3.2** – Componentes da carta psicrométrica (Costa, 2006).

### 3.2 – Psicrometria para uma Torre de Resfriamento

Os processos com o ar úmido podem ser representados graficamente em uma carta psicrométrica, onde podem ser interpretados.

Quando o ar transfere calor e massa de ou para uma superfície molhada, o estado do ar na carta psicrométrica tende para a temperatura da superfície úmida sobre a linha de saturação, lei da linha reta, mostrada na figura 3.3.



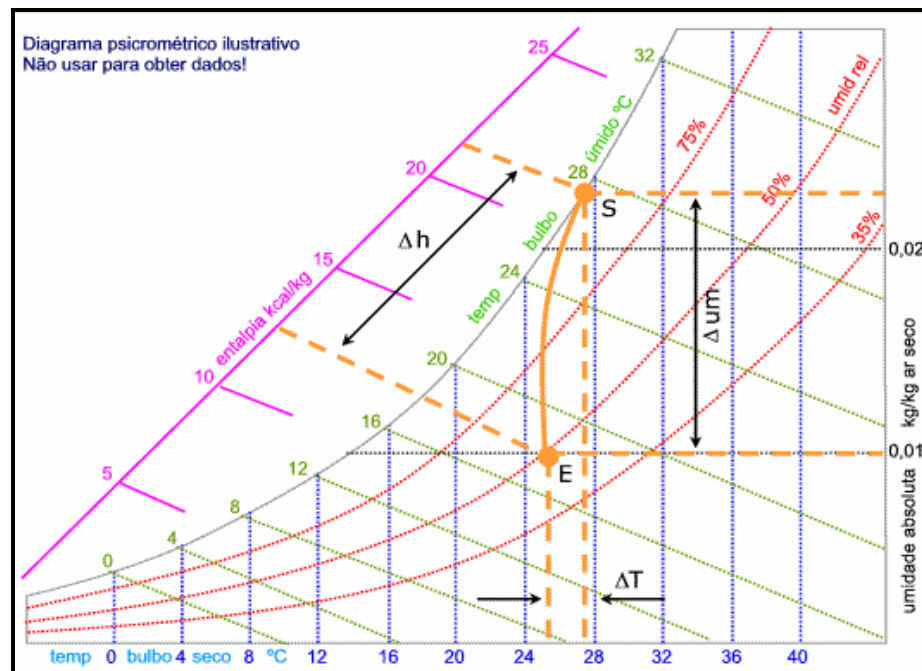
**Figura 3.3** – Diagrama psicrométrico mostrando lei da linha reta (Barros, 2005).

O ar quente no estado 1 tem a sua temperatura reduzida quando em contato com a superfície da água a  $t_s$ . A umidade absoluta deve diminuir uma vez que a pressão parcial do vapor é maior que a pressão de saturação da água a  $t_s$ , resultando em condensação do vapor de água contido no ar. A taxa de transferência de calor e massa aparece como uma linha reta na carta psicrométrica.

Nas torres de resfriamento, ambos os fluidos - ar e água - estão fisicamente em contato, onde o resfriamento da água se dá principalmente por evaporação de parte desta água. Em geral, um ventilador no topo da torre de resfriamento provoca um fluxo de ar maximizando o contato do

ar com a água e assim resfriando a água através da transferência de calor sensível, diferença de temperatura da água e do ar, e calor latente pela evaporação da água. Considerando a definição anterior de temperatura de bulbo úmido, pode-se concluir que, teoricamente, a menor temperatura que a água resfriada pode ter é a temperatura de bulbo úmido do ar de entrada.

Considera-se uma torre de resfriamento ideal. Nela, não há troca através das paredes e o ar evapora o máximo possível de água, isto é, na saída ele tem a máxima quantidade de vapor d'água que pode conter, significando que está saturado.



**Figura 3.4** – Diagrama psicrométrico para uma torre de resfriamento (Fonte: <http://www.mspc.eng.br/termo/termo0410.shtml>).

No diagrama da figura 3.4, estão indicadas as variações das condições térmicas do ar ao passar pela torre ideal. Na entrada, ponto E, ele está nas condições do ambiente. Na saída, ponto S, ele está saturado (umidade relativa 100%).

O aumento de entalpia  $\Delta h$  corresponde à quantidade total de calor trocado com a água. O aumento de temperatura de bulbo seco  $\Delta T$  é devido à parcela de calor sensível trocada e o aumento de umidade absoluta  $\Delta um$ , à parcela de calor latente removido da água.

Nas torres reais, o ar na saída não está 100% saturado, uma parte da água é arrastada em forma de gotículas, isto é, não é evaporada, e deve ser reposta junto com a água evaporada.

O modelo matemático de uma torre de resfriamento pode ser feito com o uso das equações de Merkel e outros meios, que serão discutidos adiante.

Na prática, se há necessidade de uma torre de resfriamento, os fabricantes dispõem de tabelas ou softwares que permitem a seleção do modelo adequado. Basta informar os dados básicos, como vazão da água, temperaturas previstas de entrada e de saída da água, condições térmicas (temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido) do ar no local.

## 4. - METODOLOGIA EXPERIMENTAL

### 4.1 - Protótipo de uma torre de resfriamento

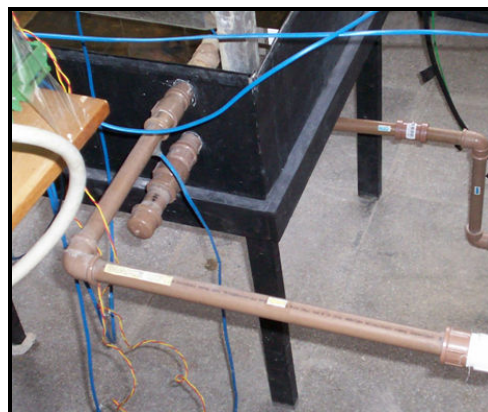
O protótipo da torre de resfriamento foi baseado em uma torre de tiragem mecânica em contra corrente como mostra a figura 4.1. Alguns elementos do protótipo foram utilizados anteriormente por Costa, 2006.



*Figura 4.1 – Vista geral da torre.*

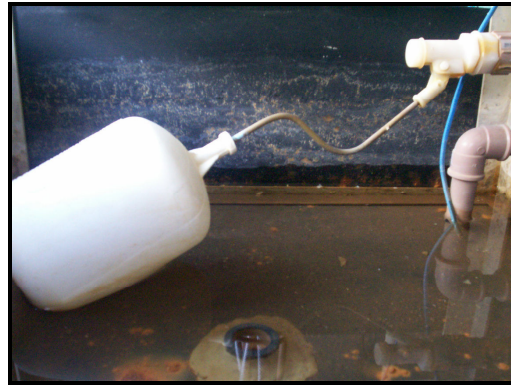
Abaixo segue a descrição de cada componente do protótipo:

- **Bacia de captação de água fria:** é 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 chapa de latão galvanizado nas dimensões de 50x50x20 cm. A bacia tem uma abertura central inferior para a saída da água fria e uma abertura lateral para tubulação de PVC de meia polegada para a água de reposição (*make up*), figura 4.2, na qual está instalada uma bóia de nível, figura 4.3, para controle do nível da água na bacia.



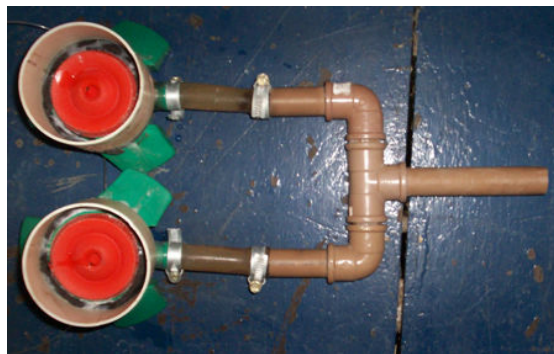
*Figura 4.2 – Bacia de água fria e tubulação da água de reposição (make up).*





*Figura 4.3 – Bóia de controle de nível da bacia de água fria.*

- **Estrutura:** A estrutura foi construída com perfis de alumínio em L de ½" x ½".
- **Enchimento:** os enchimentos serão descritos na seção 4.3.
- **Tubulação de água:** Tubulação de ½" de PVC;
- **Aspersores:** Os aspersores de água quente são mostrados na figura 4.4;



*Figura 4.4 – Aspersores de água quente.*

- **Reservatório de Água Quente:** Reservatório de água de Amianto com capacidade de 500L de água, figura 4.5.



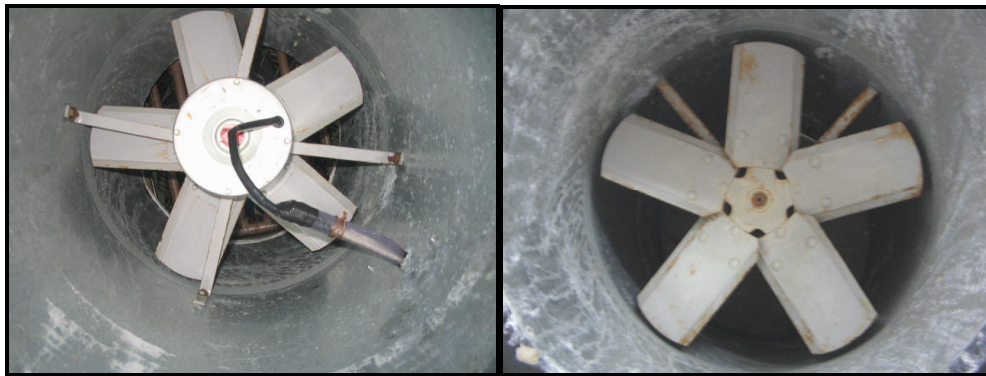
*Figura 4.5 – Reservatório de água quente.*

- **Válvulas de Esfera:** Válvula de esfera de ½” confeccionada em PVC para regulação da vazão da bomba. A figura 4.6 mostra a válvula de esfera utilizada.



*Figura 4.6 – Válvula esfera para regulação da vazão.*

- **Cilindro do Ventilador:** Feito com chapas galvanizadas e dimensões de 45x100 cm.
- **Ventilador:** Ventilador Ventisol de 40 cm (220 V) com controle de velocidade e blindagem contra umidade. A figura 4.7 mostra o ventilador instalado no cilindro.



*Figura 4.7 – Exaustor 40cm da VENTISOL para circulação de ar (Costa, 2006).*

- **Duto de ar:** Duto de ar de exaustão da torre, feito com chapas galvanizadas, figura 4.8. A saída do ar da torre de resfriamento foi direcionada para evitar a recirculação de ar úmido.





*Figura 4.8 – Duto de exaustão da torre.*

- **Fechamento:** o fechamento é feito de chapas de acrílico de 4 mm, figura 4.9.



*Figura 4.9 – Chapas de acrílico de 4mm para fechamento da torre.*

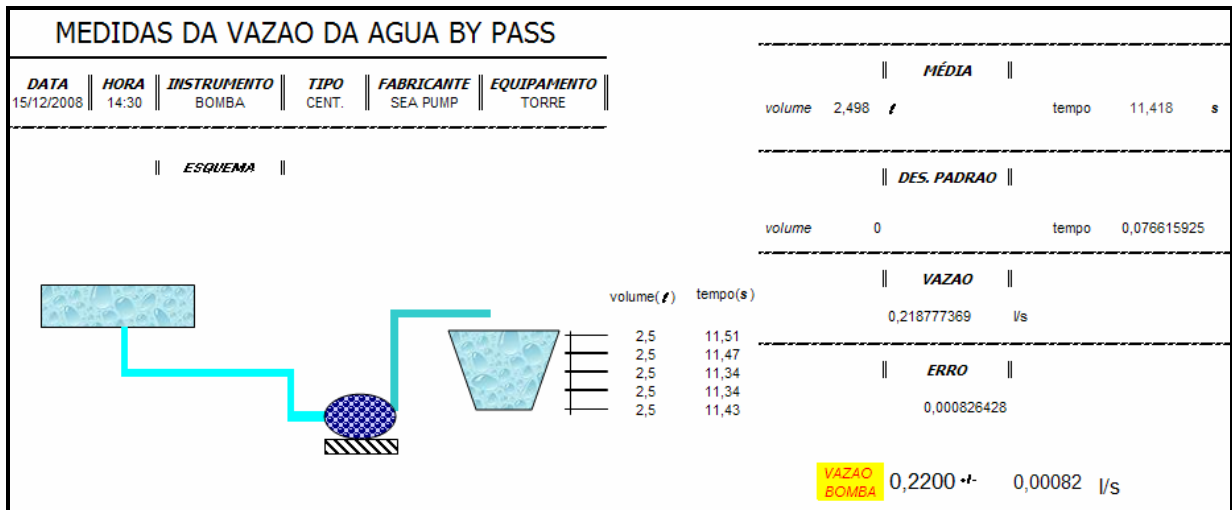
- **Bombas:** Foram utilizadas duas bombas centrífugas de ½CV da Sea Pump e da Granlux, para circulação de água, conforme figura 4.10. Foi utilizada uma bomba para succionar água quente do reservatório e enviá-la para os aspersores e outra bomba para succionar a água fria da bacia e enviá-la para o reservatório de água quente;



*Figura 4.10 – Bombas centrífugas para a recirculação de água.*

## 4.2 - Instrumentação do Protótipo

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

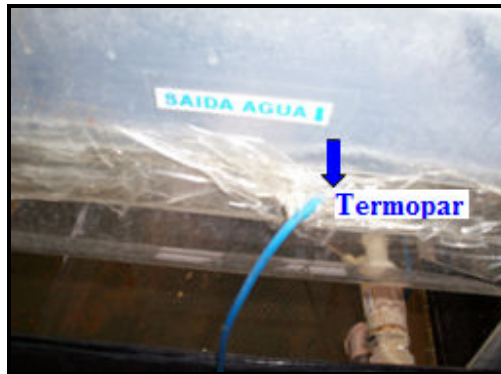


**Figura 4.11** – Esquema de determinação da vazão de água da torre (Costa, 2006).



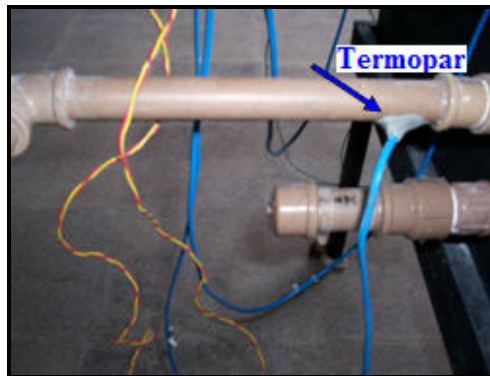
**Figura 4.12** – By-pass para controle da vazão e termopar da água quente.

- b) Medição das temperaturas da água: as medições foram realizadas com termopares tipo T e tipo K, devidamente calibrados com termômetros de referência, com localizações estratégicas conforme segue:
- Água quente: a temperatura de água quente foi medida na entrada da torre, conforme mostra a figura 4.12, indicada pela seta.
  - Água fria: a temperatura da água fria foi medida na bacia de água fria, conforme mostra a figura 4.13.



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

- Água de reposição (make up): A temperatura da água necessária para repor as perdas por evaporação, blow down e pequenos vazamentos foi medida por um termopar tipo T, conforme figura 4.14.



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

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



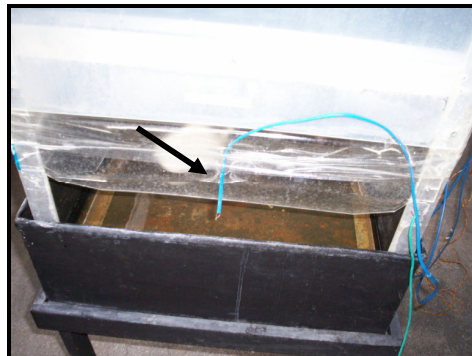
**Figura 4.15** – Válvula esfera de fechamento da desconcentração (blowdown).

- Medição da temperatura de bulbo úmido: foi medida com um termopar tipo T envolvido por gaze úmida, figura 4.16, a velocidade do ar próximo ao sensor manteve-se acima de 3m/s.



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

- Medição de temperatura do ar: Utilizou-se um termopar tipo T para o ar de entrada, figura 4.17 e um termopar tipo K para o ar úmido na saída da torre, figura 4.18.



**Figura 4.17** – Termopar Tipo T para medição do ar de insuflamento da torre.



**Figura 4.18** – Termopar tipo K para medição do ar de exaustão.

- c) Umidade Relativa: foi obtida através de um anemômetro tipo turbina HHF23 da OMEGA, figura 4.19.



**Figura 4.19** – Termo higrômetro da OMEGA para medição da umidade relativa.

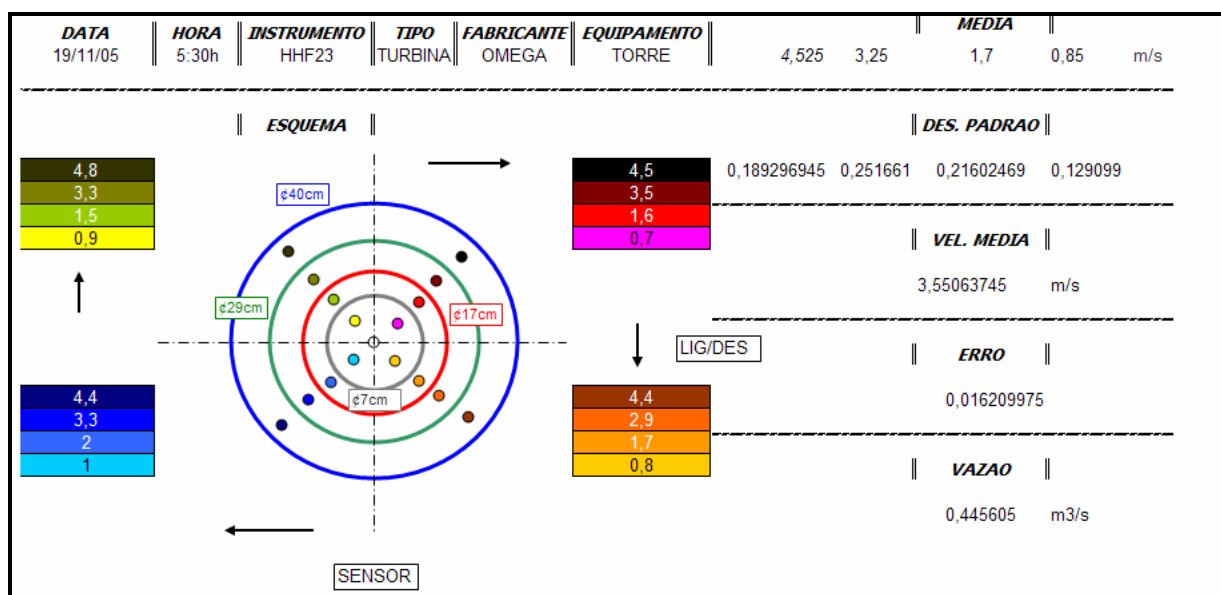
- d) Potência consumida pelo ventilador e pelas bombas: foi determinada através das correntes elétricas, foi medida com um amperímetro digital (alicate amperímetro) ET-3850 da MINIPA com precisão de  $400A \pm (2\%Leit + 5díg)$ , faixa de 400A a 1000A, resolução de 0,1A, conforme mostra a figura 4.20.



**Figura 4.20** – Alicate amperímetro.

- e) Medição da vazão do ar: foi utilizada a calibração feita por Costa, 2006 para a vazão de ar. A vazão de ar foi medida com o anemômetro HHF 29 da OMEGA, medindo a velocidade do ar em vários pontos do cilindro do ventilador, calculando-se a área da seção transversal e assim calculando-se a vazão. A figura 4.21 mostra as medições feitas, o cálculo do desvio padrão e o erro da medição. A variação da velocidade do ventilador foi obtida através de um potenciômetro (*dimmer*) conforme mostra a figura 4.22.





**Figura 4.21** – Esquema de determinação da vazão de ar da torre (Costa, 2006).



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

- f) Simulação da carga térmica: foi utilizada uma resistência elétrica tipo mergulhão de 4.500W, instalada para simular as diferentes temperaturas de entrada de água na torre de resfriamento, figura 4.23. Para controlar a resistência utilizou-se um controlador eletrônico digital modelo TLZ10 da COEL, mostrado na figura 4.24.



*Figura 4.23 – Resistência elétrica para aquecimento d'água.*

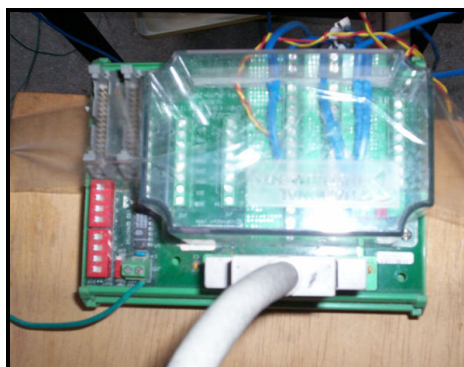


*Figura 4.24 – Controlador eletrônico digital.*

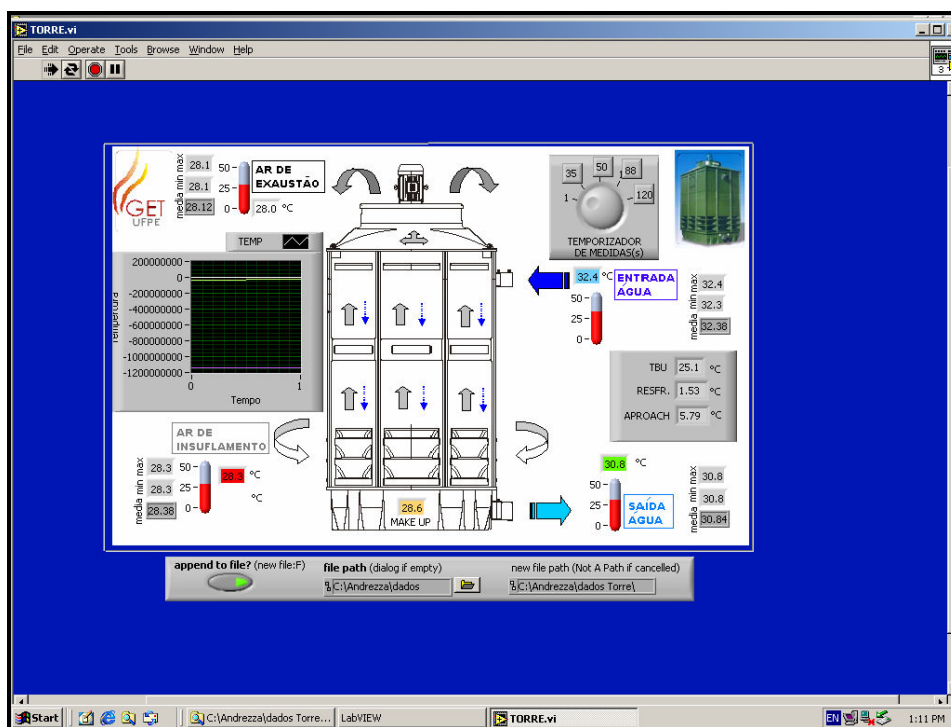
- g) Aquisição de dados: Foi utilizado um sistema de aquisição de dados baseado no LabView, com computador industrial PXI 1002, com placa de aquisição de dados NI 4351 da National Instruments, figuras 4.25, 4.26 e 4.27. Foi utilizado o mesmo supervisor do LabView de Costa, 2006.



*Figura 4.25 – Sistema de Aquisição de dados.*



*Figura 4.26 – Borneira para conexão dos termopares.*



*Figura 4.27 – Tela do supervisorio feita no LabView (Costa, 2006).*



### 4.3 - Tipos de Enchimento Utilizados

Foi utilizado como material de enchimento a garrafa PET. O PET é um material reciclável, e sua reutilização contribui para preservação do meio ambiente, além de ser uma alternativa de investimento, geração de trabalho e renda. A Tabela 4.1 mostra o histórico da reciclagem PET no Brasil, segundo a ABIPET.

**Tabela 4.1 - Histórico da reciclagem PET no Brasil (ABIPET, 2009).**

| ANO         | RECICLAGEM pós-consumo/índice |
|-------------|-------------------------------|
| 1994        | 13 Ktons = 18,8%              |
| 1995        | 18 Ktons = 25,4%              |
| 1996        | 22 Ktons = 21,0%              |
| 1997        | 30 Ktons = 16,2%              |
| 1998        | 40 Ktons = 17,9%              |
| 1999        | 50 Ktons = 20,42%             |
| 2000        | 67 Ktons = 26,27%             |
| 2001        | 89 Ktons = 32,9%              |
| 2002        | 105 Ktons = 35%               |
| 2003        | 141.5 Ktons = 43%             |
| 2004        | 167 Ktons = 47%               |
| 2005        | 174 Ktons = 47%               |
| 2006        | 194 Ktons = 51,3%             |
| <b>2007</b> | <b>231 Ktons = 53,5%</b>      |

O volume de PET reciclado no Brasil segue crescendo, e apresentou em 2007 um crescimento de 19,1% em relação a 2006.

A primeira amostra de PET foi desenvolvida pelos ingleses Whinfield e Dickson, em 1941. As pesquisas que levaram à produção em larga escala do poliéster começaram somente após a Segunda Grande Guerra, nos anos 50, em laboratórios dos EUA e Europa. Baseavam-se, quase totalmente, nas aplicações têxteis. Em 1962, surgiu o primeiro poliéster pneumático. No início dos anos 70, o PET começou a ser utilizado pela indústria de embalagens.

O PET chegou ao Brasil em 1988 e seguiu uma trajetória semelhante ao resto do mundo, sendo utilizado primeiramente na indústria têxtil. Apenas a partir de 1993 passou a ter forte expressão no mercado de embalagens, notadamente para os refrigerantes. Atualmente o PET está presente nos mais diversos produtos.

O PET - Poli (Tereftalato de Etileno) - é um polímero termoplástico. Polímero é uma palavra originária do grego que significa: poli (muitos) e meros (partes). São macromoléculas formadas por moléculas pequenas (monômeros) que se ligam por meio de uma reação denominada polimerização.

Os polímeros são classificados em três grandes grupos: Termoplásticos, Termorrígidos e Elastômeros. Termoplásticos são aqueles que não sofrem alterações em sua estrutura química durante o aquecimento até a sua fusão. Os termoplásticos, após serem resfriados, podem ser novamente fundidos. Exemplos de termoplásticos são o polietileno (PE), o polipropileno (PP), o poli(tereftalato de etileno) (PET), o policarbonato (PC), o poliestireno (PS), o poli(cloreto de vinila) (PVC), etc.

Os termorrígidos são caracterizados pela sua rigidez e consequentemente sua fragilidade. São difíceis de serem reciclados. Exemplo de termorrígidos são a baquelite e o poliéster, que é usado na estrutura de torres de resfriamento na forma de plástico reforçado, a chamada fibra de vidro (fiberglass).

Os elastômeros são polímeros que têm características intermediárias entre os termoplásticos e os termorrígidos, como por exemplo não podem ser fundidos, apresentam alta elasticidade e sua reciclagem é bastante complicada. Exemplo de elastômeros são: pneus, vedações, mangueiras de borracha, etc.

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

**. Polipropileno (PP)**

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

**. Poli(cloreto de vinila) (PVC)**

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

**. Poli (tereftalato de etileno)**

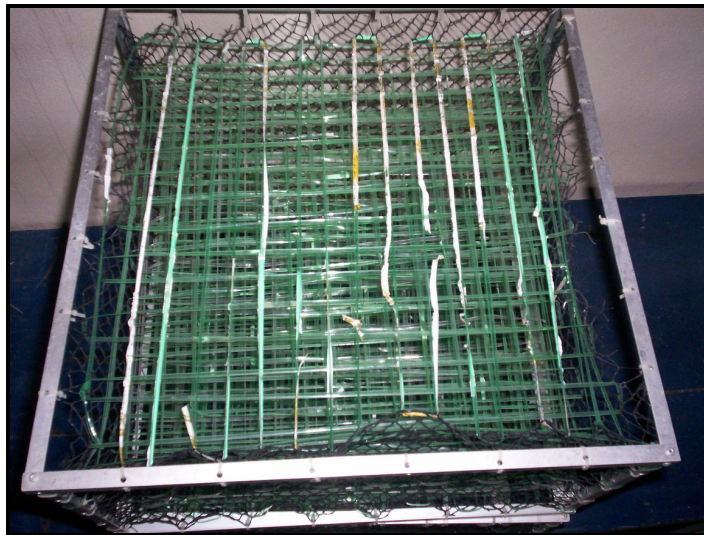
- Alta densidade (afunda na água);
- Muito resistente;
- Amolece à baixa temperatura (80°C);
- Boa resistência mecânica, térmica e química;
- Fácil reciclabilidade;

As características mostradas acima indicam que o PET pode ser utilizado em enchimentos para torres de resfriamento. Tendo sua temperatura de amolecimento semelhante ao do PVC (80°C), material utilizado pela ALPINA (grande fabricante nacional de torres de resfriamento) para

enchimentos tanto de respingos como de filme. O Polipropileno tem uma temperatura superior ( $150^{\circ}\text{C}$ ), mas para a maioria das aplicações em torres de resfriamento a temperatura de amolecimento do PET é suficiente.

### **Garrafa PET como enchimento**

Foram utilizados os fios e os gargalos de PET, a garrafa foi cortada em um torno mecânico para obter os fios com 3 mm de largura. Os gargalos e os fios foram organizados em suportes com dimensão total de 47cm x 47cm x 50cm feito de perfis “L” de 1/4” de alumínio. Foram testados 4 tipos de enchimentos alternativos, enchimento fio cruzado, figura 4.28, enchimento fio solto, figura 4.29, enchimento gargalo 1, figura 4.30, enchimento gargalo 2, figura 4.31.



*Figura 4.28 – Enchimento Fio Cruzado.*



*Figura 4.29 - Enchimento Fio Solto.*



*Figura 4.30 - Enchimento Gargalo 1.*

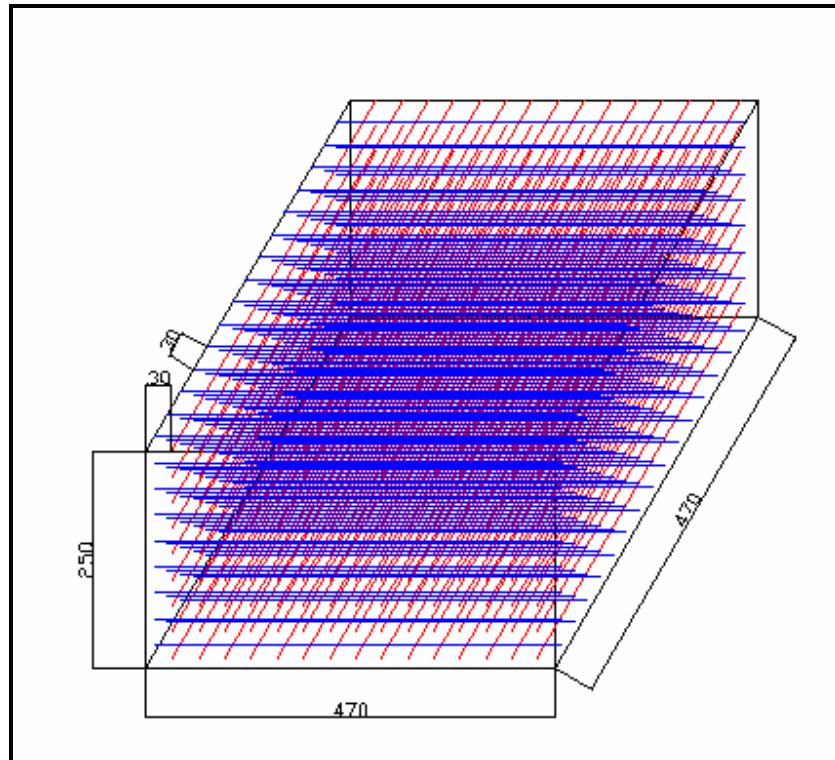


*Figura 4.31 - Enchimento Gargalo 2.*

### **Caracterização dos enchimentos**

No enchimento de fios cruzados utilizaram-se dois suportes de 47cm x 47cm x 25cm feito de perfis “L” de 1/4” de alumínio. Os fios foram igualmente espaçados de 3cm, conforme figura 4.32.

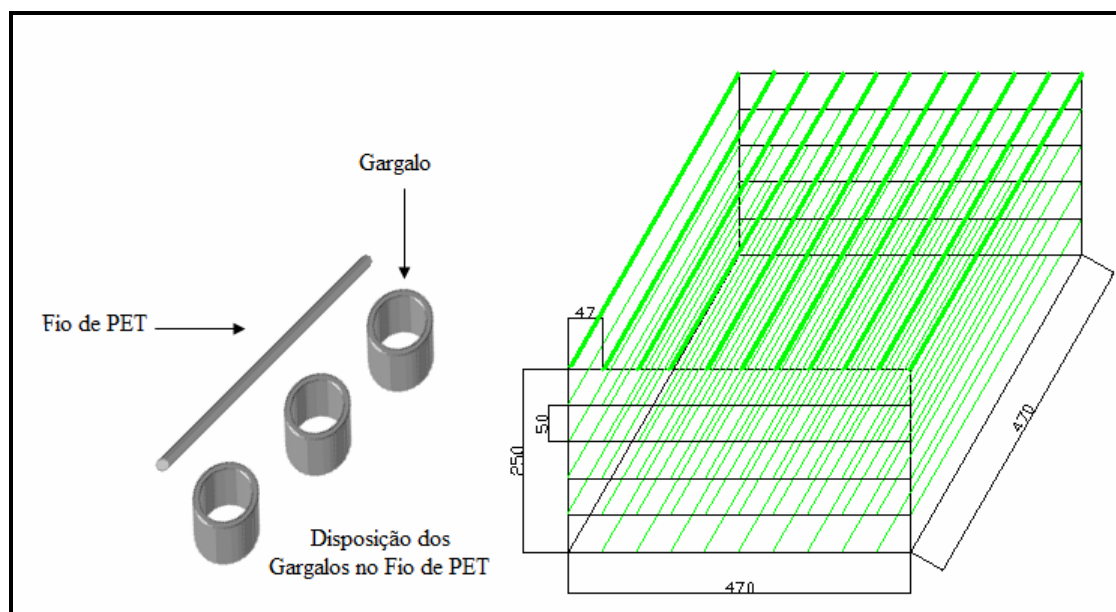




**Figura 4.32** – Caracterização do enchimento fio cruzado.

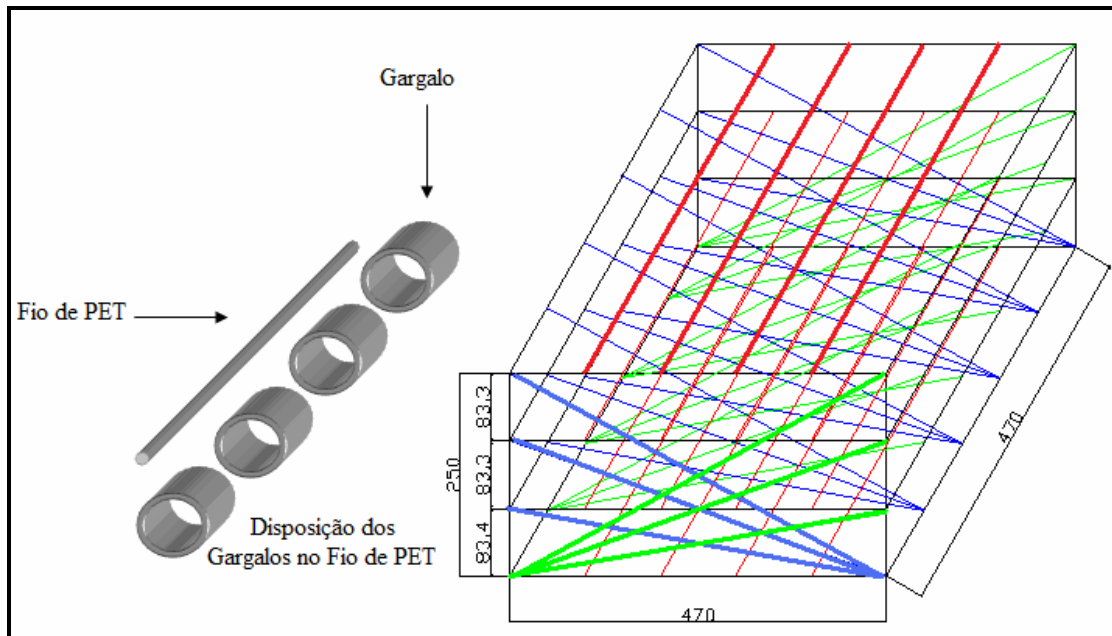
No enchimento de fios solto os fios foram jogados aleatoriamente em um suporte de 47cm x 47cm x 50cm feito de perfis “L” de 1/4” de alumínio.

Os gargalos de PET utilizados no enchimento gargalo 1 foram organizados em dois suportes de 47x47x25 cm feitos de perfis “L” de 1/4” de alumínio. Utilizaram-se fios de PET para fixação dos gargalos, as linhas da figura 4.33 representam o arranjo dos gargalos no fio, cada linha contém 9 gargalos, espaçados igualmente.



**Figura 4.33** – Caracterização do enchimento gargalo 1.

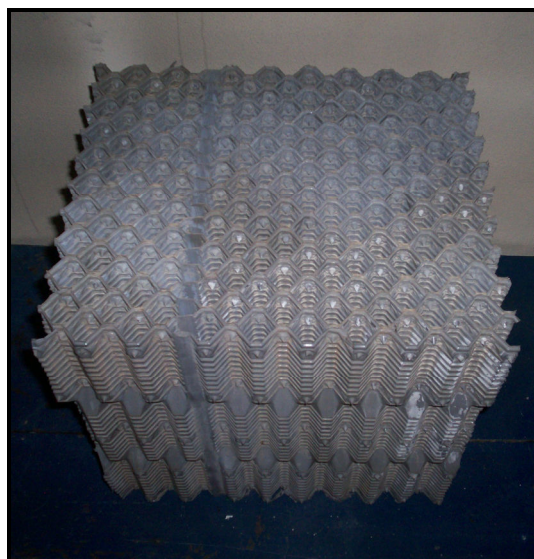
Os gargalos de PET utilizados no enchimento gargalo 2 foram organizados em dois suportes de 47cm x 47cm x 25cm feitos de perfis “L” de 1/4” de alumínio. Foram utilizados fios de PET para fazer o trançado. As linhas verdes, azuis e vermelhas da figura 4.34 representam o arranjo dos gargalos no fio, que foram colocados sem espaçamento, enchendo toda linha.



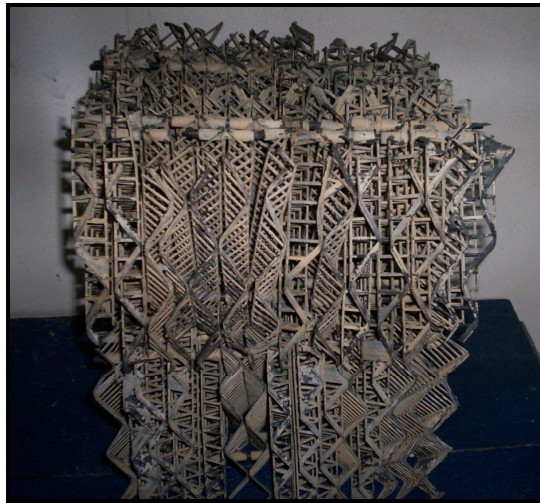
**Figura 4.34 – Caracterização do enchimento gargalo 2.**

### **Enchimentos Industriais:**

Foram utilizados os enchimentos tipo filme de corrugação vertical, figura 4.35 e o enchimento de grades trapezoidais, figura 4.36, estes enchimentos foram usados como padrão comparativo de desempenho para os outros enchimentos.



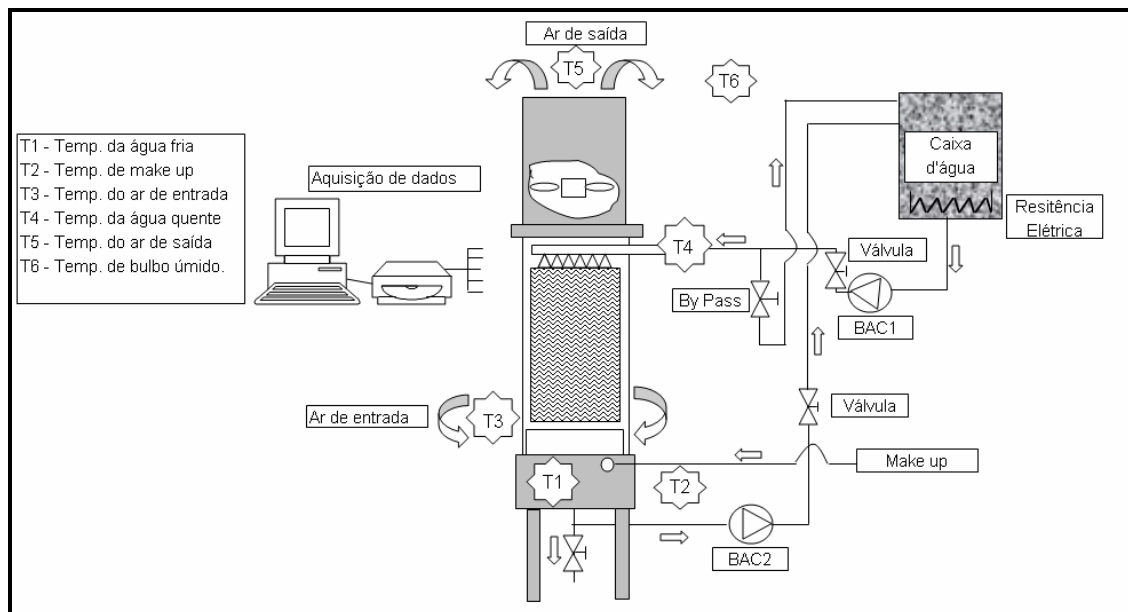
**Figura 4.35 - Enchimento corrugação vertical industrial.**



**Figura 4.36 - Enchimento tipo trapezoidal industrial.**

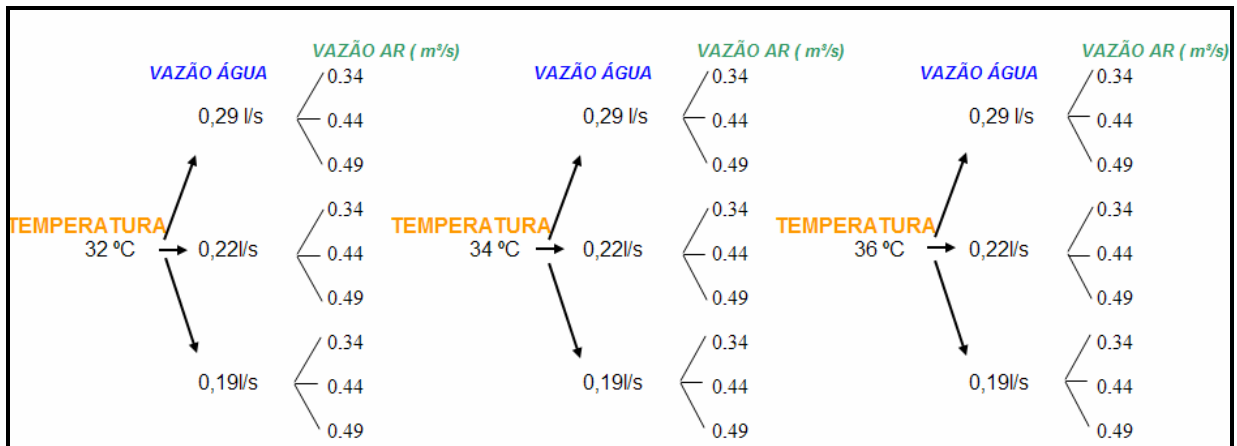
#### 4.4 - Descrição dos procedimentos utilizados

Foram medidas as principais temperaturas do protótipo da torre de resfriamento, as vazões de ar e as vazões de água, conforme mostra a figura 4.37. 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 (L/G) da torre de resfriamento, sendo estes dados necessários para avaliar o desempenho de cada enchimento testado.



**Figura 4.37 - Esquema do protótipo da torre de resfriamento.**

Para análise do desempenho dos enchimentos descritos no item 4.3, variou-se as temperaturas de entrada da torre de resfriamento, as vazões de água e as vazões de ar, conforme mostrada na figura 4.38. Foram feitas 27 medições para cada tipo de enchimento. As temperaturas de entrada da torre foram escolhidas baseadas nas temperaturas de operação de torres reais utilizadas em sistemas de refrigeração.



**Figura 4.38 – Esquema de medições da torre.**

A seguir será descrito o roteiro para o funcionamento do protótipo da torre de resfriamento.

**1. Antes das medições:**

- Verificar se o termopar de temperatura de bulbo úmido está com a gaze umedecida com água destilada e se a velocidade do ar varia de 3 a 5 m/s.
- Verificar o sentido de rotação do ventilador (horário).
- Verificar se a válvula de esfera da bomba está completamente aberta.
- Verificar se a água de reposição está ligada e se a bóia da bacia de água fria não está obstruída.
- Verificar se a válvula esfera da desconcentração (*blow down*) está fechada.
- Verificar se não há nenhum corpo estranho obstruindo o cilindro do ventilador.
- Verificar se todos os termopares estão em suas posições devidas e se estão bem conectados de forma correta na borneira.
- Verificar se o aterramento do protótipo está devidamente ligado.

**2. Início das medições:**

- Ligar as bombas de circulação de água e observar se há vazamentos no protótipo.
- Verificar se a água está sendo devidamente aspergida sobre o enchimento.
- Ligar o ventilador e testar se o potenciômetro (*dimmer*) está funcionando corretamente.
- Ligar o computador e rodar o supervisor observando se as temperaturas lidas pelos termopares estão de acordo com a do termômetro padrão.
- Ligar a resistência elétrica e verificar o aquecimento da água através do sensor do microcontrolador e do supervisor.

**3. Durante as medições:**

- Fixou-se a temperatura da água no tanque, 32°C;
- Fixou-se a vazão de água, 0,19 l/s e após variação das vazões de ar, a vazão de água foi aumentada gradativamente;
- Com a temperatura da água de 32°C e vazão de água de 0,19 l/s, a vazão de ar é fixada em 0,34 m³/s e depois aumentada-a até a vazão de 0,49 m³/s.
- Após esta primeira medição, foi alterando-se as temperaturas de entrada da água e as vazões de água.



- e. Estes passos forma repetidos para cada enchimento.
- f. Verificar se o termopar de medida da temperatura de bulbo úmido está devidamente umedecido com água destilada.
- g. Medir a umidade relativa com o termo higrômetro e salvá-la em arquivo.
- h. A cada cinco medições abriu-se a válvula de esfera da desconcentração para retirada de um pouco de água da bacia de água fria.

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

- a. Desligar a resistência elétrica.
- b. Desligar a bomba de circulação de água quente.
- c. Desligar a água de reposição.
- d. Recolher a água da bacia para o tanque de água quente;
- e. Desligar a bomba de circulação de água fria;
- f. Desligar o ventilador.
- g. Desligar computador.

**Resultados Obtidos:** As temperatura de entrada e saída do ar e da água e a temperatura de bulbo úmido foram medidas através de termopares e adquiridas pelo sistema de aquisição de dados baseado em Labview. A aproximação e o resfriamento foram calculados diretamente pelo Labview.

As medições foram salvas em arquivo .txt pelo supervisor. No tratamento das medições, exportou-se os dados para o formato .xls. A figura 4.39 mostra a planilha com os dados, estes dados receberam tratamento estatístico adequado, maiores detalhes sobre o tratamento estatístico e sua terminologia será visto no Apêndice 1.

Foi calculada a média de todos os valores, depois calculada a incerteza de cada medição. A umidade relativa era lida no anemômetro da Omega e computado na planilha. As vazões do ar e da água eram medidas pelos métodos já descritos no item 4.2 e computados na planilha. 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.

| ENCHIMENTO FS (32°C) |             |          |            |          |         |        |         |       |
|----------------------|-------------|----------|------------|----------|---------|--------|---------|-------|
| DATA/HORA            | AR EXAUSTAO | AR INSFL | AGUA SAIDA | AGUA ENT | MAKE UP | RESFRI | APROACH | TBU   |
| 13/01/2009 15:59     | 26,95       | 28,16    | 29,63      | 31,83    | 28,09   | 2,20   | 5,39    | 24,24 |
| 13/01/2009 15:59     | 26,94       | 28,20    | 29,68      | 31,92    | 28,10   | 2,24   | 5,24    | 24,45 |
| 13/01/2009 16:00     | 27,07       | 28,04    | 29,73      | 31,99    | 28,15   | 2,26   | 5,33    | 24,40 |
| 13/01/2009 16:00     | 26,97       | 28,08    | 29,61      | 32,12    | 28,07   | 2,51   | 5,16    | 24,45 |
| 13/01/2009 16:00     | 27,03       | 28,02    | 29,69      | 32,26    | 28,04   | 2,57   | 5,15    | 24,53 |
| 13/01/2009 16:01     | 27,08       | 28,09    | 29,61      | 32,34    | 28,09   | 2,73   | 5,18    | 24,44 |
| 13/01/2009 16:01     | 27,19       | 28,14    | 29,73      | 32,25    | 28,10   | 2,52   | 5,31    | 24,42 |
| 13/01/2009 16:01     | 27,32       | 26,63    | 29,68      | 32,28    | 28,11   | 2,61   | 5,21    | 24,47 |
| 13/01/2009 16:02     | 27,28       | 26,65    | 29,80      | 32,21    | 28,10   | 2,41   | 5,33    | 24,47 |
| 13/01/2009 16:02     | 27,35       | 27,05    | 29,85      | 32,16    | 28,09   | 2,31   | 5,35    | 24,50 |
| 13/01/2009 16:02     | 27,45       | 26,30    | 29,82      | 32,15    | 28,13   | 2,33   | 5,47    | 24,35 |
| 13/01/2009 16:03     | 27,24       | 26,43    | 29,92      | 32,05    | 28,10   | 2,13   | 5,53    | 24,39 |
| 13/01/2009 16:03     | 27,05       | 26,77    | 29,89      | 32,02    | 28,14   | 2,12   | 5,59    | 24,30 |
| 13/01/2009 16:03     | 26,95       | 27,19    | 29,84      | 31,85    | 28,10   | 2,02   | 5,47    | 24,37 |
| 13/01/2009 16:04     | 26,87       | 27,70    | 29,80      | 31,83    | 28,01   | 2,03   | 5,51    | 24,29 |
| 13/01/2009 16:04     | 26,96       | 27,95    | 29,80      | 31,71    | 28,00   | 1,91   | 5,59    | 24,22 |
| MEDIA                | 27,13       | 27,59    | 29,82      | 32,05    | 28,09   | 2,22   | 5,45    | 24,37 |
| INCERTEZA            | 0,18%       | 0,32%    | 0,06%      | 0,08%    | 0,02%   | 1,33%  | 0,35%   | 0,08% |
| UMIDADE REL.         | 99%         |          |            |          |         |        |         |       |
| VAZAO AR             | 0,34 m3/s   |          |            |          |         |        |         |       |
| VAZAO AGUA           | 0,19 l/s    |          |            |          |         |        |         |       |
| EFICIENCIA           | 29%         |          |            |          |         |        |         |       |

**Figura 4.39 - Planilha eletrônica com as medições realizadas.**

## **5. - MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO**

### **5.1 – Modelagem Matemática: Equações da torre**

#### **5.1.1 – Fundamentos**

As Torres de resfriamento englobam dispositivos de resfriamento de água proveniente de processos térmicos e de refrigeração e ar condicionado, onde o resfriamento é obtido através de processos de transferência de calor e massa entre uma corrente de ar e uma parede molhada. Nesta seção serão apresentados os conceitos pertinentes de transferência de calor e massa.

A transferência de massa se dá pela difusão, onde segundo Kern, 1950, pode ser explicado como segue:

Difusão: Se o ar seco mantido a uma temperatura constante for saturado de vapor pela água com a mesma temperatura num aparelho de contato direto, o vapor de água que entra no ar transportará com ele seu calor latente de vaporização. A umidade da mistura ar-água-vapor cresce durante a saturação porque a pressão de vapor da água fora do líquido é maior do que a existente no ar não saturado donde resulta a vaporização. Quando a pressão de vapor de água no ar se iguala com a pressão de vapor do líquido, o ar fica saturado e a vaporização termina. Quando ocorre o movimento de massa entre duas fases provocadas por uma diferença de pressão, existe uma difusão. A difusão envolve a passagem de um fluido através de outro. Considere o ar contendo uma pequena quantidade de vapor de acetona, que é solúvel em água. Suponha que a mistura ar-acetona alimente uma torre que funciona com água nova que flui continuamente para baixo de suas paredes, de modo que qualquer molécula de acetona que esteja na fronteira com a água seja removida do volume devido ao arraste. A figura 5.1 idealiza o problema, supondo que se forme uma película de ar quase parada sobre a superfície líquida, por causa da perda da quantidade de movimento das moléculas de ar que incidem sobre a película do líquido e que são arrastadas no movimento. Isto é representado entre as seções 1-1' e 2-2'. Pode-se considerar que a película também esteja relativamente parada em relação ao volume de ar. Esta é a base para teoria da película dupla. Levando em consideração a solubilidade da acetona na água, se aceita que a velocidade com a qual as moléculas de acetona passam através da película é extraordinariamente elevada. Portanto, as moléculas de acetona na película de ar que chegam à película líquida, desaparecem tão rapidamente através da dissolução na película líquida, que a concentração das moléculas de acetona na película de ar é menor do que a existente no volume de gás. Isto produz um gradiente de concentração ou de pressão entre o volume de ar e a película de ar, o que determina continuamente o movimento das moléculas de acetona no sentido do líquido. As películas de ar e de líquido funcionam como resistências térmicas em série. No caso da difusão 1-1' para 2-2', a diferença de concentração da mistura de ar e acetona que se difunde é o potencial para transferência de massa da acetona através das diversas resistências em série.



outros dois números adimensionais, o número de Reynolds,  $Re$ , onde o escoamento é caracterizado, e o número de Prandtl,  $Pr$ , que relaciona as espessuras relativas das camadas limites hidrodinâmica e térmica, conforme segue:

$$N_u = f(Re, Pr) \quad (5.4)$$

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (5.5)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (5.6)$$

Nesses adimensionais,  $V$  é a velocidade em m/s,  $L$  o comprimento característico em metros,  $\nu$  a viscosidade cinemática, em  $m^2/s$  e  $\alpha$  o coeficiente de difusividade térmica, em  $m^2/s$ . Uma relação bastante utilizada para o número de Nusselt quando se tem escoamento externo sobre uma superfície plana nos regimes laminar e turbulento é:

$$N_u = a(Re^b - A)Pr^c \quad (5.7)$$

Onde  $a$ ,  $b$ ,  $c$  e  $A$  são constantes que dependem da geometria e regime do escoamento. O número de Nusselt representa para a camada-limite térmica o que o coeficiente de atrito representa para a camada-limite de velocidade.

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,

$$S_h = a(Re^b - A)Sc^c \quad (5.8)$$

Onde  $S_h$  é o número de Sherwood, que 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,

$$S_h = \frac{h_d L}{D} \quad (5.9)$$

$$Sc = \frac{\nu}{D} \quad (5.10)$$

Onde  $D$  é o Coeficiente de difusão de massa [ $m^2/s$ ] e  $\nu$  é a viscosidade cinemática [ $m^2/s$ ].

Dividindo a equação 5.8 pela equação 5.7 e rearranjando encontra-se um outro adimensional muito importante para a análise de transferência de calor e massa, o número de Lewis,  $Le$ :

$$\frac{h_c}{h_d C_p \rho} = \left( \frac{Sc}{Pr} \right)^{2/3} = \left( \frac{\alpha}{D} \right)^{2/3} = Le^{2/3} \quad (5.11)$$

Onde é admitido o valor de  $c = 1/3$  (Incropera, 2008).

Lewis encontrou para o ar úmido, o valor de 0,865 para o número de Lewis. Com isto ele encontrou um outro grupo adimensional chamado fator de Lewis,  $Lef$ . Dado da seguinte forma:

$$Lef = \frac{h_c}{h_d C_p \rho} = (0,86)^{2/3} \approx 1 \quad (5.12)$$

O valor unitário do grupo adimensional acima foi primeiro obtido por Lewis, com este 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 será 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 esta manipulação quantidades de calor podem ser retiradas ou adicionadas, na forma de calor sensível (transferência de calor por convecção) devido à diferença de temperatura entre o ar e a água, 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 5.14.

$$\delta Q = \delta Q_s + \delta Q_L \quad (5.14)$$

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

$$dm_{ag} = h_d (w_{sat} - w) dA \quad (5.15)$$

O calor latente  $\delta Q_L$  é dado por:

$$\delta Q_L = h_{lv} dm_{ag} \Rightarrow \delta Q_L = h_{lv} h_d (w_{sat} - w) dA \quad (5.16)$$

Onde  $h_{lv}$  é o calor latente de vaporização [kJ/kg].

O calor sensível  $\delta Q_s$  é dado por:

$$\delta Q_s = h_c (T_{ag} - T_{ar}) dA \quad (5.17)$$

Somando as equações 5.16 e 5.17 tem-se o calor total.

$$\delta Q = \delta Q_S + \delta Q_L = h_c (T_{ag} - T_{ar}) dA + h_d (w_{sat} - w) dA h_{lv} \quad (5.18)$$

A equação 5.18 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 absoluta. 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 e da corrente livre de ar.

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

$$h_v = h_{lv} + c_{p_v} T_{ag} \quad (5.19)$$

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

$$h_i = c_{p_{ar}} T_{ag} + w_i (h_{lv} + c_{p_v} T_{ag}) \quad (5.20)$$

Substituindo a equação 5.19 em 5.20 e usando o artifício de somar e subtrair  $wh_v$  ao segundo membro tem-se:

$$h_i = c_{p_{ar}} T_{ag} + wh_v + (w_i - w)h_v \quad (5.21)$$

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

$$h_{ar} = c_{p_{ar}} T_{ar} + w(h_{lv} + c_{p_v} T_{ar}) \quad (5.22)$$

Subtraindo a equação 5.21 da equação 5.22 e manipulando algebricamente tem-se:

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

Da equação 5.19 provém  $h_v - h_{lv} = c_{p_v} T_{ag}$ .

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

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

$$c_{p_u} = (c_{p_{ar}} + wc_{p_v}) \quad (5.23)$$

Então,

$$T_{ag} - T_{ar} = \frac{(h_i - h_{ar}) - (w_i - w)h_v}{c_{p_u}} \quad (5.24)$$

Substituindo a equação 5.24 na equação 5.14 e após várias simplificações e ainda substituindo o fator de Lewis  $Le_f = \frac{h_c}{h_d c_{p_u}}$  tem-se:

$$\delta Q = \frac{h_c}{c_{p_u}} dA \left[ (h_i - h_{ar}) + \frac{(w_i - w)}{Le_f} (h_{lv} - Le_f h_v) \right] \quad (5.25)$$

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  $[(w_i - w)(-h_l)]$  é desprezível em relação à diferença de entalpia, a equação 5.25 fica da seguinte forma:

$$\delta Q = \frac{h_c dA}{c_{p_u}} (h_i - h_{ar}) \quad (5.26)$$

A equação 5.26 é a equação que rege a transferência de calor total entre um fluxo de ar em torno de uma parede molhada.

### 5.1.3 – Modelagem Matemática de Torres de Resfriamento Contracorrente

A modelagem matemática da torre de resfriamento contracorrente permitirá avaliar a relação da temperatura de saída da água da torre com a temperatura de bulbo úmido do ar de insuflamento, através do número de Merkel (Mep) ou NUT, número de unidades de transferência.

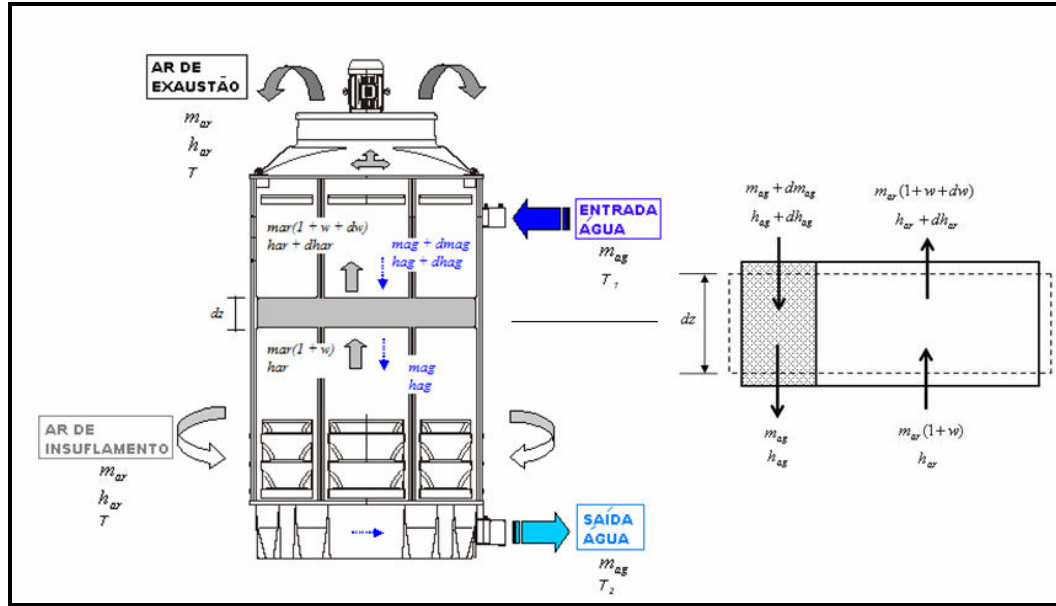
A característica das torres contracorrente é a direção descendente do fluxo de água em direção oposta ao fluxo ascendente de ar, provocada pelo ventilador.

Considere uma torre de resfriamento e seu volume de controle conforme mostrada na figura 5.1. Um fluxo de água de vazão mássica,  $m_{ag}$ , 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. Vazão mássica de ar  $m_{ar}$  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.





**Figura 5.2** – Volume de controle do enchimento em contra corrente (Costa, 2006).

Fazendo um balanço de energia no volume de controle mostrado na figura 5.2 tem-se:

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

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

$$\Sigma H_e = \Sigma H_s$$

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

Simplificando e reorganizando tem-se:

$$m_{ar}dh_{ar} - m_{ag}dh_{ag} - h_{ag}dm_{ag} = 0 \quad (5.27)$$

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

$$\delta Q = m_{ar}dh_{ar} = m_{ag}dh_{ag} \quad (5.28)$$

Esta análise é feita somente pelo balanço de energia e precisa ser suplementada com a expressão 5.26, já considerando que  $Le_f$  é igual a 1, para considerar os efeitos de transferência de calor e massa, onde:

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

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

$$\delta Q = \frac{h_c dA}{c_{p_u}} (h_i - h_{ar}) = m_{ag} c_{p_{ag}} dT \quad (5.29)$$

Integrando-se a equação acima, obtém-se:

$$m_{ag} \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_{p_{ag}} dT}{(h_i - h_{ar})} = \int_0^A \frac{h_c dA}{c_{p_u}} = \frac{h_c A}{c_{p_u}} \quad (5.30)$$

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

$$Mep = m_{ag} \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_{p_{ag}} dT}{(h_i - h_{ar})} \quad (5.31)$$

O número de Merkel é aproximadamente constante ao longo de uma dada torre de resfriamento, ele depende da geometria do contato ar-água, do regime, da velocidade, da viscosidade, ou seja, das características do escoamento, implícitas dentro do coeficiente de transferência de calor,  $h_c$ . A área de contato inclui a interface do filme de líquido-ar, bem como também das superfícies das gotas presentes.

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

#### 5.1.4 – Método de Integração Discreta de Simpson.

Essa modelagem permitirá calcular o estado do ar através da torre de resfriamento. De posse do número de Merkel, calculado a partir de dados experimentais, calcula-se as condições de saída da água para diferentes situações de operação da torre.

Discretizando a equação 5.30 e dividindo a torre de resfriamento na região do enchimento em  $n$  seções de áreas de contato, tem-se:

$$m_{ag} c_{p_{ag}} \Delta T \sum \frac{1}{(h_i - h_{ar})_m} = \frac{h_c}{c_{p_u}} \sum A_i \quad (5.32)$$

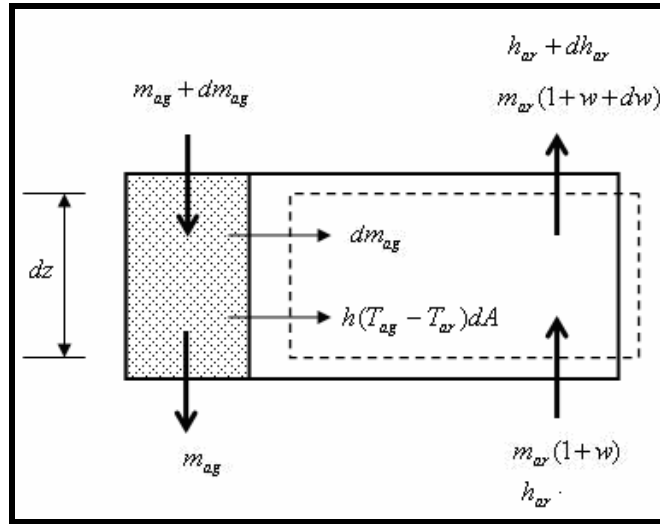
O índice “m” significa que se devem tomar as médias das entalpias específicas entre as seções adjacentes.

$$Me = \frac{h_c}{c_{p_u}} \sum A_i = \frac{m_{ag} c_{p_{ag}} \Delta T}{\left( \frac{h_{(n)i} + h_{(n+1)i}}{2} - \frac{h_{(n)ar} + h_{(n+1)ar}}{2} \right)} \quad (5.33)$$

Através da equação 5.33 calcula-se o número de Merkel ou NUT, a partir da diferença das entalpias médias do ar e da superfície molhada para cada seção.

Supondo que a torre de resfriamento seja preenchida uniformemente, ou seja, com mesma área de contato em cada seção, sendo integrada de baixo para cima. Como já foi visto o fluxo de calor sensível é responsável pela variação da temperatura de bulbo seco do ar, onde,

$$\delta Q_s = m_a C_{pu} dT \quad (5.34)$$



**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 calor sensível dado pela equação 5.17, onde, substituindo em 5.34, tem-se:

$$h_c (T_{ag} - T_{ar}) A_i = m_a C_{pu} \Delta T \quad (5.35)$$

]Discretizando a equação acima, tem-se:

$$h_c A_i \left( \frac{T_{(n)ag} + T_{(n+1)ag}}{2} - \frac{T_{(n)ar} + T_{(n+1)ar}}{2} \right) = m_{ar} c_{pu} (T_{(n+1)ar} - T_{(n)ar}) \quad (5.36)$$

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

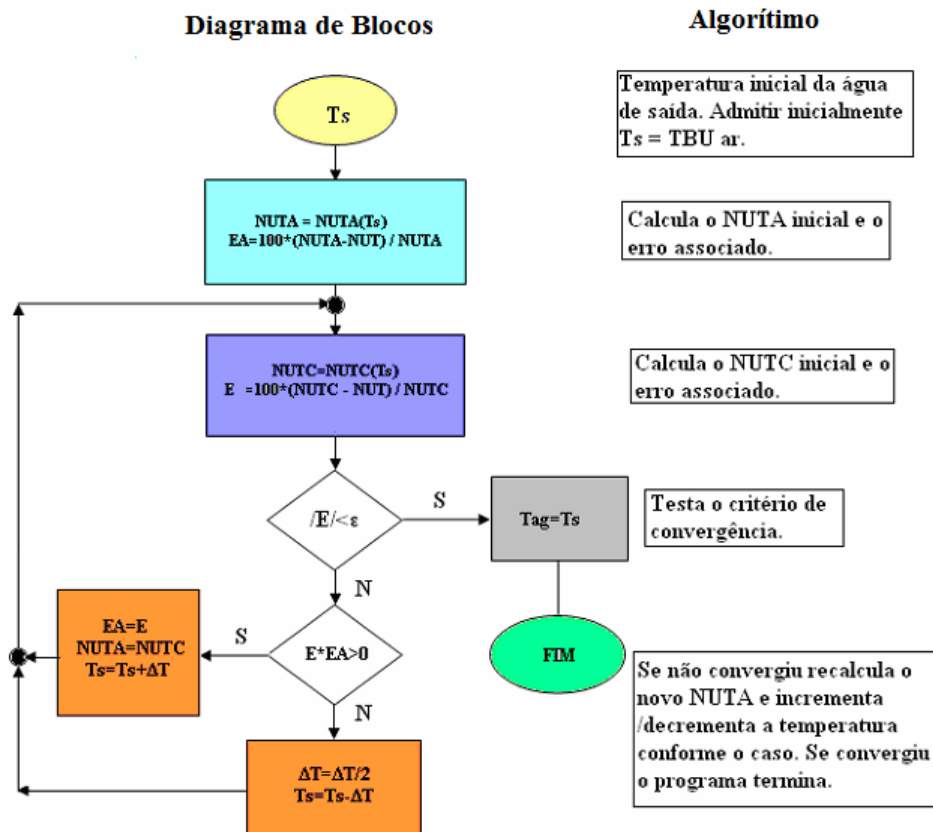
$$T_{(n+1)ar} = \frac{T_{(n)ar} + (Me_i / 2m_a) \times (T_{(n)ag} + T_{(n+1)ag} - T_{(n)ar})}{1 + (Me_i / 2m_a)} \quad (5.37)$$

Com a equação 5.37 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 Merkel, 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 Mep (ou o NUT) é calculado para cada enchimento do protótipo da torre de resfriamento a partir de dados experimentais. Conhecido o NUT, são 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 foram 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 é equivalente à TBU do ar de entrada. Com este 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 deste procedimento encontra-se na figura 5.4.



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

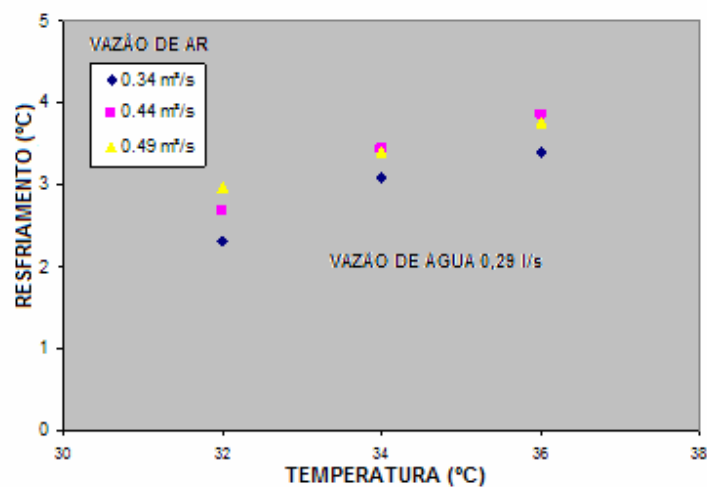
## 6. - APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

### 6.1 - Apresentação das Medições no protótipo

Abaixo são apresentados os resultados das medições dos enchimentos testados no protótipo da torre de resfriamento. Os gráficos mostram o resfriamento, a aproximação e a eficiência para cada enchimento testado.

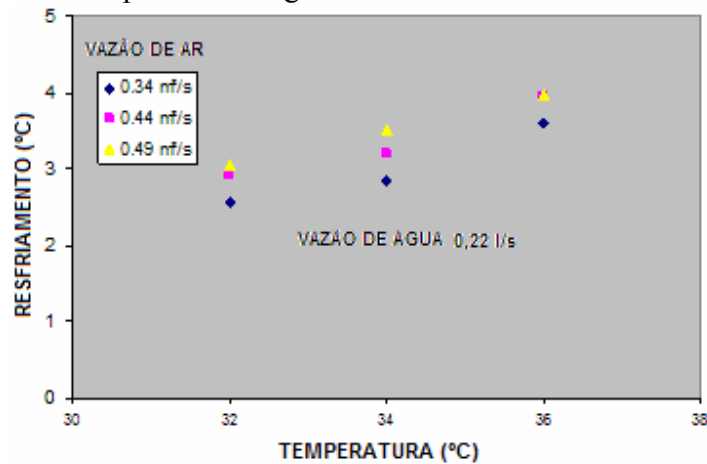
#### **FIO CRUZADO (figura 4.28)**

A figura 6.1 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento de fios cruzados para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



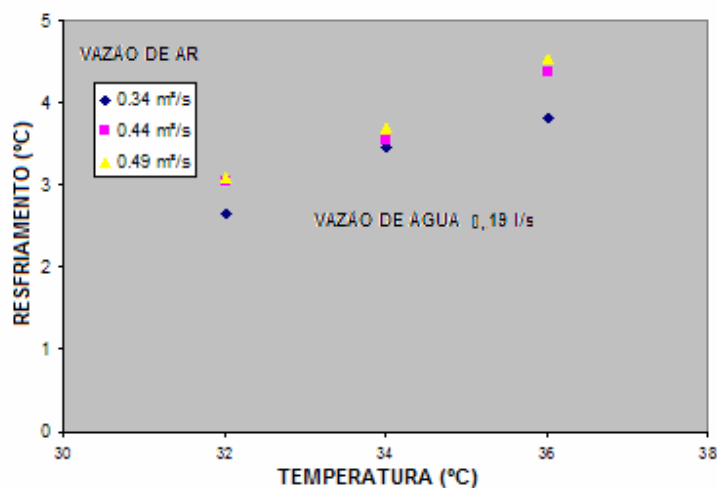
**Figura 6.1** – [FIO CRUZADO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.2 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento de fios cruzados para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22 l/s.



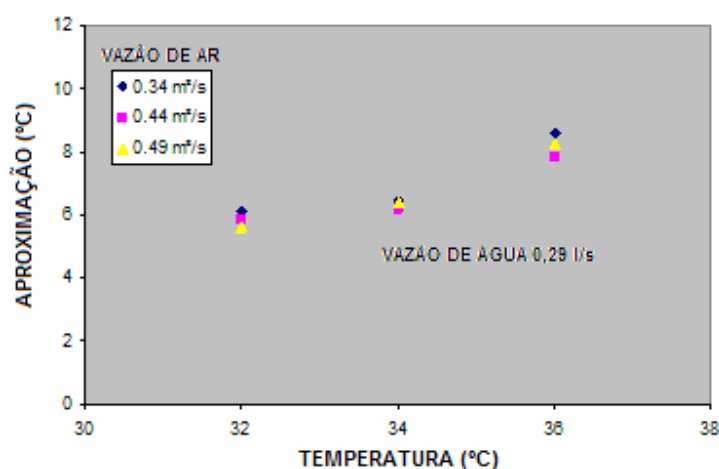
**Figura 6.2** – [FIO CRUZADO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

A figura 6.3 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento de fios cruzados para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19l/s.



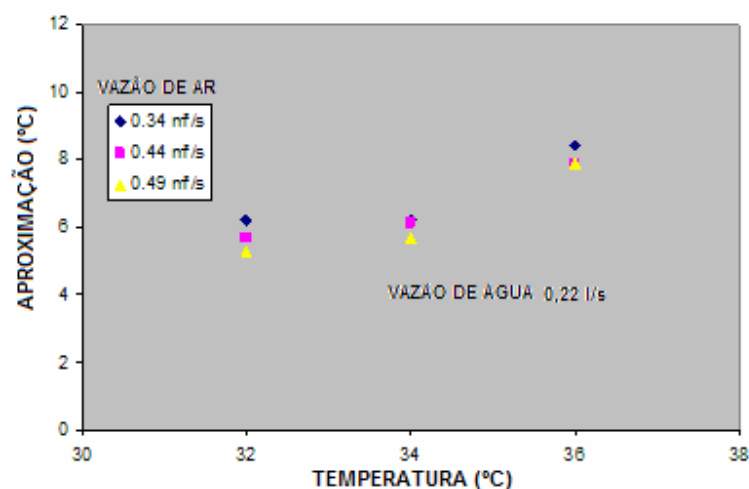
**Figura 6.3** – [FIO CRUZADO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

A figura 6.4 mostra a aproximação obtida pelo enchimento de fios cruzados para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29l/s.



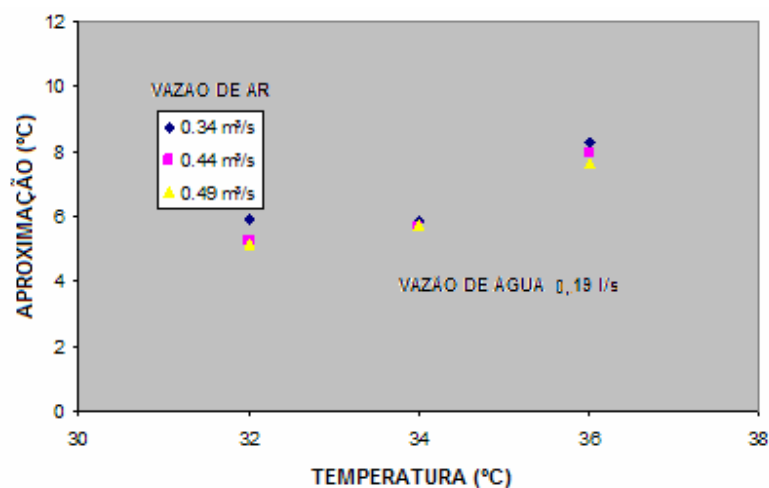
**Figura 6.4** – [FIO CRUZADO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.5 mostra a aproximação obtida pelo enchimento de fios cruzados para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22l/s.



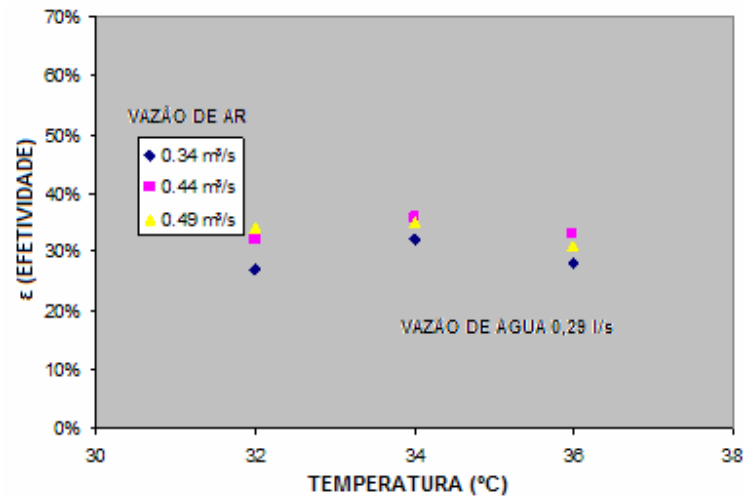
**Figura 6.5** – [FIO CRUZADO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

A figura 6.6 mostra a aproximação obtida pelo enchimento de fios cruzados para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19 l/s.



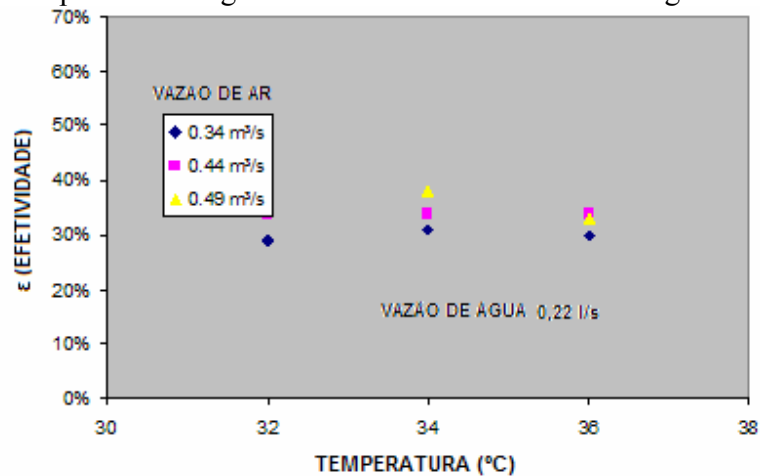
**Figura 6.6** – [FIO CRUZADO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

A figura 6.7 mostra a efetividade obtida pelo enchimento de fios cruzados para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



**Figura 6.7 – [FIO CRUZADO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.**

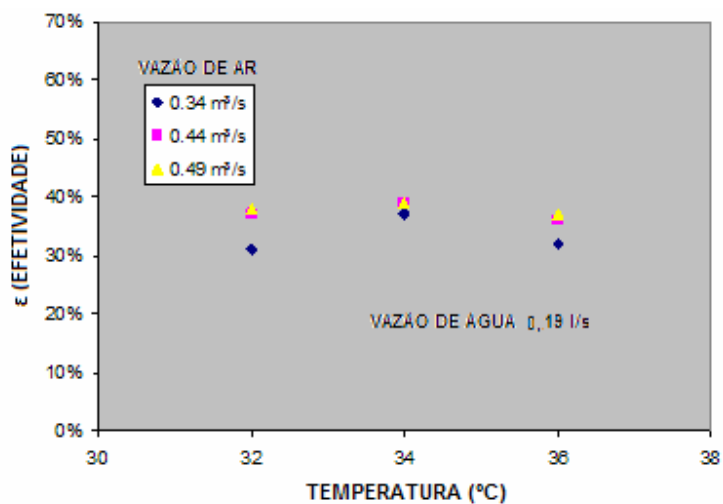
A figura 6.8 mostra a efetividade obtida pelo enchimento de fios cruzados para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22l/s.



**Figura 6.8 – [FIO CRUZADO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.**

A figura 6.9 mostra a efetividade obtida pelo enchimento de fios cruzados para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19l/s.

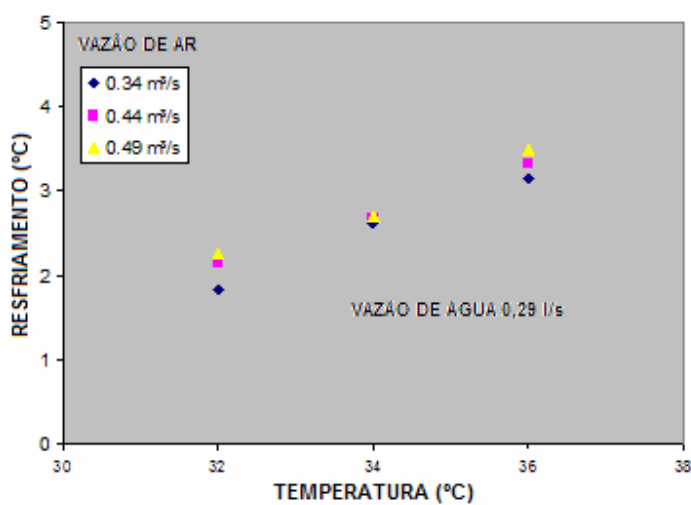




**Figura 6.9** – [FIO CRUZADO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

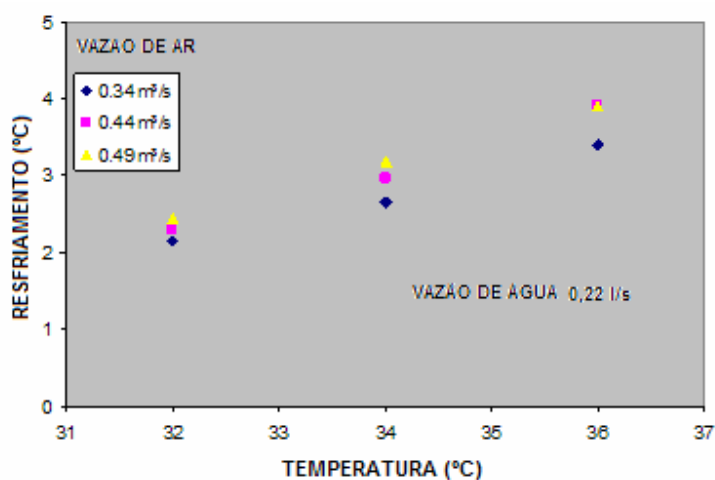
**FIO SOLTO (figura 4.29)**

A figura 6.10 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento de fios soltos para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



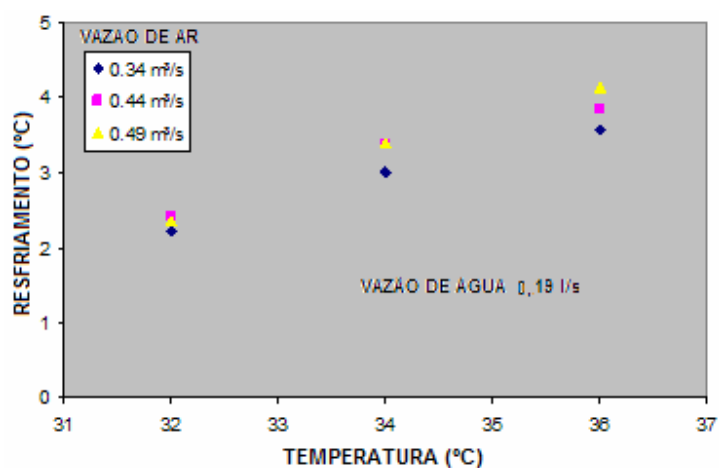
**Figura 6.10** – [FIO SOLTO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.11 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento de fios soltos para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22 l/s.



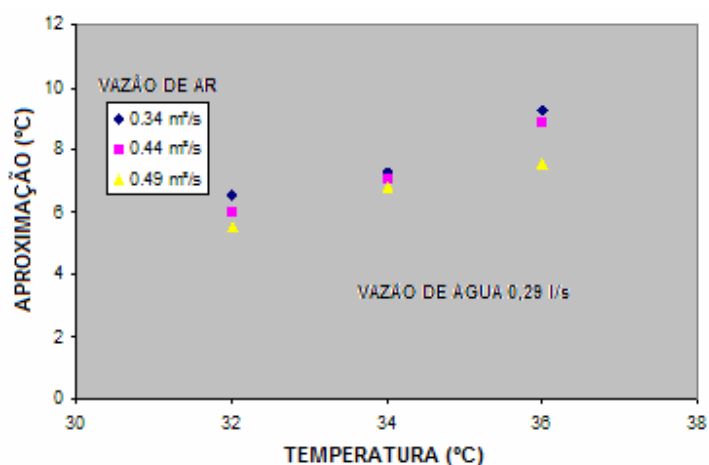
**Figura 6.11** – [FIO SOLTO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

A figura 6.12 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento de fios soltos para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19 l/s.



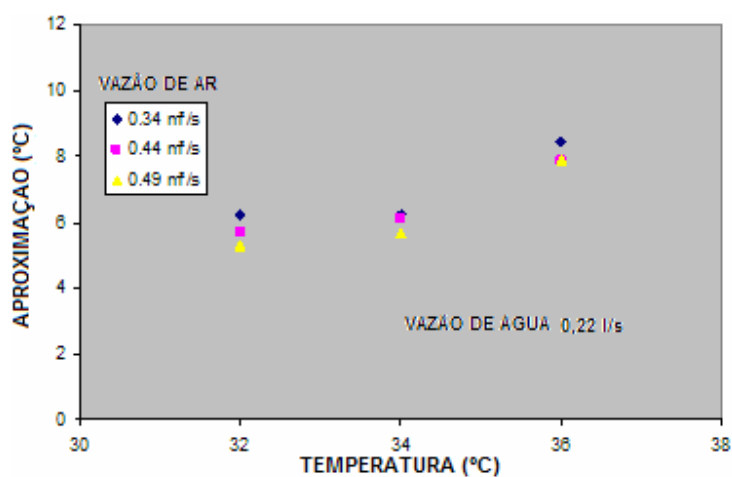
**Figura 6.12** – [FIO SOLTO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

A figura 6.13 mostra a aproximação obtida pelo enchimento de fios soltos para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



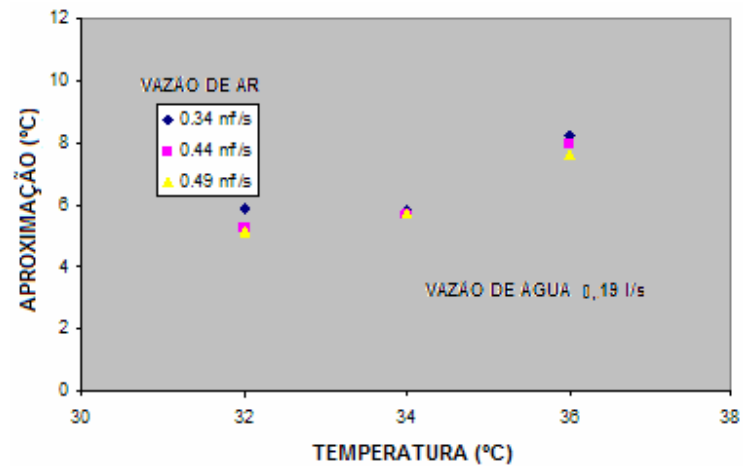
**Figura 6.13** – [FIO SOLTO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.14 mostra a aproximação obtida pelo enchimento de fios soltos para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22l/s.



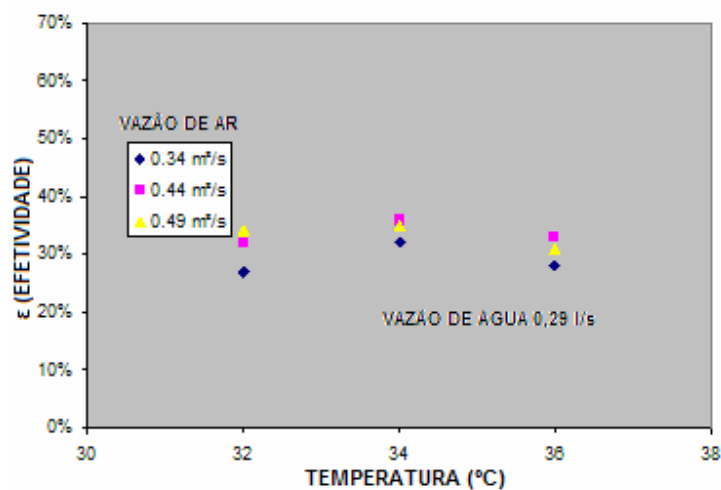
**Figura 6.14** – [FIO SOLTO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22/s.

A figura 6.15 mostra a aproximação obtida pelo enchimento de fios soltos para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19l/s.



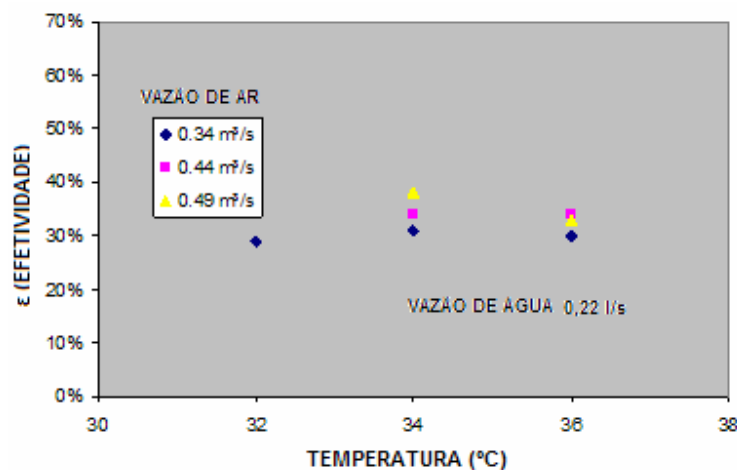
**Figura 6.15**– [FIO SOLTO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

A figura 6.16 mostra a efetividade obtida pelo enchimento de fios soltos para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



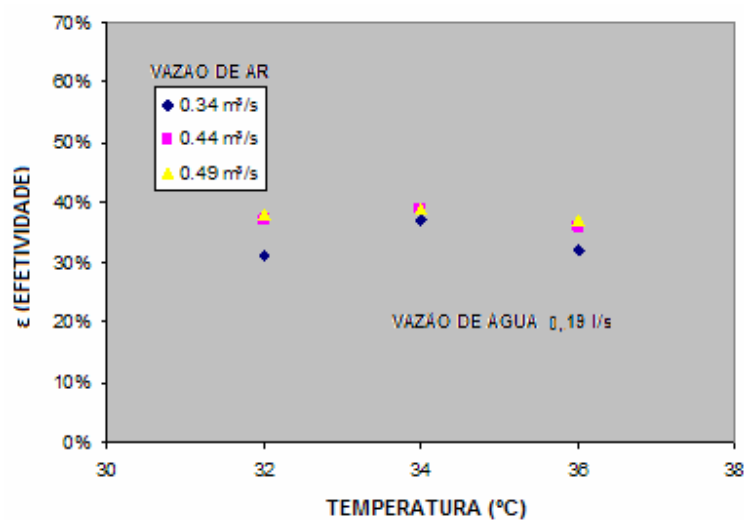
**Figura 6.16** – [FIO SOLTO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.17 mostra a efetividade obtida pelo enchimento de fios soltos para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22 l/s.



**Figura 6.17** – [FIO SOLTO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

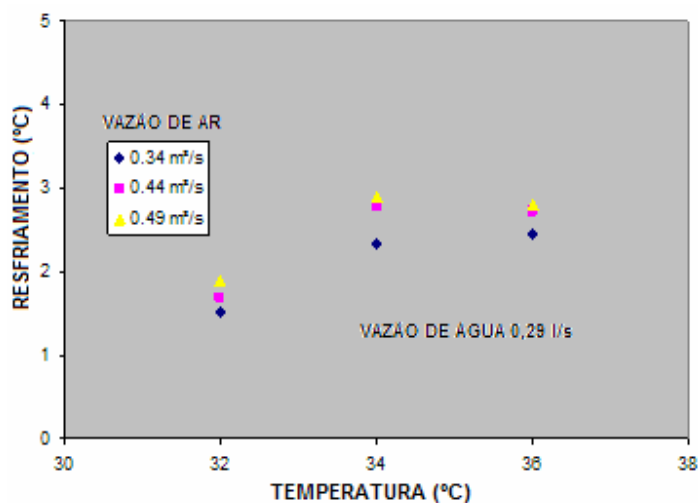
A figura 6.18 mostra a efetividade obtida pelo enchimento de fios soltos para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19 l/s.



**Figura 6.18** – [FIO SOLTO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

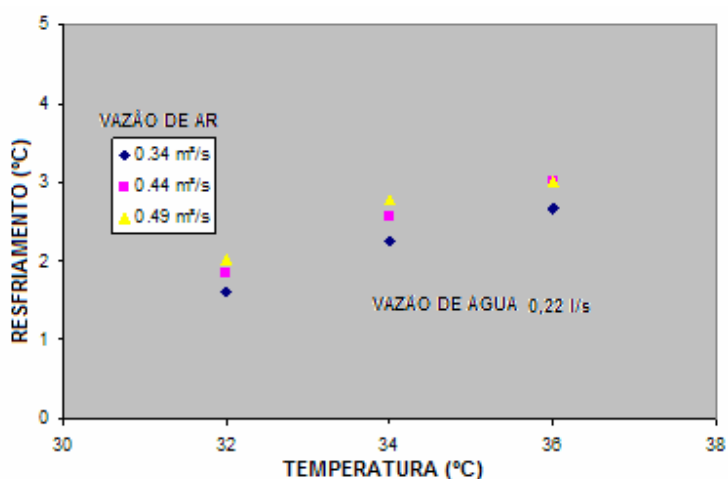
### **GARGALO 1 (figura 4.30)**

A figura 6.19 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento de gargalos 1 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



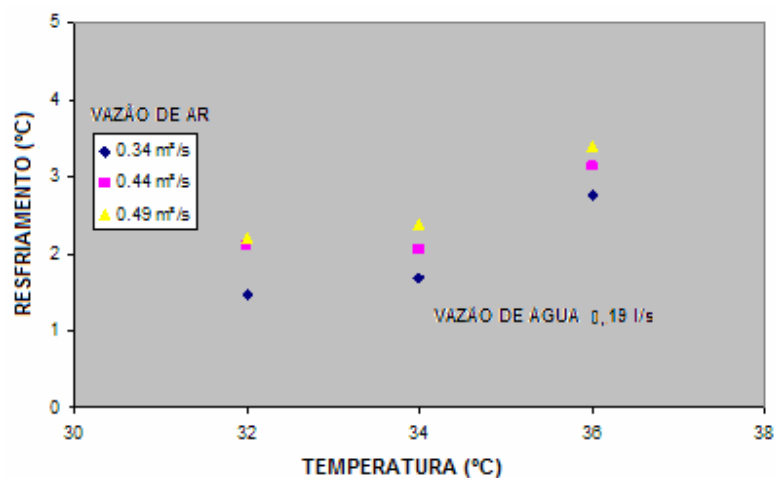
**Figura 6.19** – [GARGALO 1] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.20 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento de gargalos 1 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22 l/s.



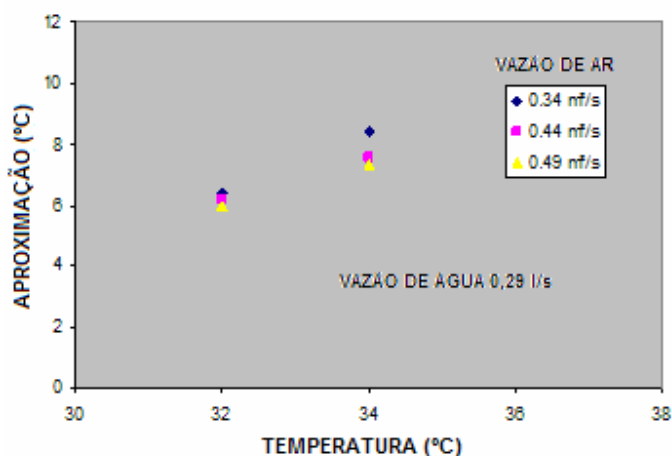
**Figura 6.20** – [GARGALO 1] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

A figura 6.21 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento de gargalos 1 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19 l/s.



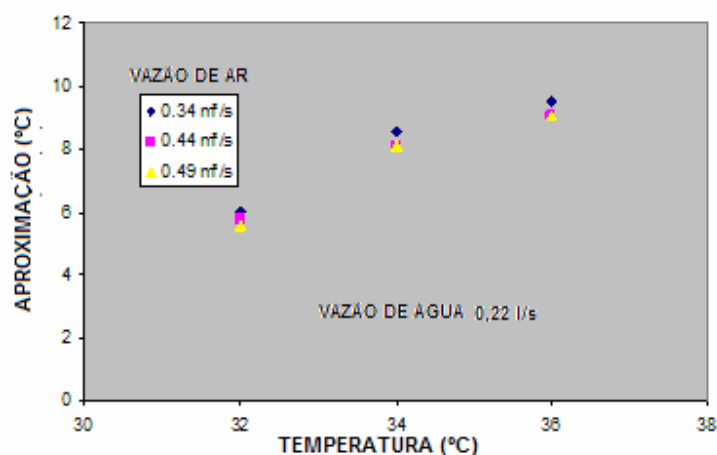
**Figura 6.21** – [GARGALO 1] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

A figura 6.22 mostra a aproximação obtida pelo enchimento de gargalos 1 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



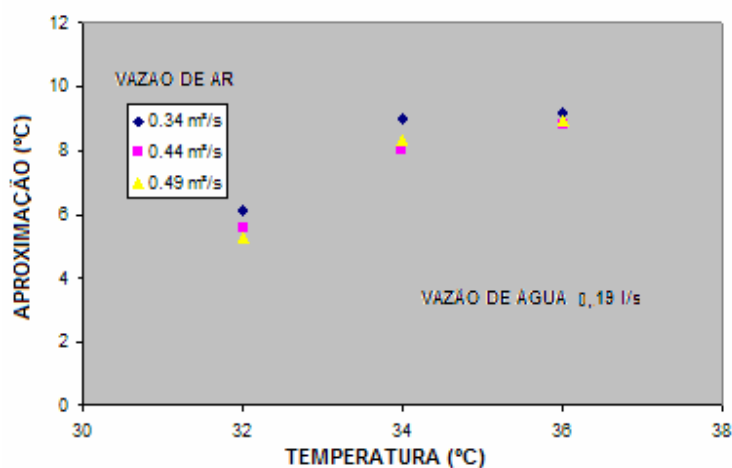
**Figura 6.22** – [GARGALO 1] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.23 mostra a aproximação obtida pelo enchimento de gargalos 1 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22 l/s.



**Figura 6.23** – [GARGALO 1] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

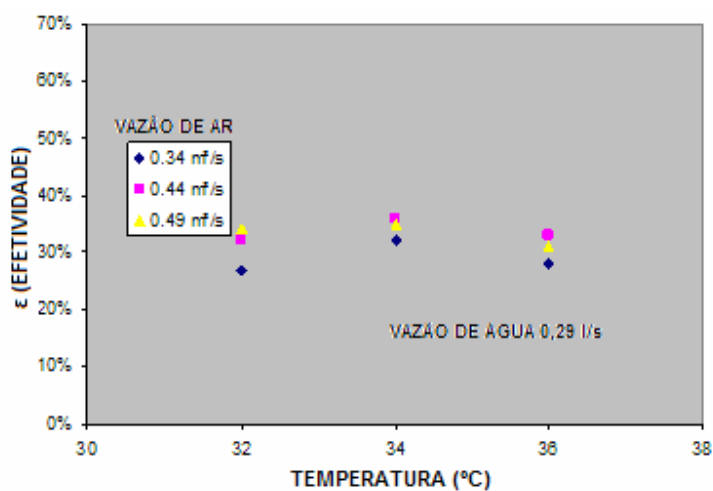
A figura 6.24 mostra a aproximação obtida pelo enchimento de gargalos 1 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19 l/s.



**Figura 6.24** – [GARGALO 1] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

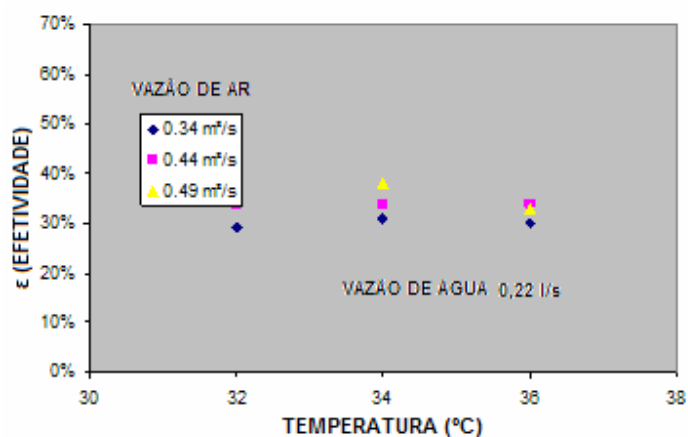
A figura 6.25 mostra a efetividade obtida pelo enchimento de gargalos 1 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.





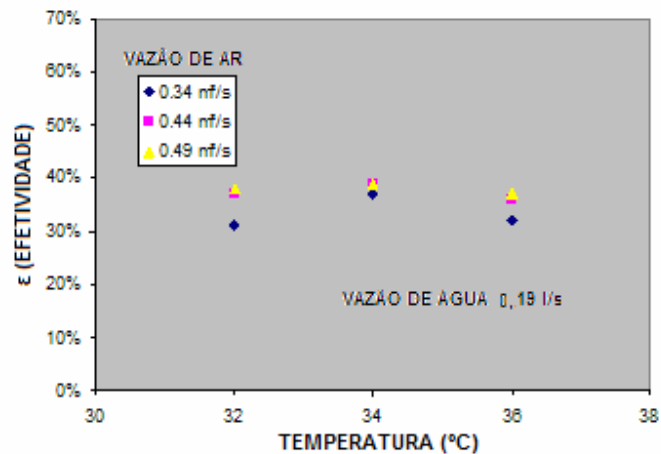
**Figura 6.25** – [GARGALO 1] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.26 mostra a efetividade obtida pelo enchimento de gargalos 1 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22 l/s.



**Figura 6.26** – [GARGALO 1] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

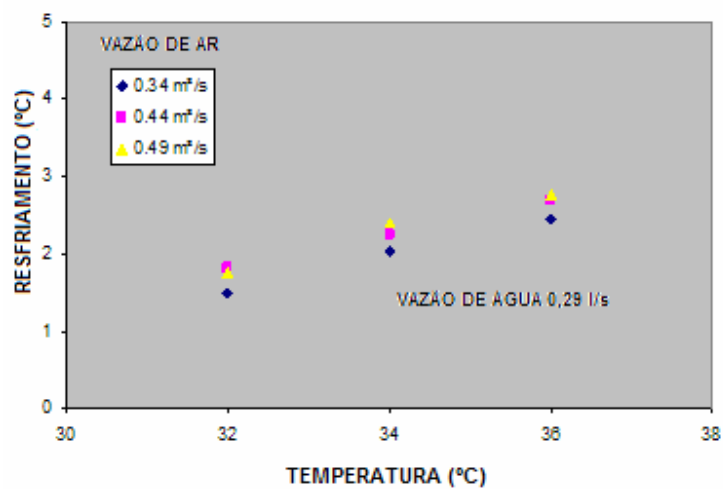
A figura 6.27 mostra a efetividade obtida pelo enchimento de gargalos 1 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19 l/s.



**Figura 6.27** – [GARGALO 1] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

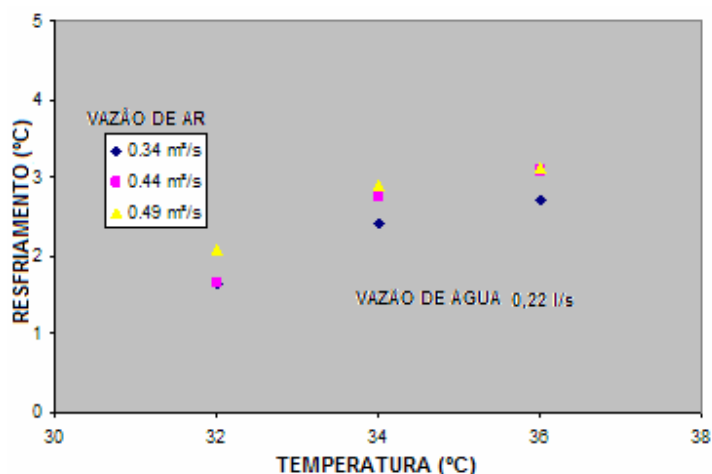
#### **GARGALO 2 (figura 4.31)**

A figura 6.28 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento de gargalos 2 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



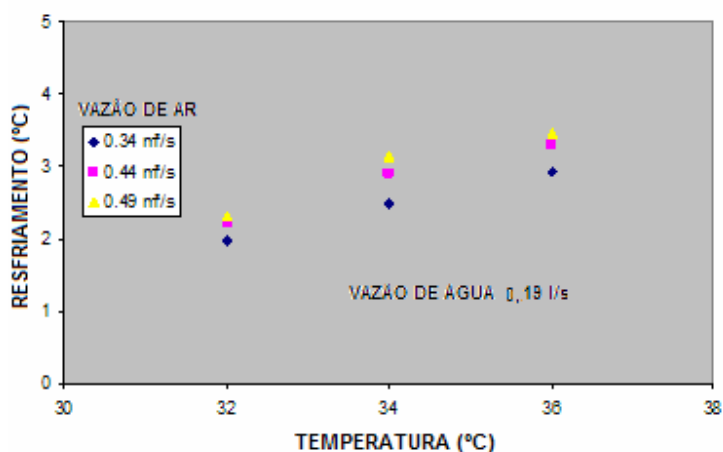
**Figura 6.28** – [GARGALO 2] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.29 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento de gargalos 2 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22 l/s.



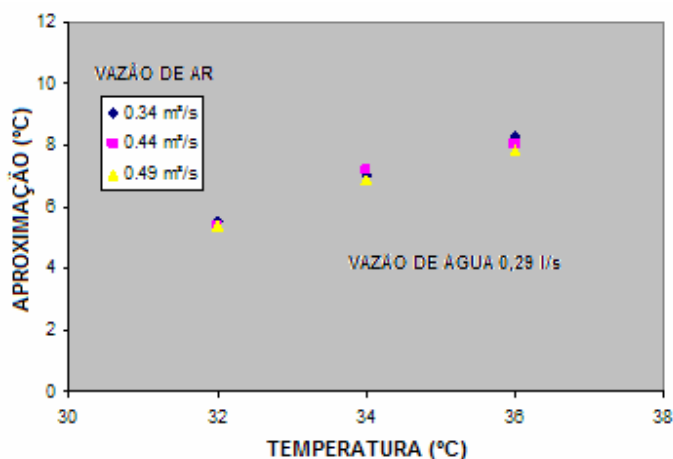
**Figura 6.29** – [GARGALO 2] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

A figura 6.30 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento de gargalos 2 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19 l/s.



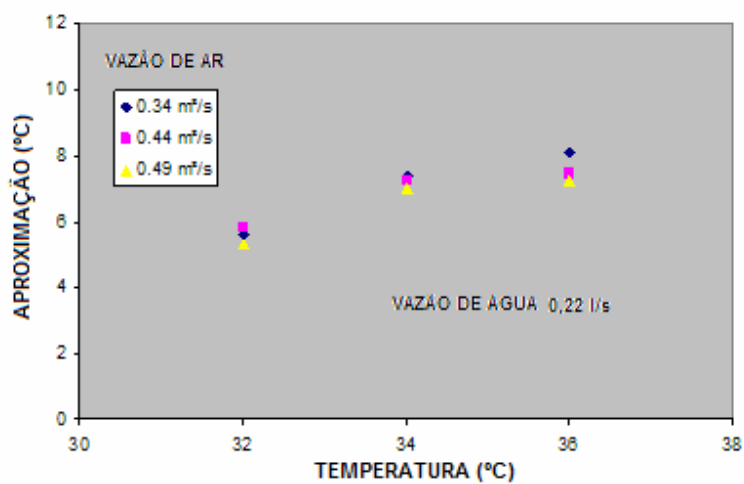
**Figura 6.30** – [GARGALO 2] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

A figura 6.31 mostra a aproximação obtida pelo enchimento de gargalos 2 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



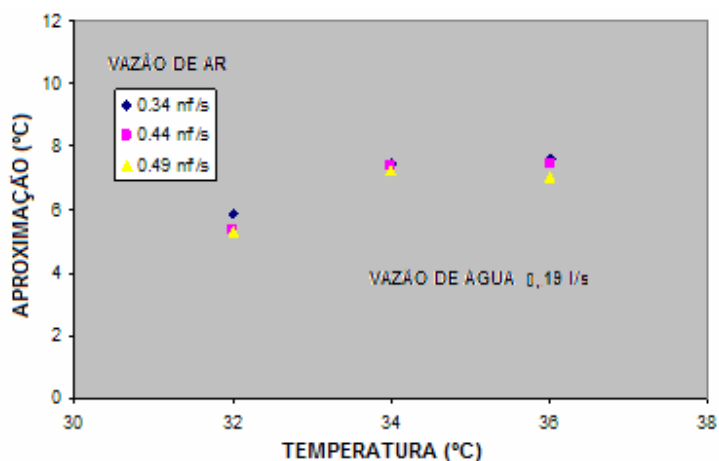
**Figura 6.31** – [GARGALO 2] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.32 mostra a aproximação obtido pelo enchimento de gargalos 2 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22 l/s.



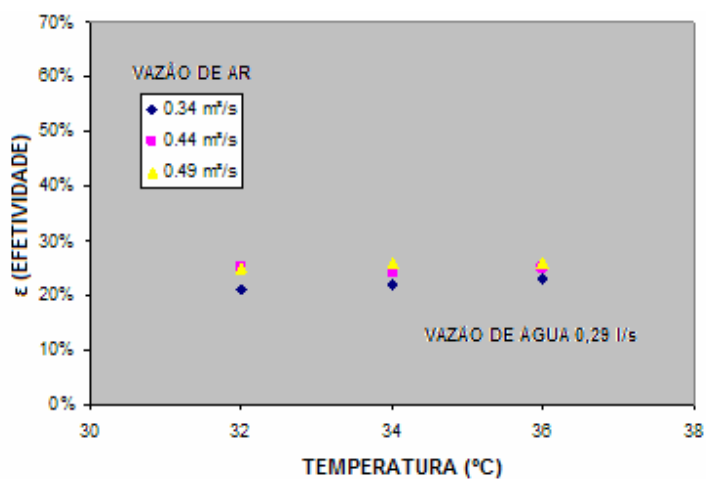
**Figura 6.32** – [GARGALO 2] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

A figura 6.33 mostra a aproximação obtido pelo enchimento de gargalos 2 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19 l/s.



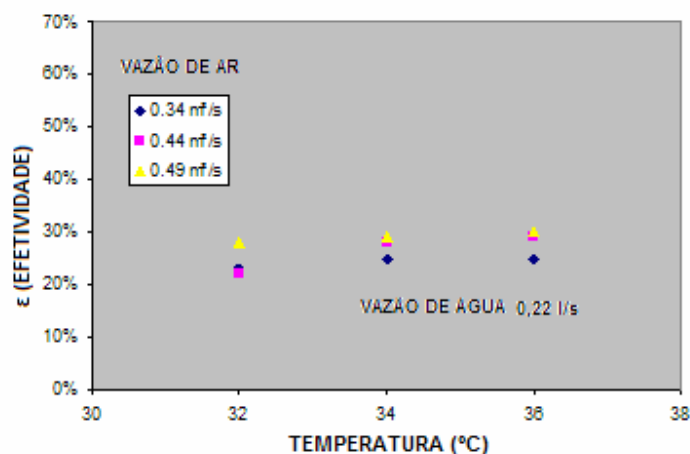
**Figura 6.33** – [GARGALO 2] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

A figura 6.34 mostra a efetividade obtida pelo enchimento de gargalos 2 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



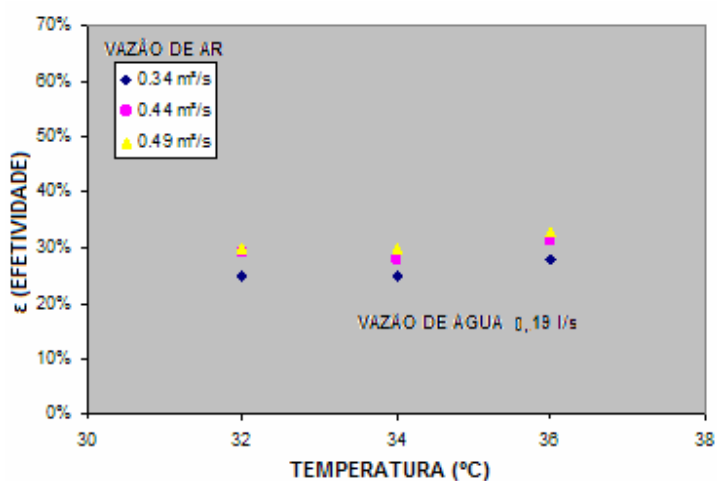
**Figura 6.34** – [GARGALO 2] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.35 mostra a efetividade obtida pelo enchimento de gargalos 2 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22 l/s.



**Figura 6.35** – [GARGALO 2] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

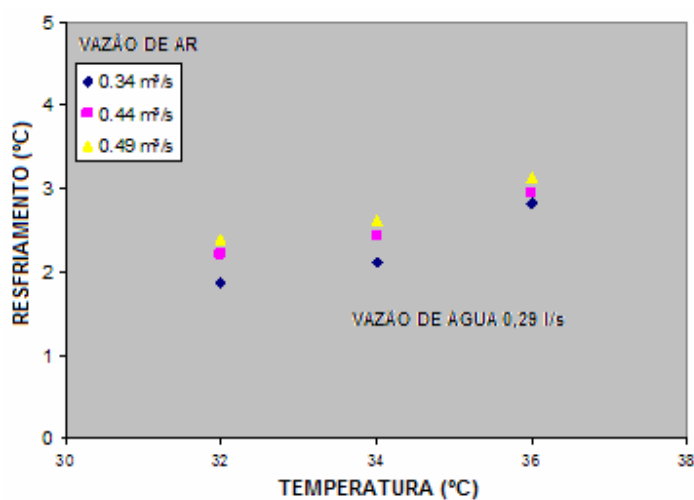
A figura 6.36 mostra a efetividade obtida pelo enchimento de gargalos 2 para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19 l/s.



**Figura 6.36** – [GARGALO 2] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

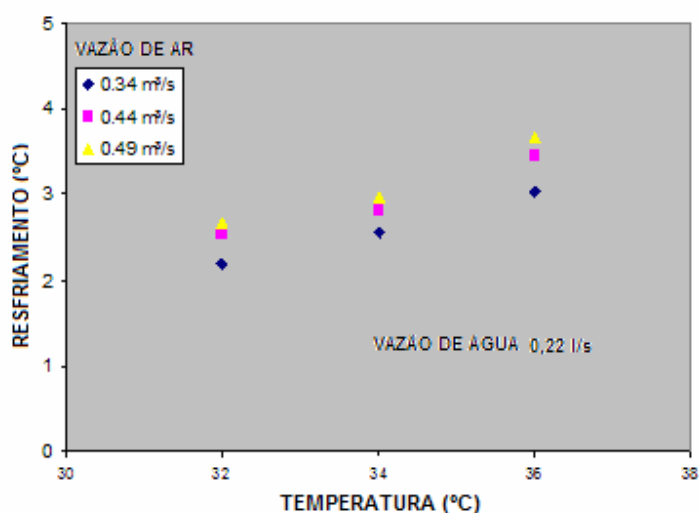
### **INDUSTRIAL ÁGUAS PROBLEMÁTICAS (figura 4.36)**

A figura 6.37 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento de industrial águas problemáticas para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



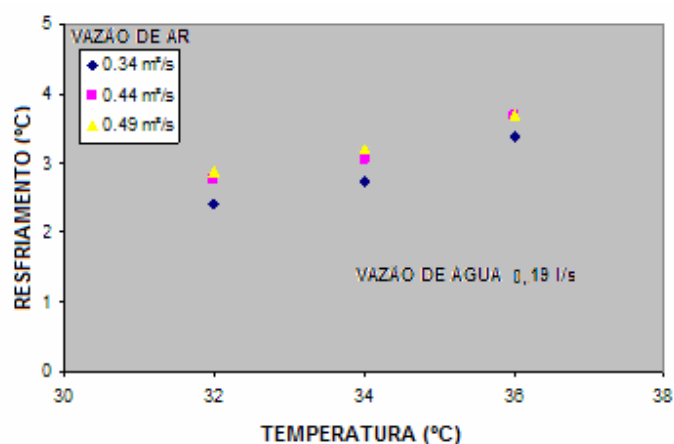
**Figura 6.37** – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.38 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento industrial águas problemáticas para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22 l/s.



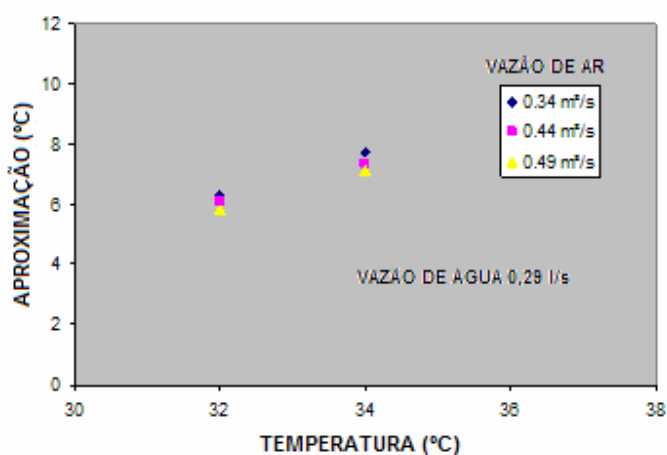
**Figura 6.38** – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

A figura 6.39 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento industrial águas problemáticas para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19 l/s.



**Figura 6.39** – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

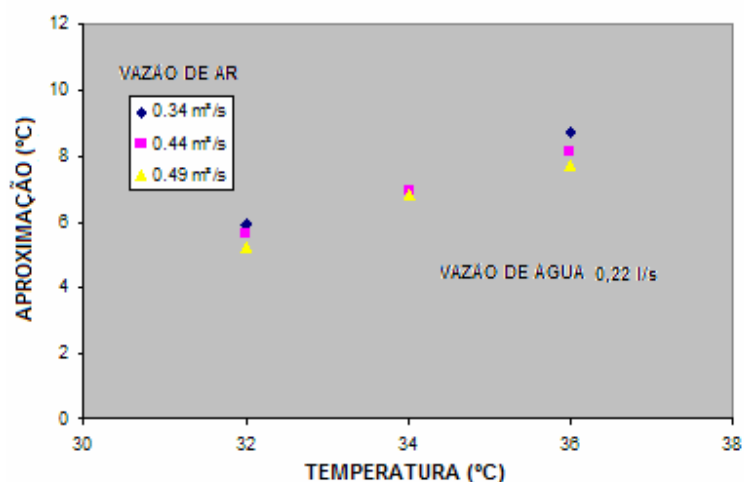
A figura 6.40 mostra a aproximação obtida pelo enchimento industrial águas problemáticas para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



**Figura 6.40** – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

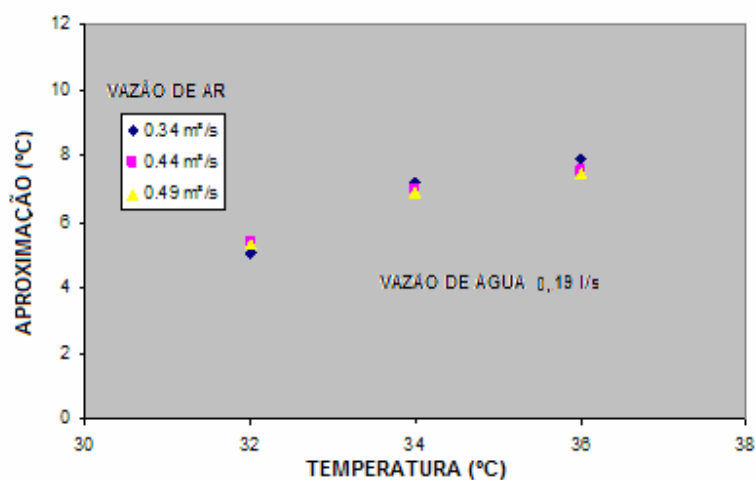
A figura 6.41 mostra a aproximação obtida pelo enchimento industrial águas problemáticas para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22 l/s.





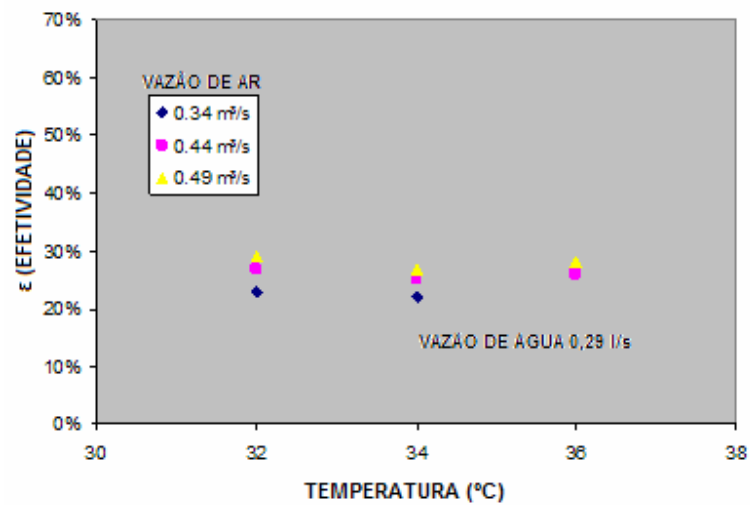
**Figura 6.41** – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

A figura 6.42 mostra a aproximação obtida pelo enchimento industrial águas problemáticas para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19 l/s.



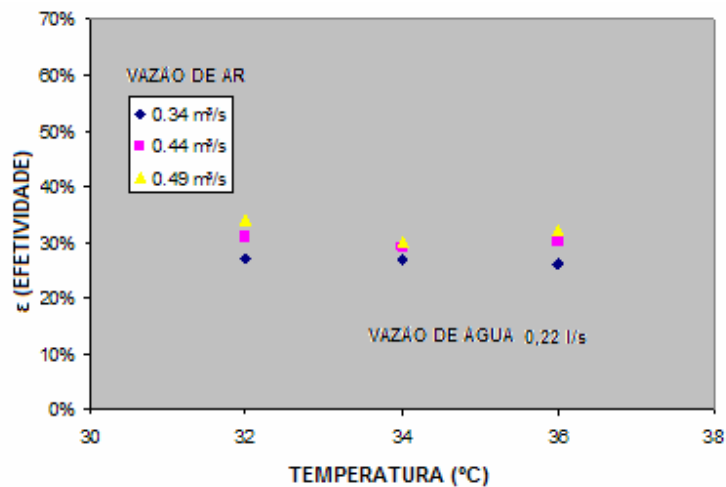
**Figura 6.42** – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

A figura 6.43 mostra a efetividade obtida pelo enchimento industrial águas problemáticas para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



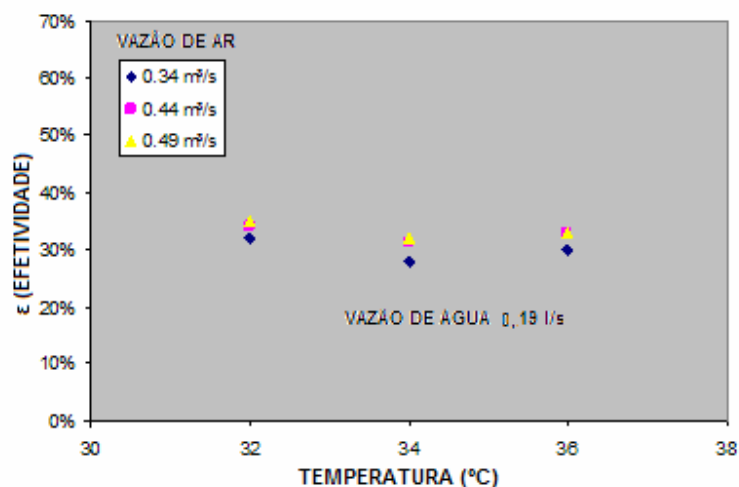
**Figura 6.43** – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.44 mostra a efetividade obtida pelo enchimento industrial águas problemáticas para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22 l/s.



**Figura 6.44** – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

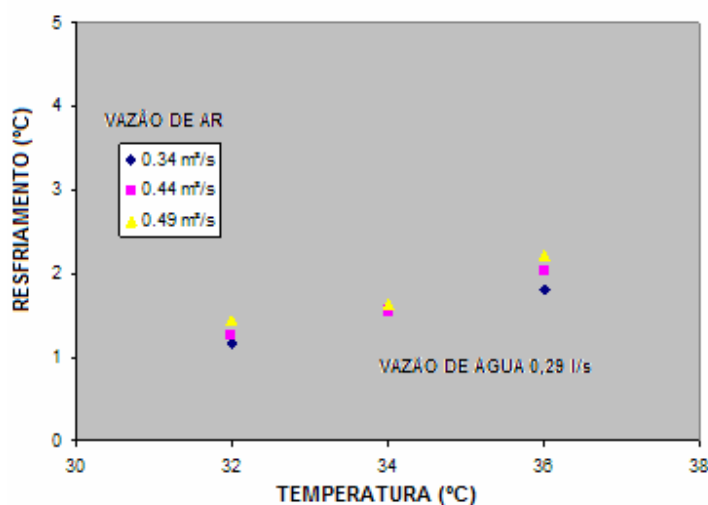
A figura 6.45 mostra a efetividade obtida pelo enchimento industrial águas problemáticas para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19 l/s.



**Figura 6.45** – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

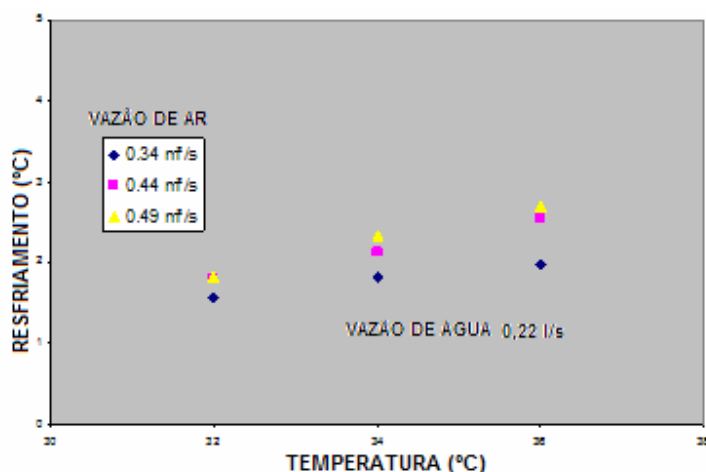
#### **INDUSTRIAL CORRUGAÇÃO VERTICAL (figura 4.35)**

A figura 6.46 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento industrial de corrugação vertical para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



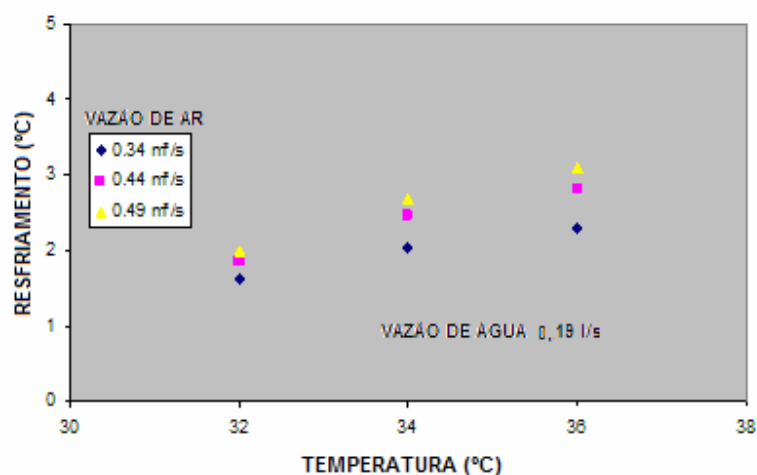
**Figura 6.46** – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.47 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento industrial de corrugação vertical para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22 l/s.



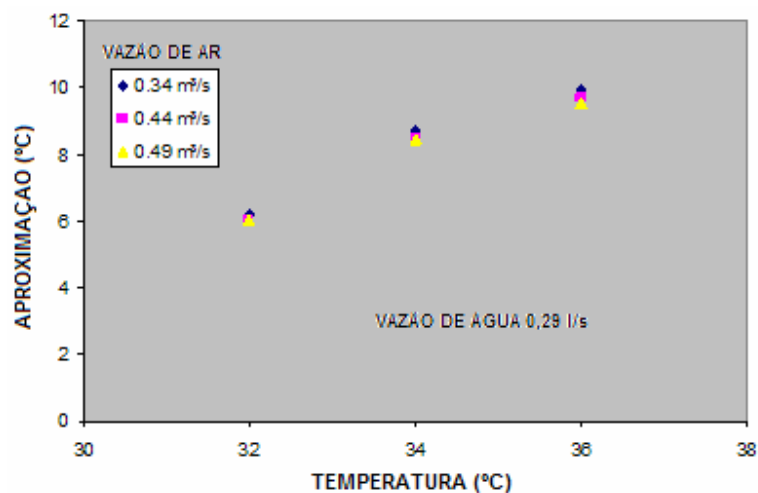
**Figura 6.47** – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

A figura 6.48 mostra o resfriamento obtido pelo enchimento industrial de corrugação vertical para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19 l/s.



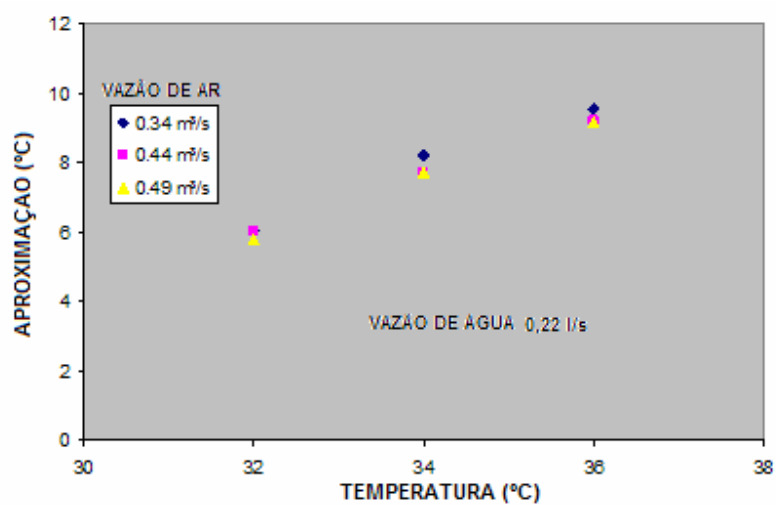
**Figura 6.48** – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

A figura 6.49 mostra a aproximação obtida pelo enchimento industrial de corrugação vertical para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



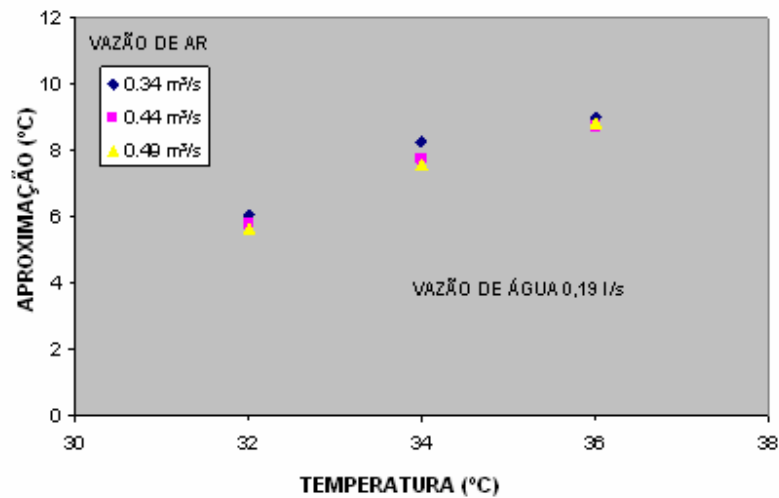
**Figura 6.49** – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.50 mostra a aproximação obtida pelo enchimento industrial de corrugação vertical para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22 l/s.



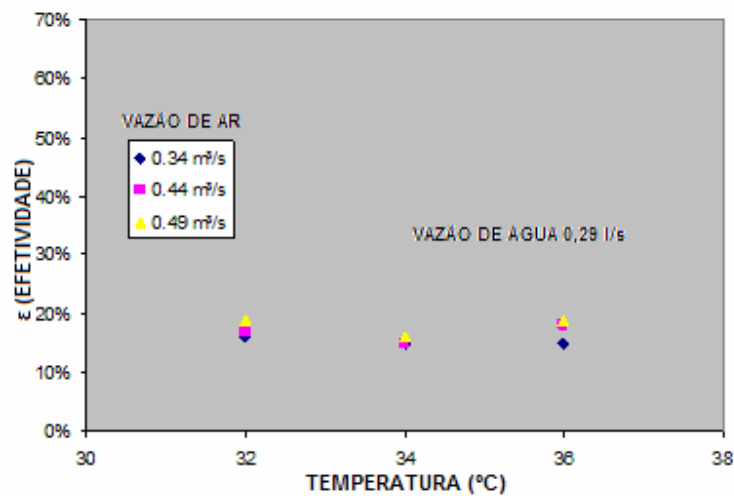
**Figura 6.50** – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

A figura 6.51 mostra a aproximação obtida pelo enchimento industrial de corrugação vertical para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19 l/s.



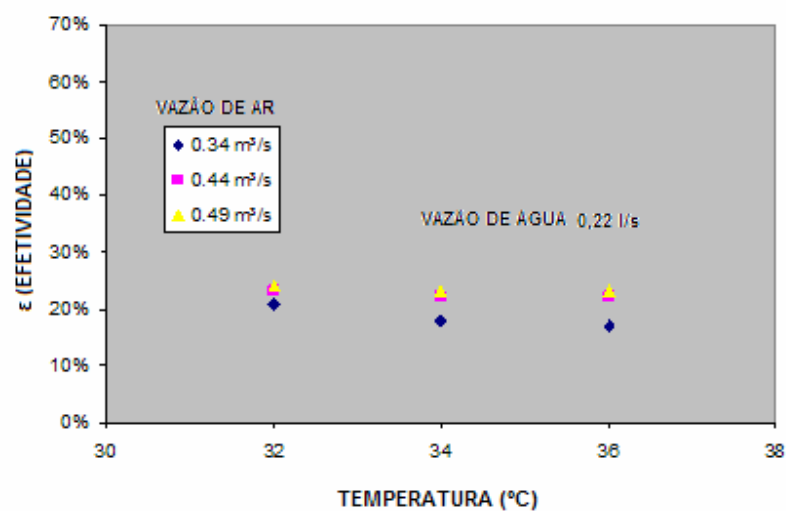
**Figura 6.51** – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

A figura 6.52 mostra a efetividade obtida pelo enchimento industrial de corrugação vertical para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,29 l/s.



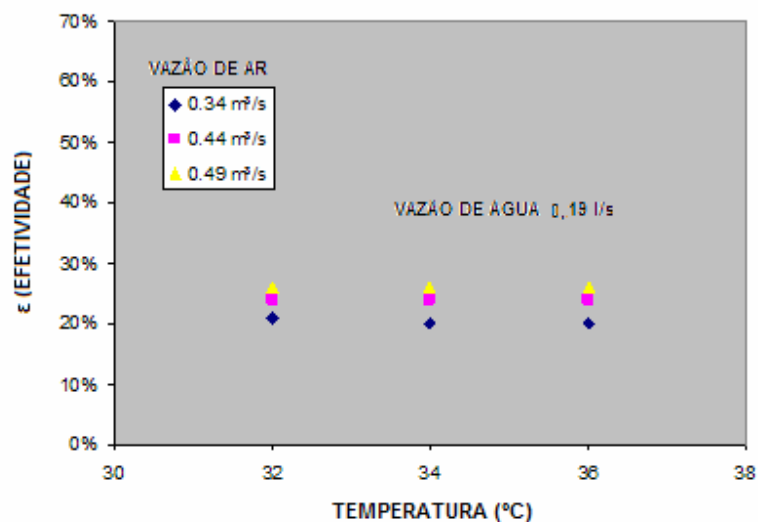
**Figura 6.52** – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,29 l/s.

A figura 6.53 mostra a efetividade obtida pelo enchimento industrial de corrugação vertical para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,22 l/s.



**Figura 6.53** – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,22 l/s.

A figura 6.54 mostra a efetividade obtida pelo enchimento industrial de corrugação vertical para variações da vazão de ar e da temperatura da água de entrada com uma vazão de água de 0,19 l/s.



**Figura 6.54** – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Efetividade (%) versus temperatura (°C) - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água de 0,19 l/s.

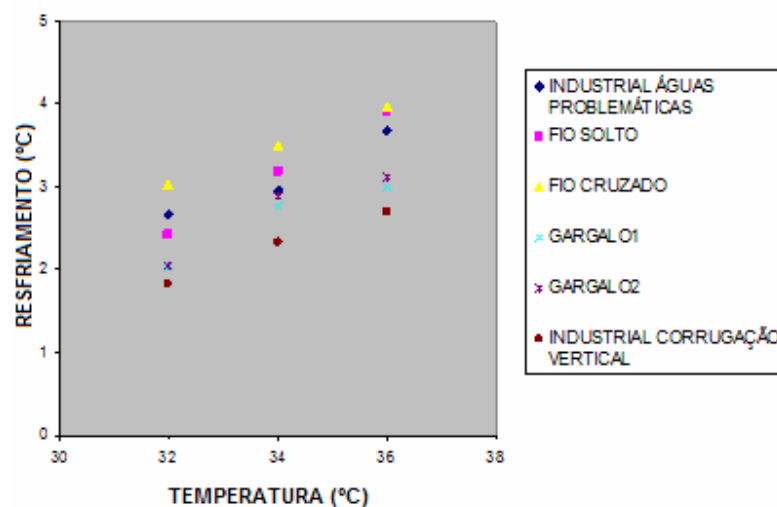
## 6.2 - Discussão dos Resultados: Comparação entre os enchimentos

### 6.2.1 - Variação da Temperatura de entrada da água

A figura 6.55 mostra um gráfico do Resfriamento ( $^{\circ}\text{C}$ ) em função da temperatura da água de entrada na torre. Observa-se que os resultados apresentados pelos enchimentos ficaram próximos uns dos outros, sendo o enchimento de fio cruzado o que apresentou melhor resultado para esse tipo de simulação. Seguido do fio solto, industrial águas problemáticas, gargalo 2, gargalo 1 e industrial de corrugação vertical. Os enchimentos de gargalos 1 e 2 apresentaram um resfriamento próximo ao enchimento industrial. O enchimento industrial de corrugação vertical apresentou o menor resfriamento, muito provavelmente devido esse tipo de enchimento necessitar de uma aspersão de água uniforme ao longo do enchimento, o que não se conseguiu com o aspersor utilizado no protótipo.

Salienta-se, entretanto, que a diferença entre os melhores e piores valores apresentados está em torno de um grau Celsius.

Pode-se também observar que a faixa de resfriamento é influenciada pela temperatura da água que entra 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.

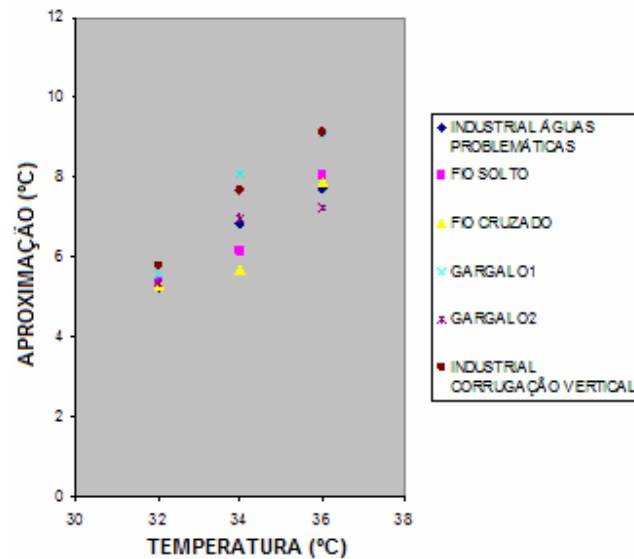


**Figura 6.55** – Resfriamento ( $^{\circ}\text{C}$ ) versus temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ) - Comparação entre enchimentos para uma vazão de ar de  $0,49 \text{ m}^3/\text{s}$  e uma vazão de água de  $0,22 \text{ l/s}$ .

Na Figura 6.56 pode ser visto um gráfico da aproximação (approach) em função da temperatura da água de entrada da torre. Percebe-se que os resultados ficaram muito próximos para os enchimentos testados e que o enchimento de corrugação vertical teve a maior aproximação (approach) entre os enchimentos testados, seguido do enchimento gargalo1. Quanto maior a aproximação (approach) pior é o desempenho da torre, pois a aproximação (approach) mostra a capacidade de a torre obter temperaturas de saída da água próximas da temperatura de bulbo úmido, que é o limite máximo de desempenho possível alcançado. O enchimento de fio cruzado e o de fio solto tiveram o melhor desempenho no resfriamento e uma menor aproximação (approach).

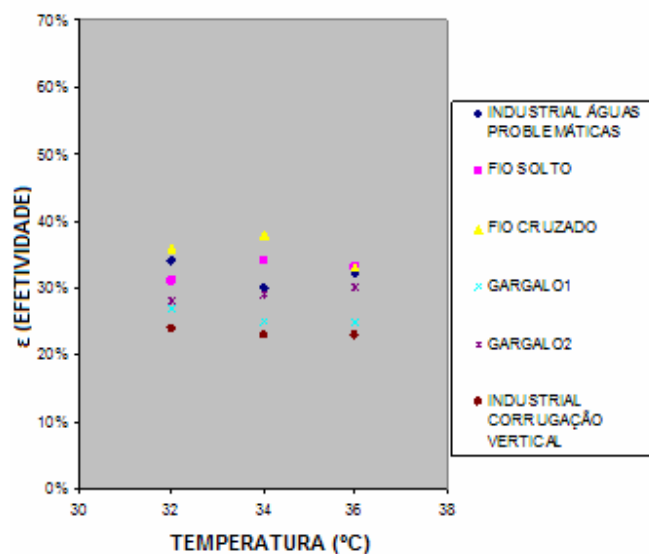


Salienta-se que a faixa de temperatura que pode conter os resultados vai de 0,5 graus Celsius (menor temperatura de entrada da água) até 2 graus Celsius (maiores temperaturas de entrada da água).



**Figura 6.56** – Aproximação (°C) versus temperatura (°C) - Comparação entre enchimentos para uma vazão de ar de  $0,49 \text{ m}^3/\text{s}$  e uma vazão de água de  $0,22 \text{ l/s}$ .

Na Figura 6.57 pode ser visto um gráfico da Efetividade (%) em função da temperatura da água de entrada da torre (°C). Pode-se perceber que o enchimento de fio cruzado teve a melhor eficiência, seguido de perto pelo fio solto, para as mesmas condições dos gráficos anteriores. Isto mostra a importância de se ter uma menor aproximação (approach) possível, pois o mesmo influencia na análise global do enchimento. O enchimento de gargalo 2 teve sua eficiência próxima do enchimento industrial águas problemáticas. As eficiências dos enchimentos testados estão próximas umas das outras, em uma faixa de 15%.

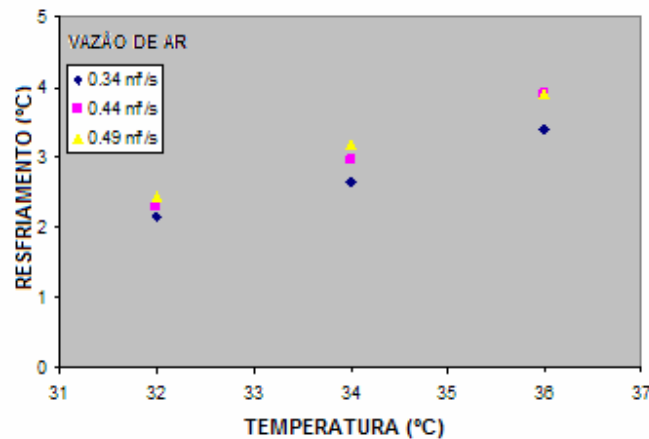


**Figura 6.57** – Efetividade versus temperatura (°C) - Comparação entre enchimentos para uma vazão de ar de  $0,49 \text{ m}^3/\text{s}$  e uma vazão de água de  $0,22 \text{ l/s}$ .

### 6.2.2 Variação da Vazão de Ar

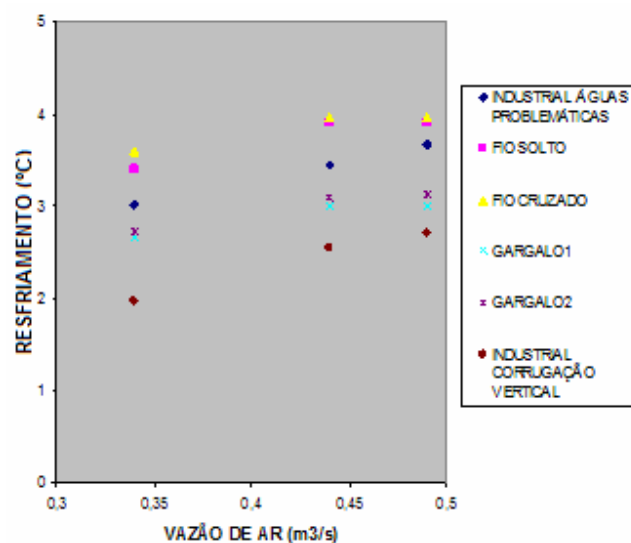
A figura 6.58 mostra um gráfico do resfriamento ( $^{\circ}\text{C}$ ) em função da temperatura da água de entrada da torre ( $^{\circ}\text{C}$ ) para várias vazões de ar, para o enchimento de fio solto. Uma característica importante que se verificou em todos os enchimentos foi o aumento da faixa de resfriamento com o aumento da vazão de ar, comportamento este advindo do aumento da troca de calor e massa entre o ar e a água, que são diretamente influenciados pela vazão de ar.

Os resultados encontrados para todos os enchimentos encontram-se bastante próximos.



**Figura 6.58** – Resfriamento versus temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ) - Verificação do efeito da vazão de ar sobre o enchimento de fio solto, para uma vazão de água de 0,22 l/s.

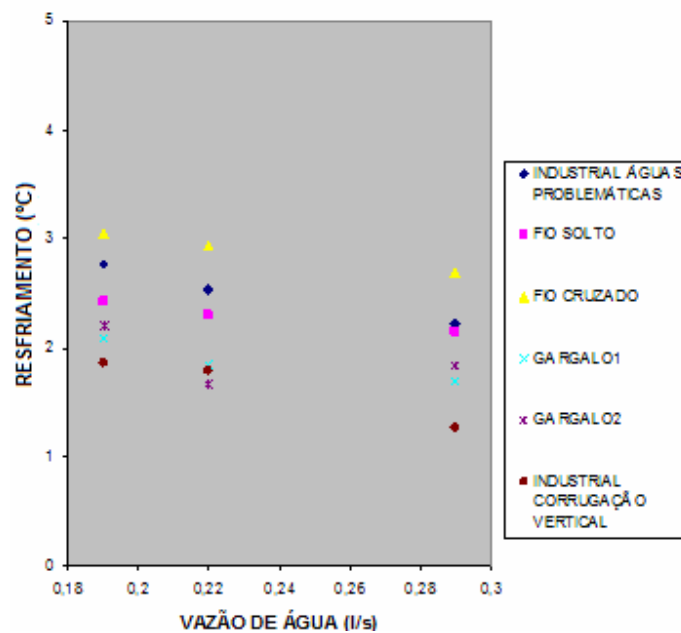
Na figura 6.59 é mostrado um gráfico do Resfriamento ( $^{\circ}\text{C}$ ) em função da vazão de ar. Nota-se que estes resultados confirmam a proporcionalidade entre o crescimento do desempenho com o aumento da vazão de ar, como anteriormente explicado. Verifica-se também que o enchimento de corrugação vertical oferece uma maior obstrução à passagem de ar, e tem um menor desempenho, como mostrado na figura 6.59. Os resultados estão compreendidos dentro de uma faixa de 1,5  $^{\circ}\text{C}$ .



**Figura 6.59** – Resfriamento versus vazão de ar ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) - Verificação do efeito da vazão de ar sobre o enchimento para uma temperatura de 36 $^{\circ}\text{C}$  e uma vazão de água de 0,22 l/s.

### 6.2.3 Variação da Vazão de Água

A figura 6.60 mostra um gráfico do Resfriamento ( $^{\circ}\text{C}$ ) em função da Vazão de Água. Ao contrário do que ocorreu com a vazão de ar, o aumento da vazão de água provoca uma diminuição do desempenho da torre. Este 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 e ao mesmo tempo diminuiu o tempo de contato entre a água e o ar.



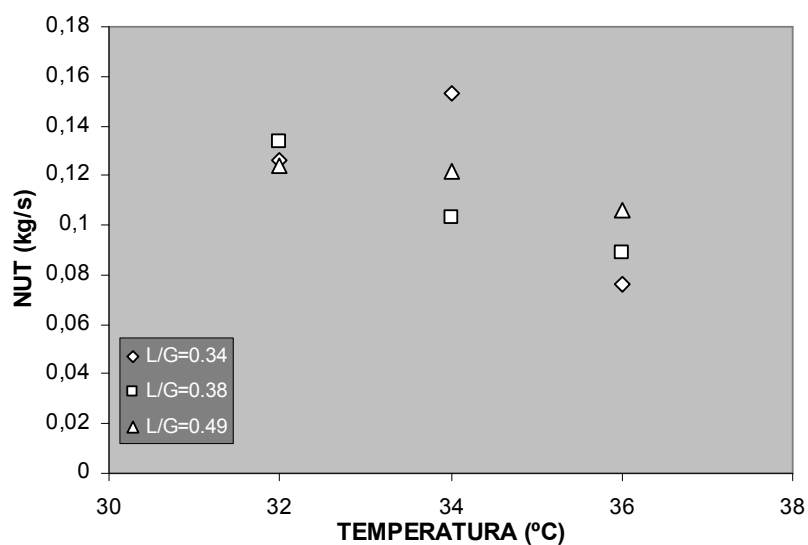
**Figura 6.60** – Resfriamento versus vazão de água (l/s) - Verificação do efeito da vazão de água sobre os enchimentos para uma temperatura de  $32^{\circ}\text{C}$  e uma vazão de ar de  $0,44 \text{ m}^3/\text{s}$ .

## 6.3 – Apresentação e discussão da Simulação Numérica

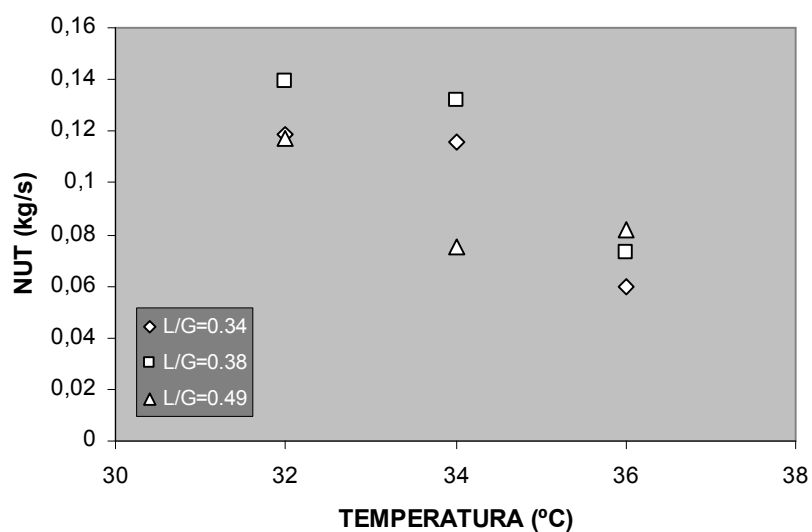
O programa desenvolvido no EES é utilizado para prever o comportamento térmico de uma torre de resfriamento contra corrente, variando as condições meteorológicas.

### 6.3.1 Cálculo do NUT para cada enchimento

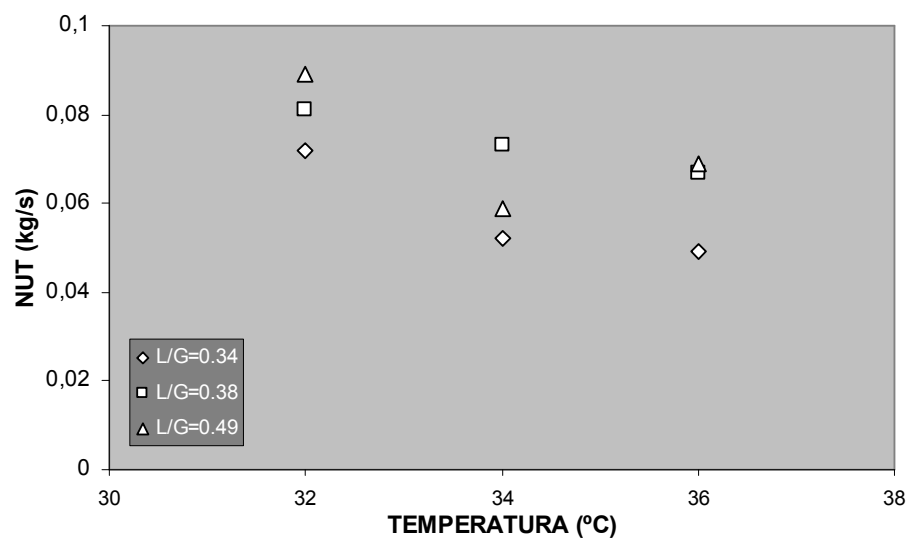
O valor do NUT ao longo da torre é praticamente constante para um valor fixo de vazão mássica de água e vazão mássica de ar, a relação entre estas vazões é conhecida na literatura especializada como L/G. Nas figuras seguintes é mostrado o valor do NUT versus temperatura de entrada da água da torre de resfriamento para três relações L/G diferentes e para diferentes enchimentos. 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.



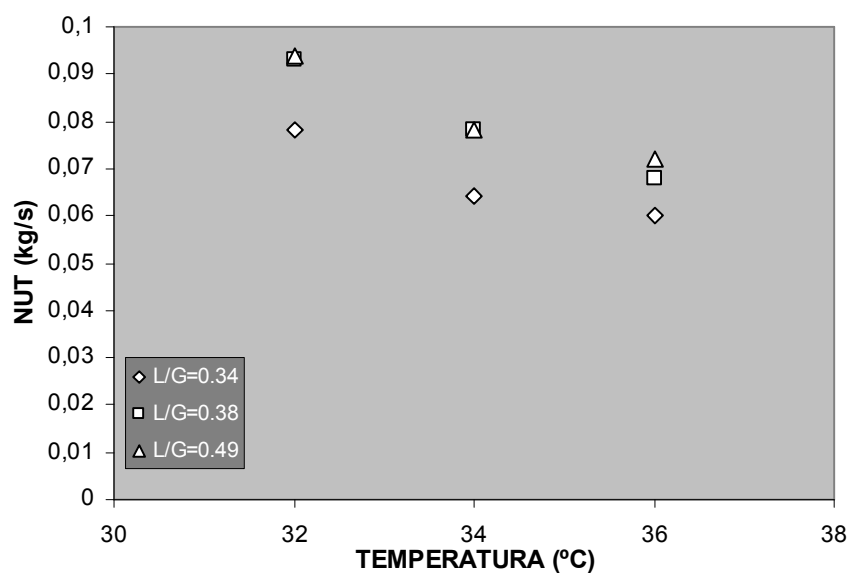
**Figura 6.61** – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento FIO CRUZADO.



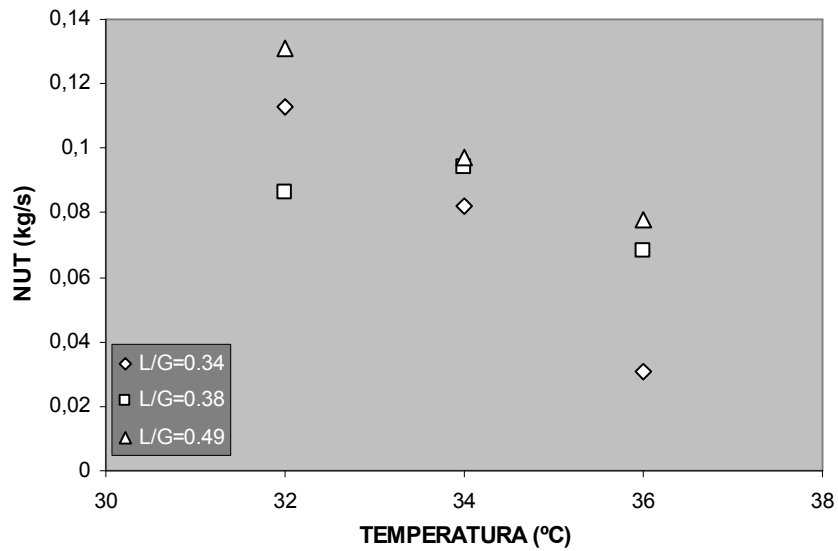
**Figura 6.62** – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento FIO SOLTO.



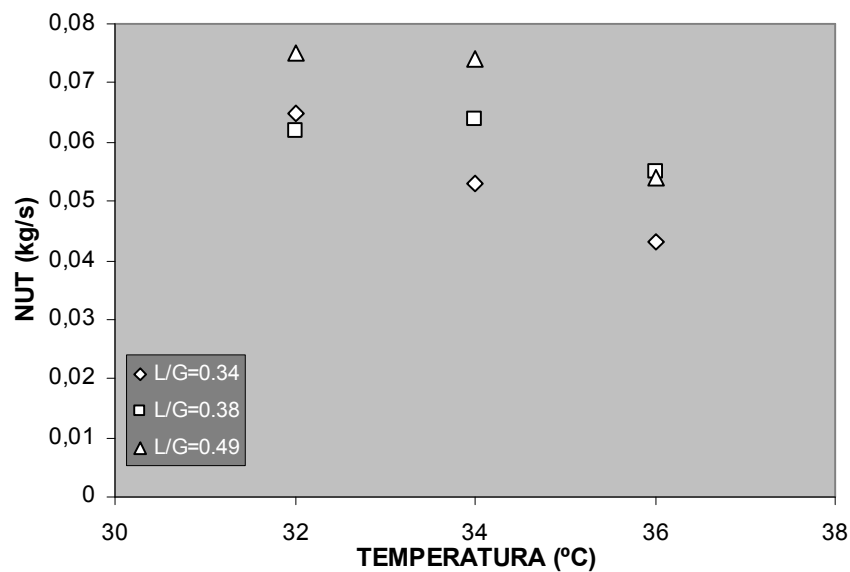
**Figura 6.63** – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento GARGALO 1.



**Figura 6.64** – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento GARGALO 2.

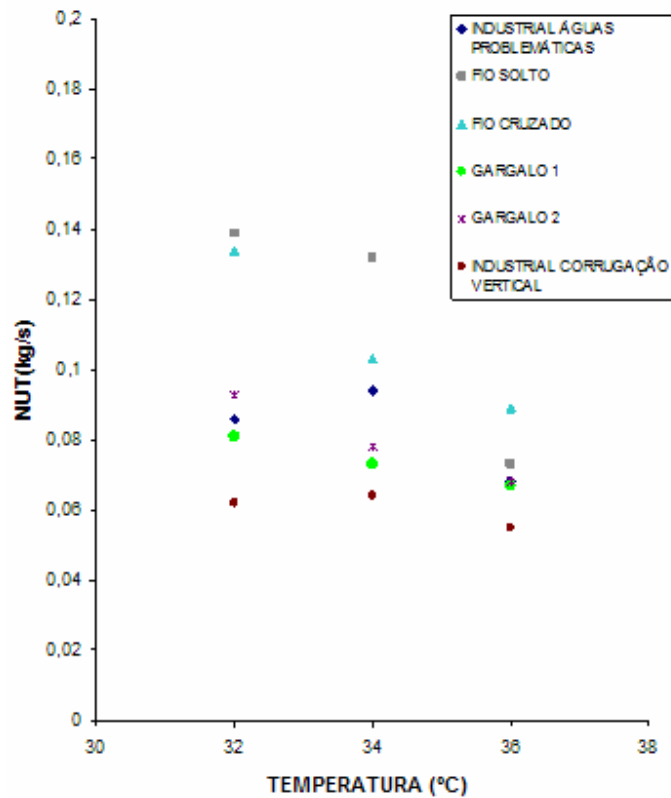


**Figura 6.65** – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento ÁGUAS PROBLEMÁTICAS.



**Figura 6.66** – Resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento INDUSTRIAL DE CORRUGAÇÃO VERTICAL.

A figura 6.67 faz uma comparação do NUT calculado entre os enchimentos. Na mesma é mostrada que o NUT do enchimento FIO SOLTO é maior, seguido do FIO CRUZADO, INDUSTRIAL ÁGUAS PROBLEMÁTICAS, GARGALO 2, GARGALO 1 e INDUSTRIAL CORRUGAÇÃO VERTICAL, semelhante aos resultados experimentais para a efetividade. Estes resultados concordam com os resultados experimentais que quanto maior o NUT, mais próxima é a temperatura da água da temperatura de bulbo úmido (aproximação menor), e melhor é o desempenho do enchimento para várias situações atmosféricas.

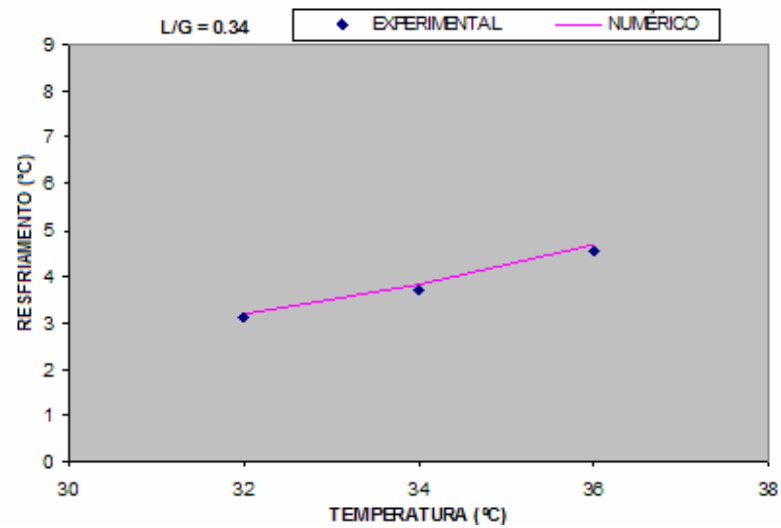


**Figura 6.67** – Comparação entre os resultados numéricos do cálculo do NUT para enchimento os enchimentos com um  $L/G=0,38$ .

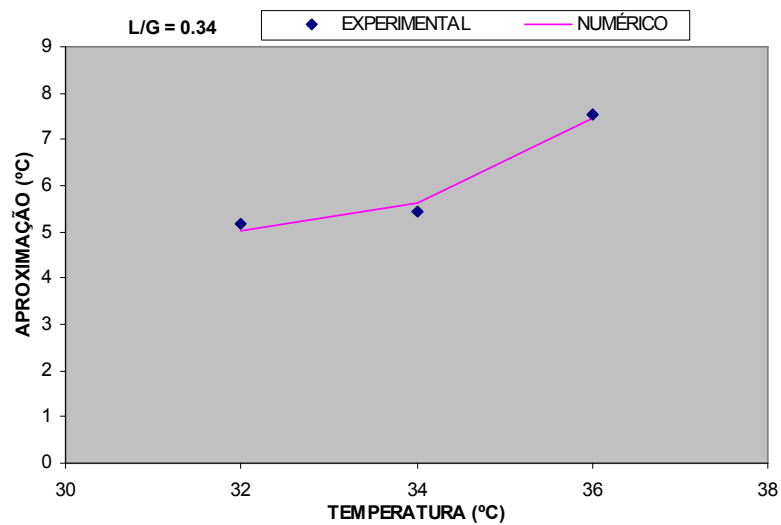
### 6.3.2 - Comparação entre Dados Numéricos e Experimentais

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.

Os pontos experimentais e numéricos apresentam as mesmas condições. Os resultados mostram uma boa concordância entre dados numéricos e experimentais. As figuras 6.68 a 6.85 mostram os resultados.

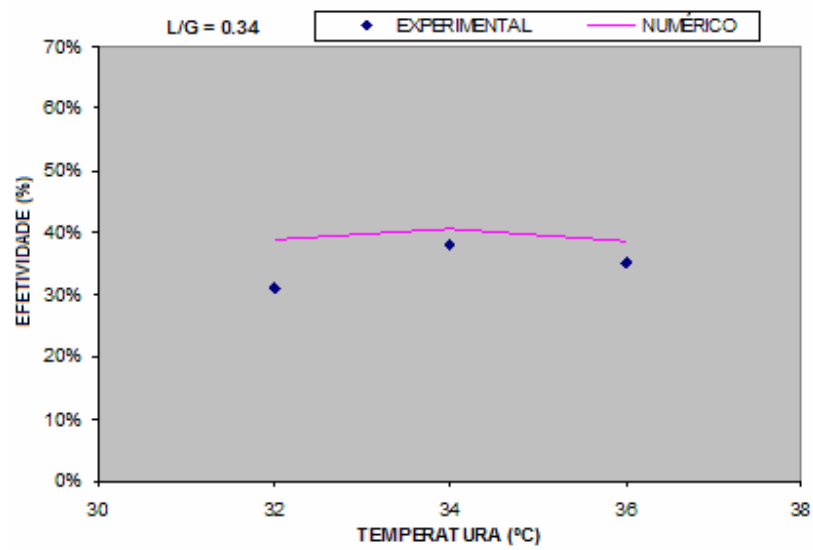
**FIO CRUZADO**

**Figura 6.68** – [FIO CRUZADO] Resfriamento (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,34.



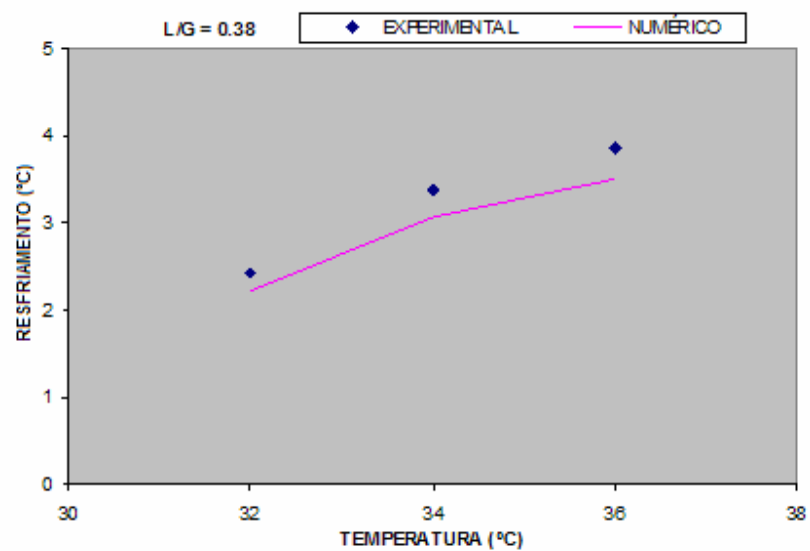
**Figura 6.69** – [FIO CRUZADO] Aproximação (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,34.



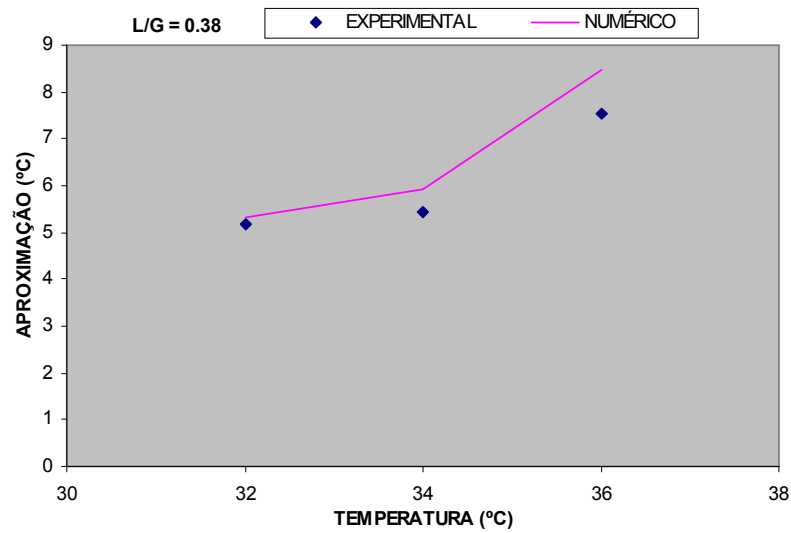


**Figura 6.70** – [FIO CRUZADO] Efetividade (%) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,34.

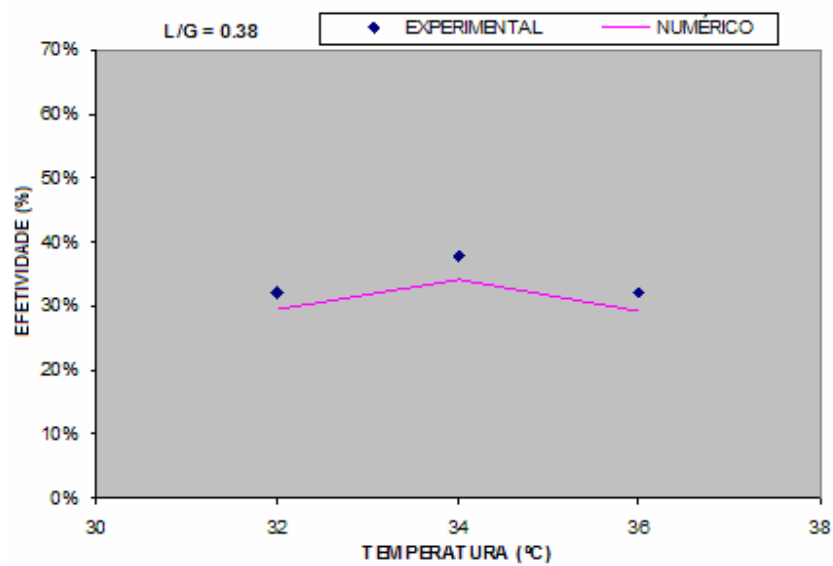
### FIO SOLTO



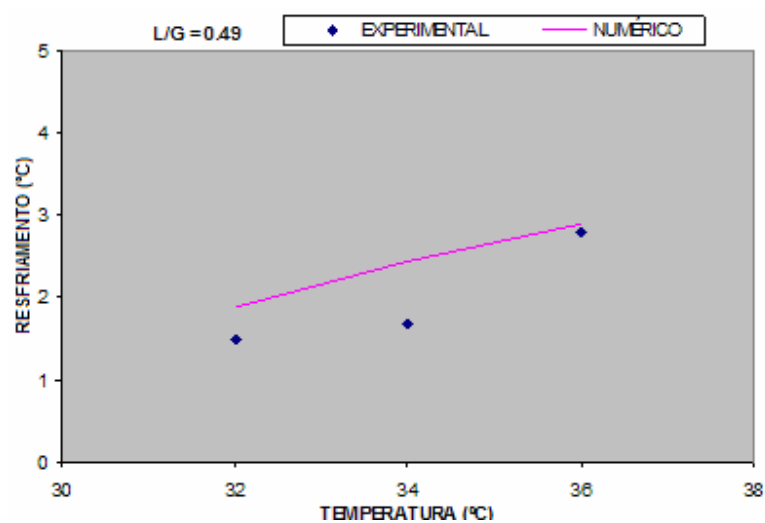
**Figura 6.71** – [FIO SOLTO] Resfriamento (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um L/G de 0,38.



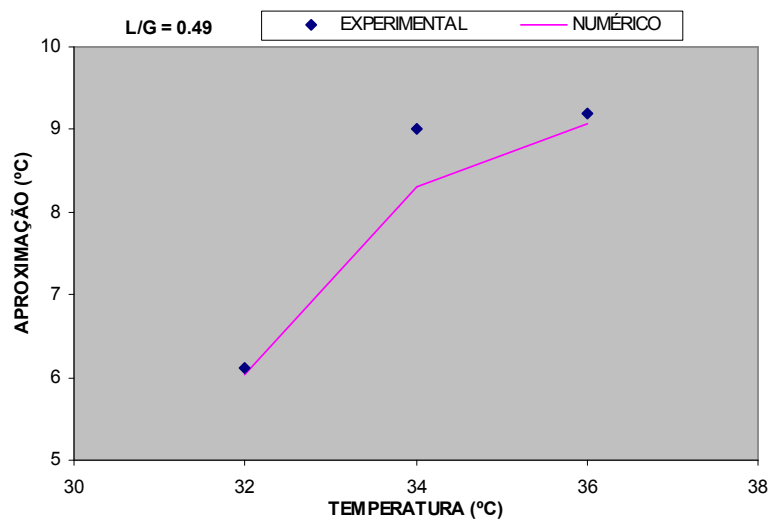
**Figura 6.72** – [FIO SOLTO] Aproximação (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,38.



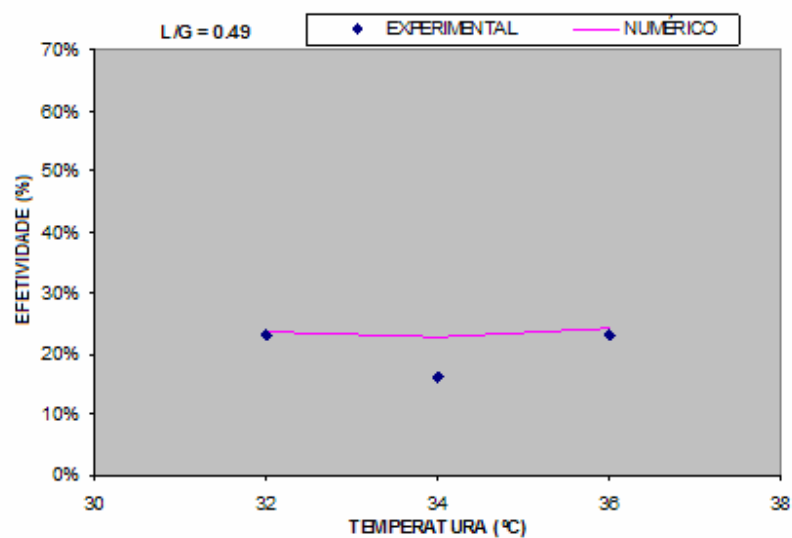
**Figura 6.73** – [FIO SOLTO] Efetividade (%) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,38.

**GARGALO 1**

**Figura 6.74** – [GARGALO 1] Resfriamento (°C) versus temperatura da água de entrada (°C)  
 - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,49.

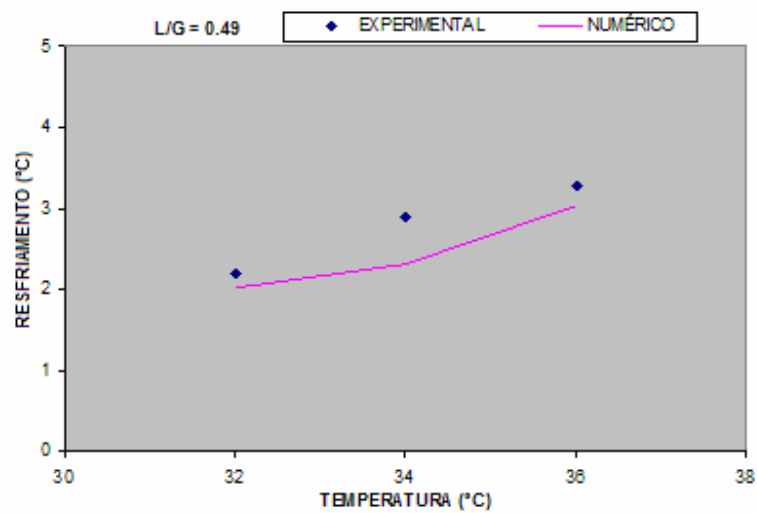


**Figura 6.75** – [GARGALO 1] Aproximação (°C) versus temperatura da água de entrada (°C)  
 - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,49.

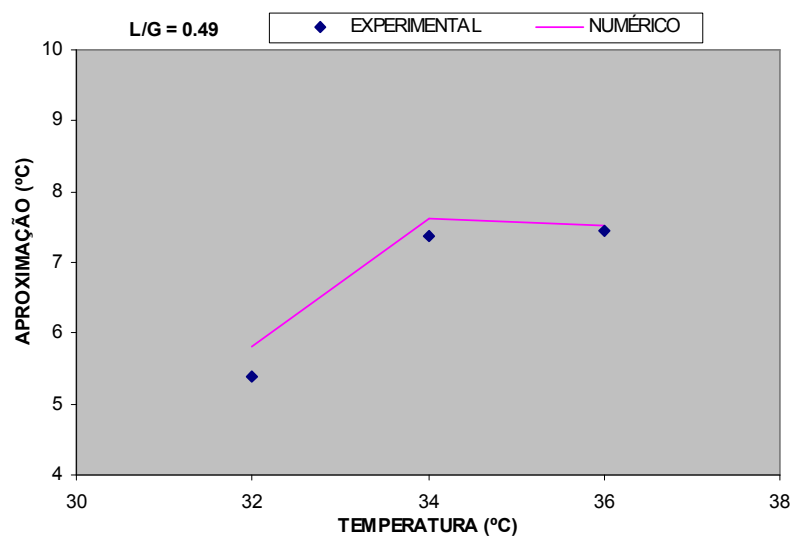


**Figura 6.76** – [GARGALO 1] Efetividade (%) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,49 .

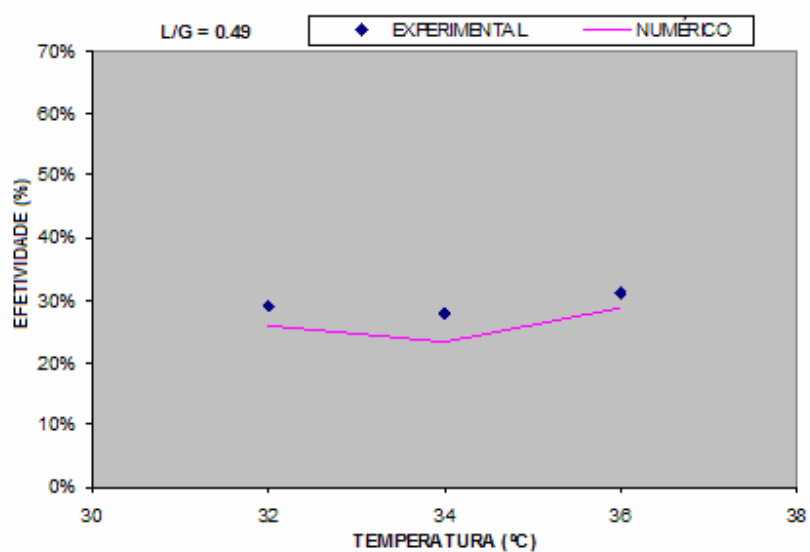
## GARGALO 2



**Figura 6.77** – [GARGALO 2] Resfriamento (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,49 .

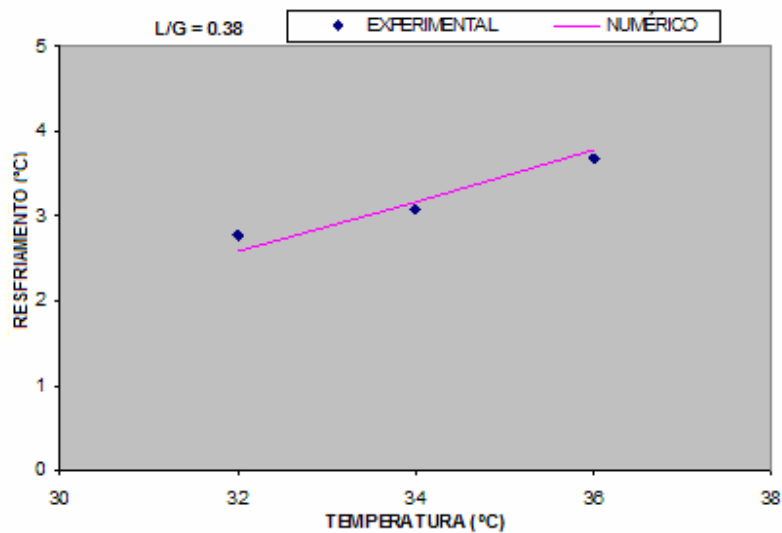


**Figura 6.78** – [GARGALO 2] Aproximação (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,49 .

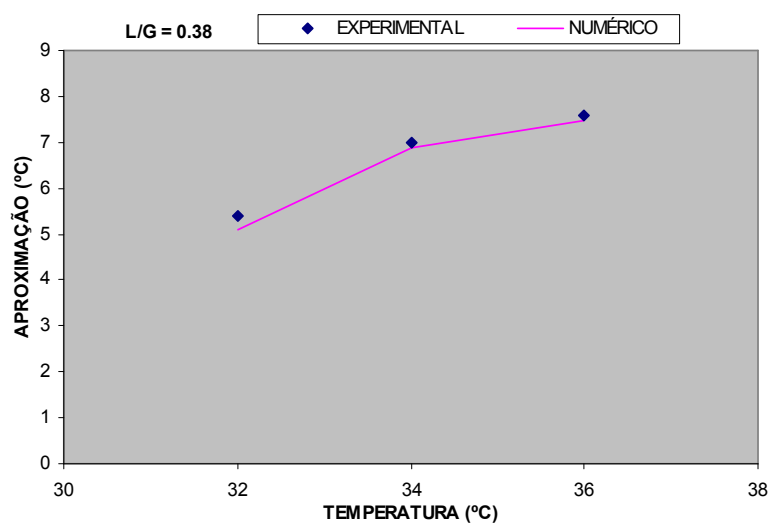


**Figura 6.79** – [GARGALO 2] Efetividade (%) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,49 .

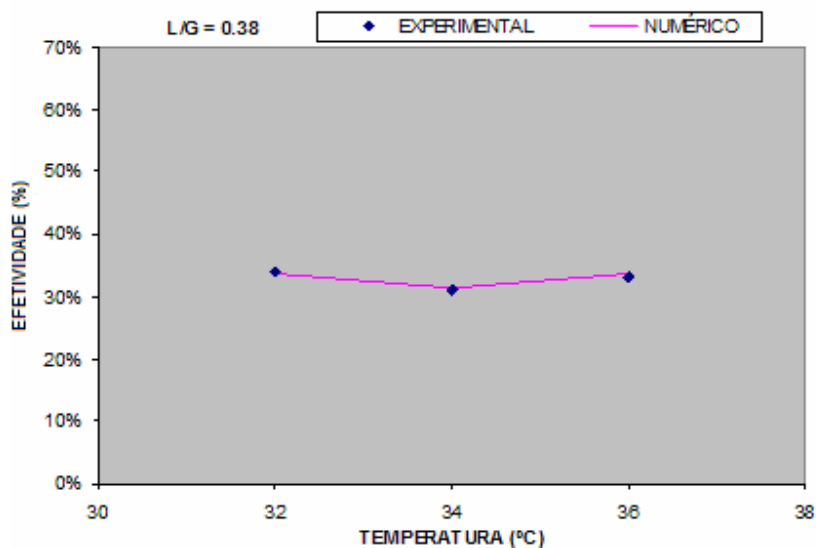
## INDUSTRIAL ÁGUAS PROBLEMÁTICAS



**Figura 6.80** – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Resfriamento (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,38.

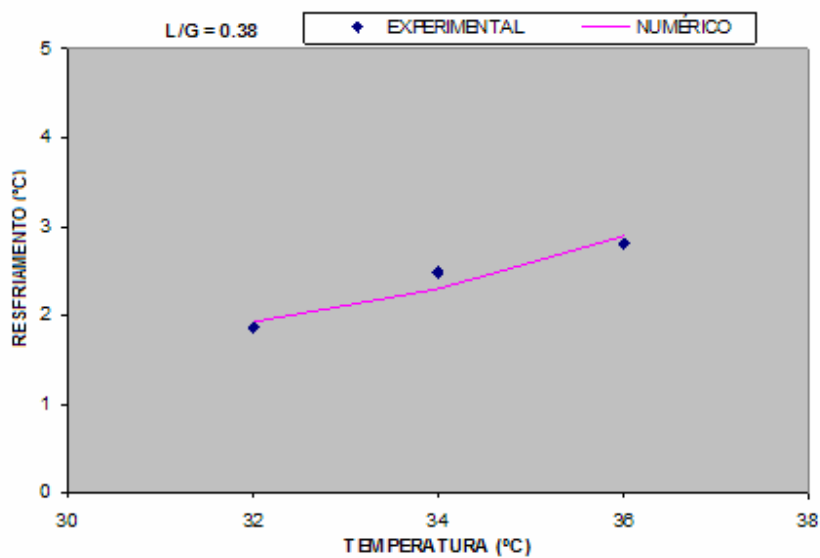


**Figura 6.81** – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Aproximação (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,38.

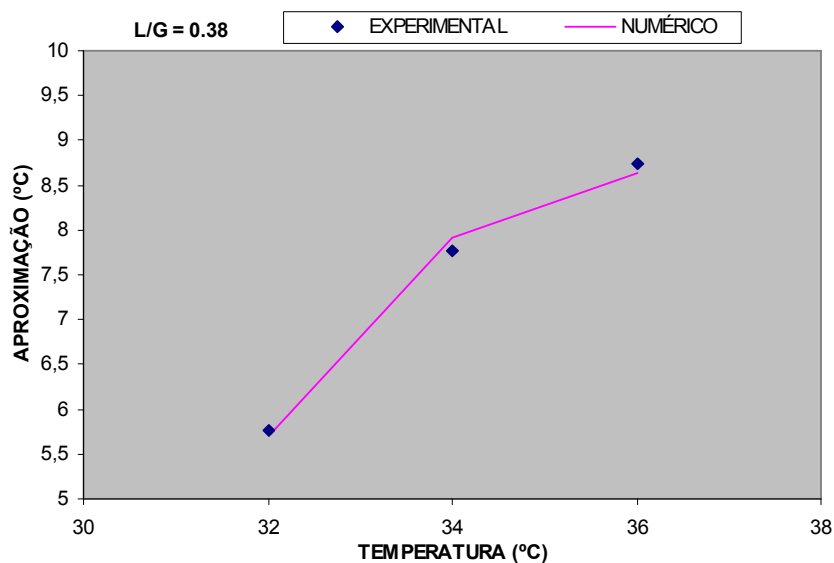


**Figura 6.82** – [INDUSTRIAL ÁGUAS] Efetividade (%) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,38.

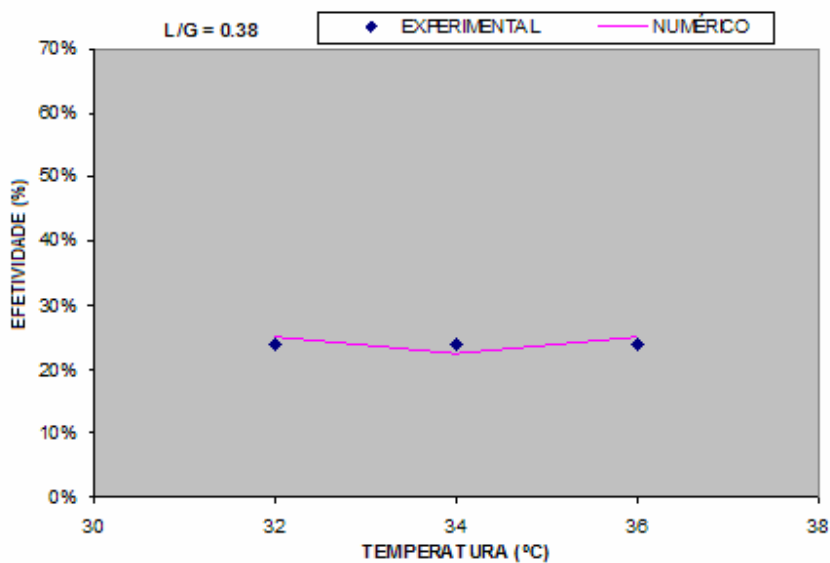
### INDUSTRIAL CORRUGAÇÃO VERTICAL



**Figura 6.83** – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Resfriamento (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,38.



**Figura 6.84** – [INDUSTRIAL CORRUGADO] Aproximação (°C) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,38.



**Figura 6.85** - [INDUSTRIAL CORRUGADO] Efetividade (%) versus temperatura da água de entrada (°C) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para um  $L/G$  de 0,38.



## 7. - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

### 7.1 – Conclusões

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 nem sempre aumentou com o aumento da temperatura da água de entrada e quase sempre se manteve como uma linha reta.

Verifica-se que a vazão de ar tem influência direta sobre as temperaturas da torre, verifica-se também que grandes áreas superficiais implicam numa obstrução da passagem do ar e reduzem os parâmetros analisados neste estudo, isto é, a efetividade, o resfriamento e a aproximação (*approach*). Devido a isto, deve-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.

O programa feito no EES, utilizado para calcular o NUT para cada enchimento, 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 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, as garrafas PET têm grande potencial como material de enchimento de torres de resfriamento, tendo suas condições de operação próximas do enchimento industrial. Deste modo esse material pode se tornar uma alternativa viável para enchimento de torres de resfriamento.

Os gargalos PET ainda necessitam de um arranjo otimizado para mostrar suas características ótimas para utilização de enchimentos de torres de resfriamento, necessitando-se o teste de mais arranjos.

### 7.2 – Sugestões para Trabalhos Futuros

- Estudar todos os enchimentos deste trabalho em uma torre real.
- Testar outros tipos de geometria para os fios e os gargalos de garrafa PET.
- Estudar a influência das incrustações e sujeiras no desempenho dos enchimentos testados.
- Analisar a influência dos aspersores de água sobre os enchimentos testados.
- Analisar a viabilidade financeira.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABIPET, 2006, Associação Brasileira da Indústria do PET, ([www.abepet.com.br](http://www.abepet.com.br))
- ALPINA, 2006, ALPINA - Torres de Resfriamento, ([www.alpina.com.br](http://www.alpina.com.br))
- Al – Sulaiman, F., 2002, “Evaluation of the Performance of Local Fibers in Evaporative Cooling”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 43, pp. 2267–2273.
- ANNEMOS, 2006, ANNEMOS - Torres de Resfriamento, ([www.annemos.com.br](http://www.annemos.com.br))
- Araújo, S.D.O., 2006, “Análise Do Desempenho Térmico De Fibras Vegetais No Resfriamento Evaporativo”. Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – UFPE.
- BALCKE, 2005, BALCKE – Torres de Resfriamento, ([www.balcke.com](http://www.balcke.com))
- Barros, R. R., 2005, “Bancada Experimental para teste de enchimentos usados em resfriadores evaporativos”. Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – UFPE.
- Bilal, A.Q., Zubair, S.M., 2006, “A Complete Model of Wet Cooling Towers with Fouling in Fills”, *Applied Thermal Engineering*, Article in Press.
- Camargo, J.R., 2003, “Sistemas de Resfriamento Evaporativo e Evaporativo-Adsorativo Aplicados ao Condicionamento de Ar”, Tese de Doutorado, Universidade Estadual Paulista – UNESP, São Paulo.
- CARAVELA, 2006, CARAVELA - Torres de Resfriamento ([www.torre-caravela.com.br](http://www.torre-caravela.com.br))
- 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.
- CREDER, H., 2004, “Instalações de Ar condicionado”, LTC, 6ª Edição.
- CTI, 2006, *Cooling Technology 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.

Fisenko, S.P., Brin, A.A., Petruchik, A.I., 2004, “Evaporative Colling of Water in a Mechanical Draft Cooling Tower”. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 165 – 177.

Fisenko, S.P., Petruchik, A.I., 2005, “Toward to the Control System of Mechanical Draft Cooling Tower of Film Type”. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, pp. 31 – 35.

Fundação Christiano Ottoni, 1989, “Sistema de Resfriamento de Água por Torres de Arrefecimento Circuito Aberto e Fechado”, Belo Horizonte – MG.

Gao M., Sun F., Wang K., Shi Y., Zhao Y., 2007, “Experimental research of heat transfer performance on natural draft counter flow wet cooling tower under cross-wind conditions”, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 47, pp. 935-941.

Guerrero, J.H.D, 2006, Notas de Aula.

HIDROTERM, 2006, HIDROTERM Torres de Resfriamento, ([www.hidroterm.com.br](http://www.hidroterm.com.br)).

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”, 2ª Ed., Campinas.

Kalantar, V., 2008, “Numerical simulation of cooling performance of wind tower (Baud-Geer) in hot and arid region”, Renewable Energy, Vol. 34, pp. 246-254.

Kern, D. Q., 1950, “Processos de Transmissão de Calor”, 1º edição, International Student Edition, Mc Graw-Hill Kogakusha, Ltd.

Kloppers, J.C., Kröger, D.G., 2003, “Loss Coefficient Correlation for Wet-Cooling Tower Fills”, Applied Thermal Engineering ,Vol. 23, pp. 2201–2211.

Kloppers, J.C., Kröger, D.G., 2005, “The Lewis Factor and its Influence on the Performance Prediction of wet-cooling Towers”, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 44, pp. 879–884.

Kloppers, J.C., Kröger, D.G., 2005, “A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, pp. 765–777.

Kranc, S.C., 2006, “Optimal Spray Patterns for Counterflow Cooling Towers with Structured Packing”, Applied Mathematical Modelling, Article in Press.

Kairouani, L., Hassairi, M., Tarek,Z., 2004, “Performance of Cooling Tower in South of Tunísia”, Building and Environment, Vol. 39, pp.351 – 355 .

Marques C. A.X.; Fontes C.H.; Embiruçu M.; Kalid R.A., 2006 “Análise e controle Fuzzy em Torres de Resfriamento Contracorrente”, XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Química.

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.

Merkel, F., 1925, Verdunstungskühlung VDI, Forschungsarbeiten No.275, in: : Kern,D.Q., "Process Heat Transfer", McGraw-Hill Book Company,Inc.

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

Muangnoi T., Asvapoositkul W., Wongwises S., 2008, “Effects of inlet relative humidity and inlet temperature on the performance of counterflow wet cooling tower based on exergy analysis”, Energy Conversion and Management, Vol. 49, pp. 2495-2800.

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.

OMNI, 2008, 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.

Poppe, M., Rögener H., Berechnung von Rückkühlwerken, VDIWärmeatlas (1991), Mi 1–Mi 15.

Reis, J. A., Silveira, J. L., Domeni, P. E., “Economia de Energia Elétrica em Torres de Resfriamento”, In: Fifth Latin-American Congress: Electricity Generation and Transmission, 2003, São Pedro - SP. Proceedings of 5th Latin-American Congress: Electricity Generation and Transmission. Guaratinguetá: UNESP, 2003. v.1. p.1 – 7.

Tinôco, I. F. F., Figueiredo, J. L. A., Santos, R. C., Paulo, M. O., Vigoderis, R. B., Pugliesi, N. L., 2002, “Avaliação de materiais alternativos utilizados na confecção de placas porosas para sistemas de resfriamento adiabático evaporativo”, Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental, Vol.6, n.1, p.147-150.

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

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



# ANEXOS

## Anexo 1 – Aferição de Termopares

As calibrações dos termopares foram feitas pelo método comparativo, onde os termopares foram imersos em meios uniformes e estabilizados junto com sensores padrão de referência, foram utilizados termômetros de vidro que são listados na tabela abaixo:

*Tabela A1.1 – Termômetros de referência.*

| TERMÔMETRO<br>SERIAL Nº | ASTM | FAIXA     | INCERTEZA |
|-------------------------|------|-----------|-----------|
| 2561                    | 89C  | -20 +10°C | 0.1°C     |
| 7407                    | 90C  | 0 +30°C   | 0.1°C     |
| 116                     | 91C  | +20 +50°C | 0.1°C     |
| 1030                    | 92C  | +40 +70°C | 0.1°C     |

Os termopares utilizados no protótipo foram do tipo T e K, as características destes termopares são listadas abaixo, as informações foram extraídas das notações de aula do Prof. Guerrero:

### **Tipo T - Termopares de Cobre Constantan**

**Azul (+) e Vermelho (-)**



• **Composição:** Cobre (+) / Cobre-Níquel (-)

O fio negativo Cobre-Níquel é conhecido comercialmente como Constantan.

**Características:**

- Resistentes à corrosão em atmosferas úmidas e são adequados para medições de temperaturas abaixo de zero.
- É resistente à atmosfera oxidantes (excesso de Oxigênio), redutoras (rica em Hidrogênio, monóxido de Carbono), inertes (neutras), na faixa de -200 a 350°C.

**Faixa de trabalho:** -200 a 350 °C.

**Aplicação:** É adequado para trabalhar em faixas de temperatura abaixo de 0°C, encontradas em sistemas de refrigeração, fábrica de O<sub>2</sub> etc.

**Identificação da polaridade:**

- Cobre (+) é avermelhado e o Cobre/Níquel (-) não

**Código de cores/material isolante:** Azul (+) e Vermelho (-)

### **Tipo K - Termopares de Cromel Alumel**

**Amarelo (+) e Vermelho (-)**



- **Composição:** Níquel-Cromo (+) /Níquel-Alumínio (-). O fio positivo de Níquel-Cromo é conhecido comercialmente como Cromel e o negativo Cromo-Alumínio como Alumel. O Alumel é uma liga de Níquel, Alumínio, Manganês e Silício.

**Características:**

- São recomendáveis para uso em atmosferas oxidantes ou inertes na sua faixa de trabalho.
- Por sua resistência à oxidação, são melhores que os tipos T, J, E e por isso são largamente usados em temperaturas acima de 540°C.
- Ocasionalmente podem ser usados em temperaturas abaixo de zero grau.
- Não devem ser utilizados em:
  - 1) Atmosferas redutoras ou alternadamente oxidante e redutora.
  - 2) Atmosferas sulfurosas, pois o enxofre ataca ambos os fios e causa rápida ferrugem e quebra dos elementos.
  - 3) Vácuo, exceto por curtos períodos de tempo, pois o Cromo do elemento positivo pode vaporizar-se causando erro no sinal do sensor (descalibração).
  - 4) Atmosferas que facilitem a corrosão chamada de “green root”. Green root, oxidação verde, ocorre quando a atmosfera ao redor do termopar possui pouco oxigênio, como por exemplo, dentro de um tubo de proteção aumentando o fornecimento de oxigênio através do uso de um tubo de proteção de maior diâmetro ou usando um tubo ventilado. Outro modo é diminuir a porcentagem de oxigênio para um valor abaixo da qual proporcionará corrosão. Isto é feito inserindo-se dentro do tubo um “getter” ou elemento que absorve oxigênio e vedando-se o tubo. O “getter” pode ser, por exemplo, uma pequena barra de titânio.

**Aplicação:** É o mais utilizado na indústria em geral devido a sua grande faixa de atuação até 1200°C.

**Identificação da polaridade:** Níquel-cromo (+) não atrai ímã e o Níquel-Alumínio (-) levemente magnético.

**Código de cores/material isolante:** Amarelo (+) e Vermelho (-).

Foram utilizadas quatro temperaturas para calibração dos termopares, as temperaturas foram: 4°C, obtidas através de um banho de água com gelo picado; temperatura ambiente de 25°C; e temperaturas de 36°C e 45°C obtidas a partir de uma estufa, para as temperaturas de 36 e 45°C os termopares e os termômetros de referência foram inseridos em um recipiente cilíndrico metálico preenchido com areia, para garantir uma melhor estabilização das temperaturas lidas pelos termopares da estufa.

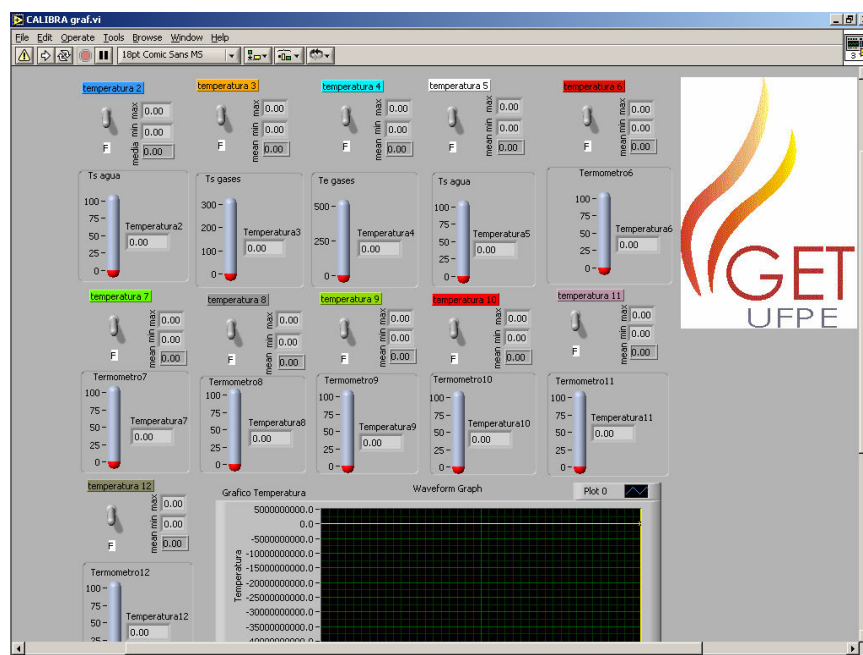
Os termopares foram ligados ao equipamento de aquisição de dados da National Instruments para aquisição das temperaturas. A figura A1.1 mostra a calibração para temperatura de 4°C, utilizando o banho de gelo e água:



**Figura A1.1** – Sistema de aquisição de dados.



Foi utilizado o programa baseado em LabView feito por Costa, 2006 para aquisição das temperaturas, o programa tem capacidade de leitura de doze termopares ao mesmo tempo durante a calibração. Sendo utilizado seis termopares para instrumentação do protótipo. A tela do programa é mostrada na figura A1.2.



**Figura A1.2** – Tela do programa para aferição de termopares (Costa, 2006).

Após a inserção dos termopares e termômetro padrão no meio de medição, espera-se estabilizar a temperatura, a partir daí faz-se as leituras do termômetro padrão e anota-se à hora. Os dados dos termopares são gravados pelo Lab View. Após o término das medições, agrupa-se todas as medições para cada faixa de temperatura, a tabela A1.2 mostra as medições para o termopar T6.

**Tabela A.1.2** – Medições de temperatura para o termopar T6.

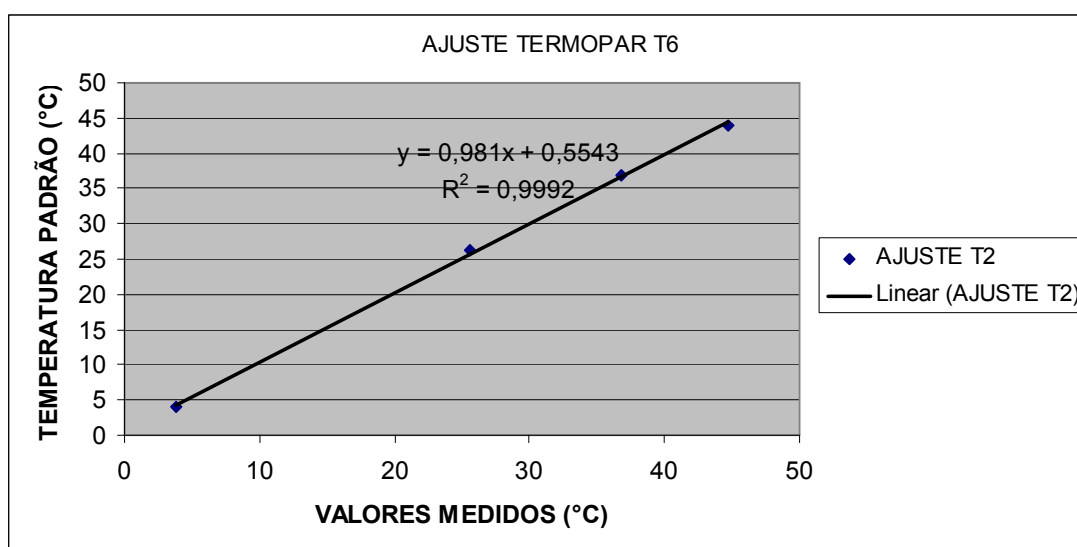
| DATA       | HORA     | T6 (°C) | PADRAO (°C) |
|------------|----------|---------|-------------|
| 10/10/2008 | 15:30:11 | 3,84    | 4,2         |
| 10/10/2008 | 15:31:26 | 3,72    | 4,1         |
| 10/10/2008 | 15:32:04 | 3,83    | 4           |
| 10/10/2008 | 15:33:18 | 3,82    | 4           |
| 10/10/2008 | 15:34:33 | 3,72    | 3,9         |

Esta rotina é realizada para todos os outros termopares e para as temperaturas de 4, 25, 36 e 45°C. Dos cinco valores medidos para cada temperatura escolhe-se o que mostrar-se mais estabilizado e monta-se uma tabela conforme segue:

**Tabela A.1.3** – Agrupamento das temperaturas padrão para o termopar T6.

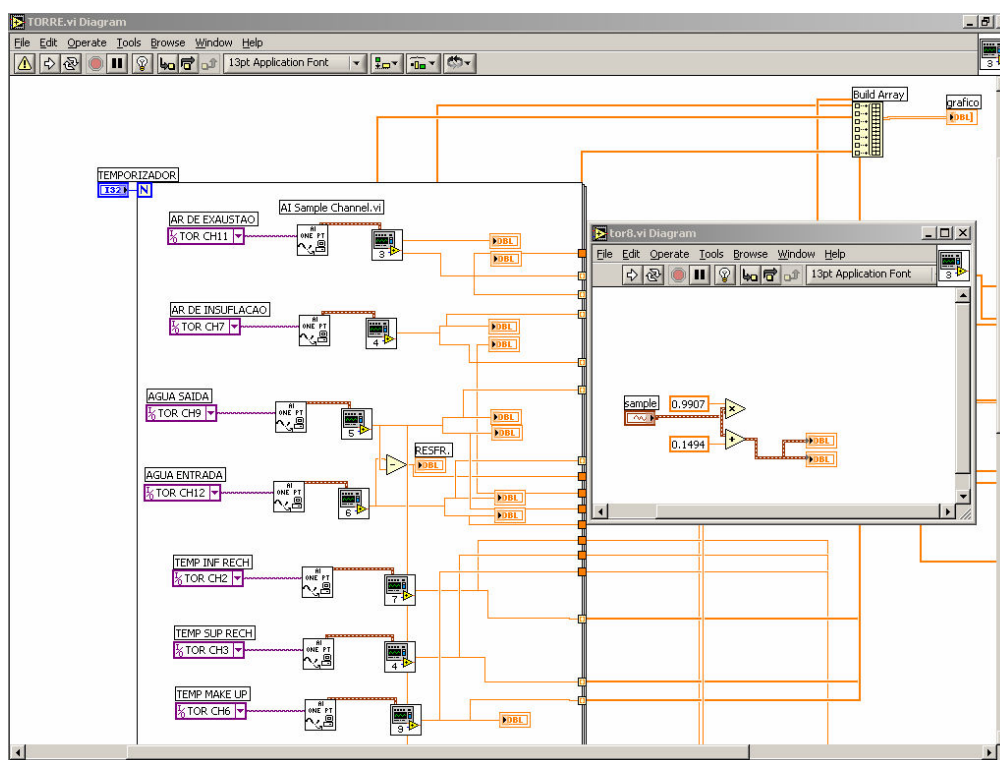
| PADRÃO (°C) | T6 (°C) |
|-------------|---------|
| 4           | 3,82    |
| 26,3        | 25,65   |
| 36,9        | 36,83   |
| 43,9        | 44,67   |

Colocam-se os dados em um gráfico de dispersão e depois se faz o ajuste de curva no Excel, gerando-se um gráfico do tipo mostrado na figura A1.3.



**Figura A1.3** – Gráfico de Calibração para o termopar T6.

Este procedimento é repetido para todos os outros termopares. As equações geradas são inseridas no programa em LabView, feito por Costa, 2006, que medirá as temperaturas na torre. As temperaturas medidas pelos termopares serão enviadas para o LabView, onde os valores serão ajustados através das equações de ajuste, mostrando por fim a temperatura real medida por cada termopar. A figura abaixo apresenta a parte do programa em LabView onde são inseridas as equações de ajuste:



*Figura A1.4 – Programa em LabView (Costa, 2006).*

## Anexo 2 – Análise de Erros

Os erros estão sempre presentes em medições experimentais, sendo a análise de erros experimental de fundamental importância para a validação de um experimento.

Os erros experimentais podem ser classificados em erros fixos ou sistemáticos e erros aleatórios.

*Erros fixos ou sistemáticos* – são erros causados por fontes identificáveis, este tipo de erro indica valores acima ou abaixo do valor real quando se faz várias medições. Os erros sistemáticos podem ser causados devido a:

- Instrumento de medida com perda de calibração;
- Interferência de fatores externos ao experimento como temperatura, pressão, umidade, fontes de campo magnéticos, vibração, etc.
- Procedimento inadequado do observador, por exemplo, erro de paralaxe.

*Erros aleatórios* – são erros de natureza desconhecida, difíceis de serem eliminados. Tem uma relação direta com a repetitividade do instrumento. Estes erros podem ser tratados, de forma quantitativa, através de métodos estatísticos, de forma que o seu efeito na grandeza medida e na sua propagação em cálculos possa ser determinado.

Este erro causa uma dispersão aleatória dos valores medidos, quando se faz uma série de medições a metade das medidas estaria acima do valor verdadeiro e a outra metade abaixo deste valor. Para se ter uma boa estimativa da grandeza medida calcula-se a média dos N valores medidos, conforme segue:

$$\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i \quad (\text{A2.1})$$

Os valores obtidos deverão estar distribuídos em torno do valor médio, sendo necessário estimar a incerteza ou o erro destas medições, pois dependendo da sua dispersão em torno da média tem-se uma medida mais ou menos precisa. Uma forma de quantificar esta dispersão é através do desvio padrão ( $\sigma$ ) definido pela seguinte fórmula (Eq. A2.2):

$$\sigma^2 = \Delta X = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (X_i - \bar{X})^2 \quad (\text{A2.2})$$

O desvio padrão estabelece uma probabilidade de 68% de que a medida esteja num intervalo ( $\pm \sigma$ ) em torno da média. Para uma probabilidade maior a faixa de incerteza deve ser aumentada como mostra a tabela abaixo:

**Tabela A2.1 – Valores de probabilidade em função do Parâmetro Z.**

| <b>Incerteza</b> | <b>Probabilidade</b> |
|------------------|----------------------|
| 0,647 $\sigma$   | 50,00%               |
| $\sigma$         | 68,67%               |
| 1,645 $\sigma$   | 90,00%               |
| 2 $\sigma$       | 95,45%               |
| 2,576 $\sigma$   | 99,00%               |
| 3 $\sigma$       | 99,73%               |

O erro de uma estimativa de medições experimentais pode ser obtido através do cálculo do erro padrão da média que segue:

$$\Delta\bar{x} = \sigma_m = \frac{Z\sigma}{\sqrt{N}} \quad (\text{A2.3})$$

Através da escolha do valor do parâmetro Z tem-se uma probabilidade indicada na tabela A2.1.

O valor estimado de uma grandeza medida e sua incerteza ou erro experimental é dado da seguinte forma:

$$x = \bar{x} \pm \Delta\bar{x} \quad (\text{A2.4})$$

Para medições experimentais onde é realizada apenas uma medição da grandeza de interesse, mede-se o erro desta medição de duas formas, conforme segue:

1. Incerteza de Resolução: Se a grandeza física medida estiver estável ou variar muito lentamente com o tempo pode-se estimar o erro através da resolução do instrumento de acordo com a seguinte regra: *A incerteza será computada como sendo a metade da menor divisão da escala.*
2. Incerteza Relativa: A incerteza relativa de uma medida é definida como a razão entre a incerteza absoluta e o valor da medida realizada como segue:

$$u_{\text{medida}} = \pm \frac{\text{incerteza absoluta}}{\text{valor da grandeza física medida}}$$

Muitas vezes os valores das grandezas medidas são utilizados para avaliar outras grandezas de interesse, a partir de modelos físico-matemáticos (lei dos gases perfeitos, lei de Fourier, Segunda lei de Newton, etc.) ou relacionados pela definição física de uma dada grandeza (densidade, Número de Reynolds, etc.). Neste caso, as incertezas das medidas primárias ou experimentais devem se propagar através dos cálculos resultando numa incerteza da grandeza secundária ou derivada.

A seguir será mostrado um procedimento geral sobre o cálculo da propagação de incertezas considerando as medições experimentais de n grandezas, de acordo com as anotações de aula do professor Guerrero.

Sejam  $X_1, X_2, \dots, X_n$  grandezas físicas determinadas de forma experimental. Representa-se as incertezas relativas de cada uma destas grandezas como:

$$u_{X_i}, \text{ com } i = 1 \Rightarrow n$$

Deseja-se analisar como os erros se propagam no cálculo da grandeza R, obtida indiretamente através das medidas das grandezas  $X_i$ .

Considera-se que existe uma dependência funcional entre a variável R e as variáveis  $X_i$ .

$$R = R(X_1, X_2, \dots, X_n)$$

O efeito de uma variação de  $\delta X_i$  sobre R pode ser descrita como;  $\delta R = \frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i$ .

Normalizando esta variação de R( $\delta R$ ) em relação à grandeza R;  $\frac{\delta R}{R} = \frac{\partial R}{\partial X_i} \frac{\delta X_i}{R}$  multiplicando e dividindo o lado direito da equação por  $X_i$ , obtém-se a incerteza relativa de R devido à incerteza relativa de  $X_i$  (Eq. A2.5).

$$\frac{\delta R}{R} = \frac{X_i}{R} \frac{\partial R}{\partial X_i} \frac{\delta X_i}{X_i} = \frac{X_i}{R} \frac{\partial R}{\partial X_i} u_{X_i} \quad (\text{A2.5})$$

Efeitos similares devem ocorrer devido a variações das demais grandezas envolvidas. Estima-se a incerteza de R devido à combinação dos efeitos das incertezas de todas as grandezas envolvidas. Isto pode ser realizado através da expressão mostrado pela equação A3.6:

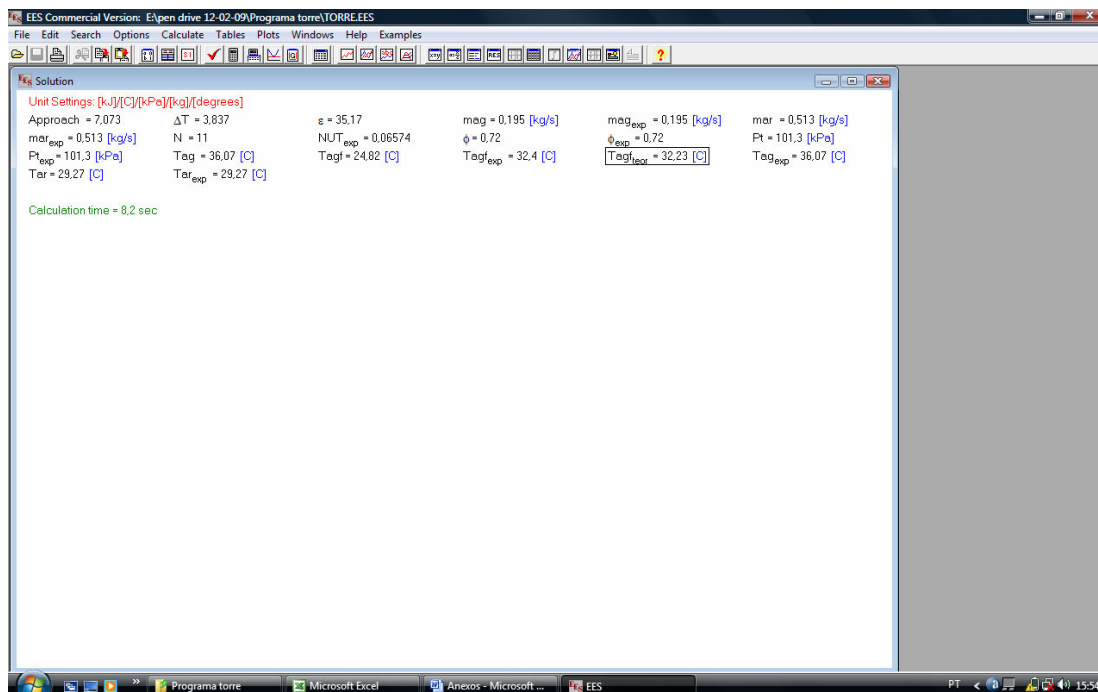
$$u_R = \left[ \left( \frac{X_1}{R} \frac{\partial R}{\partial X_1} \frac{\delta X_1}{X_1} \right)^2 + \left( \frac{X_2}{R} \frac{\partial R}{\partial X_2} \frac{\delta X_2}{X_2} \right)^2 + \dots + \left( \frac{X_n}{R} \frac{\partial R}{\partial X_n} \frac{\delta X_n}{X_n} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Ou

$$\delta R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial X_1} \delta X_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial X_2} \delta X_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial X_n} \delta X_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A2.6})$$

### Anexo 3 – Programa da Torre EES

A figura A3.1 mostra a tela de visualização dos resultados do programa.



**Figura A3.1** – Tela de visualização dos resultados do programa TORRE no EES.

Abaixo segue o programa TORRE e o subprograma NUT.

#### PROCEDURE TORRE(Tar;Pt;phi;Tag;Tagf;mar;mag;N;NUT0:Tagf\_out)

LG=mag/mar                      "relação vazão de água e vazão de ar   mag/mar"  
 imax=2000                      "número máximo de iterações"  
 erro=0,01                      "erro percentual"

"CALCULO DO NUTA E DO ERRO ASSOCIADO"  
 CALL NUT(Tar;Pt;phi;Tag;Tagf;mar;mag;N:NUTA)  
 EA=((NUTA-NUT0)/NUTA)\*100

"CALCULO DO NUTC E DO ERRO ASSOCIADO"  
 CALL NUT(Tar;Pt;phi;Tag;Tagf;mar;mag;N:NUTC)  
 E=((NUTC-NUT0)/NUTC)\*100

i=0

REPEAT

i=i+1

IF ABS(E)>erro THEN

CALL NUT(Tar;Pt;phi;Tag;Tagf;mar;mag;N:NUTC)

E=((NUTC-NUT0)/NUTC)\*100

dT=(Tag-Tagf)/N

"calcula do dT"

IF E\*EA>0 THEN

EA=E

NUTA=NUTC

Tagf=Tagf+dT

```

        ELSE
            dT=dT/2
            Tagf=Tagf-dT
        ENDIF
    ELSE
        Tagf_out=Tagf
        GoTo 10
    ENDIF
UNTIL (i=imax)
CALL ERROR('O programa atingiu o número máximo de XXXF0 iterações',i)
10:
END

$INCLUDE NUT.LIB

"DADOS DE ENTRADA EXPERIMENTAIS"
Tar_exp=29,27      "temp. do ar de entrada"
Pt_exp=Po#        "pressão atmosférica local"
phi_exp=0,72      "umidade reltiva"
Tag_exp=36,07     "temp. da água de entrada"
Tagf_exp=32,4     "temp. da água de saída"
mar_exp=0,513     "vazão de ar"
mag_exp=0,195     "vazão de água"
N=11              "número de divisões da torre"

CALL NUT(Tar_exp;Pt_exp;phi_exp;Tag_exp;Tagf_exp;mar_exp;mag_exp;N:NUT_exp)

"DADOS DE ENTRADA PARA A CÁLCULO DA TEMP. DA ÁGUA DE SAÍDA DA TORRE"
Tar=29,27          "temp. do ar de entrada"
Pt=Po#            "pressão atmosférica local"
phi=0,72          "umidade reltiva"
Tag=36,07         "temp. da água de entrada"
Tagf=24,82        "!chute inicial da temp. da água de saída, TBU"
mar=0,513         "vazão de ar"
mag=0,195         "vazão de água"

CALL TORRE(Tar;Pt;phi;Tag;Tagf;mar;mag;N;NUT_exp;Tagf_teor)

"Resfriamento"
DELTAT=Tag-Tagf_teor
"Approach"
Approach=Tagf_teor-Tagf
"Efetividade"
EPSILON=((Tag-Tagf_teor)/(Tag-Tagf))*100

PROCEDURE NUT(Tar;Pt;phi;Tag;Tagf;mar;mag;N:SAIDA)

"CÁLCULO DO LG E DO DT"
LG=mag/mar
dT=(Tag-Tagf)/N      "incremento da temp."

"DECLARAÇÃO DAS CONSTANTES"
R=R#*CONVERT(KJ/Kmole-K;J/Kmole-K)      "Constante universal dos gases"
MMar=MOLARMASS(Air)                     "Massa molar do ar seco"
MMv=MOLARMASS(Water)                     "Massa molar do vapor"

"CÁLCULO DA PRESSAO DE VAPOR SATURADO"
Pvs=P_SAT(Water;T=Tar)

```



```

Pv=(phi*Pvs)                                "Pressao do vapor [kPa]"
Pvi=1*Pvs                                    "Pressao do vapor [kPa] na superficie molhada"
w=0,622*Pv/(Pt-Pv)                          "Umidade absoluta em kg de vapor/kg ar seco"
wi=0,622*Pvi/(Pt-Pvi)                       "Umidade absoluta em kg de vapor/kg ar seco na superficie
molhada"

"Entalpia específica do ar de entrada"
har0=ENTHALPY(AirH2O;T=Tar;P=Pt;w=w)

dh=0                                          "diferença de entalpia"
hi1=0
invDH1=0
Tarnovo=Tar                                "temperatura inicial do ar de insuflamento"
Tagfvelho=0

i=0
REPEAT
    Tagf=Tagf+dT                            "incremento da temperatura ao longo da torre"
    Tagfvelho=Tagf+1
    dh=LG*4,19 [kJ/kg-C]*dT                 "calculo do dh"
    har1=har0+dh                            "aumento de entalpia do ar seco"

    "Cálculo da entalpia do ar saturado a temperatura da superficie molhada"
    hi0=ENTHALPY(AirH2O;T=Tagf;P=Pt;R=1)

    "CALCULO DAS ENTALPIAS MÉDIAS E O INVERSO DA DIFERENÇA"
    IF i>0 THEN
        harm=(har0+har1)/2                  "entalpia media do ar"
        him=(hi0+hi1)/2                    "entalpia media do ar saturado"
        DH0=(him-harm)                      "diferença de entalpias medias"
        invDH0=1/DH0                        "inverso da diferenca de entalpias"
        somainvDH=invDH0+invDH1             "somatorio da diferenca de entalpias"
    ELSE
        harm=0
        him=0
        DH0=0
        invDH0=0
        somainvDH=0
    ENDIF

    "CALCULO DO NUT"
    merkel=(mag*4,19 [kJ/kg-C]*dT)*somainvDH

    "CALCULO DO ESTADO DO AR ATRAVES DA TORRE PARA AS NOVAS CONDIÇÕES
    PSICROMETRICAS"
    Tarvelho=(Tarnovo+(merkel/(2*mar))*(Tagf+Tagfvelho-Tarnovo))/(1+(merkel/(2*mar)))

    "realimentação das variaveis"
    har0=har1
    hi1=hi0
    invDH1=somainvDH
    Tarnovo=Tarvelho
    i=i+1
UNTIL (i=N+1)

mevap=merkel*(wi-w)

SAIDA=merkel
END

```