

RAFAEL CANDIDO DE LIMA JUNIOR

MODELAGEM FENOMENOLÓGICA DO DESEMPENHO DE TORRES
DE RESFRIAMENTO DE ÁGUA ACOPLADAS E ESTUDO DE CASOS.

São Paulo
2011

RAFAEL CANDIDO DE LIMA JUNIOR

MODELAGEM FENOMENOLÓGICA DO DESEMPENHO DE TORRES
DE RESFRIAMENTO DE ÁGUA ACOPLADAS E ESTUDO DE CASOS.

Dissertação apresentada à
Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo
para obtenção do título de
Mestre em Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia Química.

Orientador:
Prof. Dr. José Luís de Paiva.

São Paulo
2011

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, de agosto de 2011.

Assinatura do autor _____

Assinatura do orientador _____

FICHA CATALOGRÁFICA

Lima Junior, Rafael Candido de
Modelagem fenomenológica do desempenho de torres de
resfriamento de água acopladas e estudo de casos / R.C. de
Lima Junior. – ed.rev. -- São Paulo, 2011.
85 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Química.

1. Torres de resfriamento 2. Transferência de calor 3. Mode-
los matemáticos I. Universidade de São Paulo. Escola Politéc-
nica. Departamento de Engenharia Química II. t.

DEDICATÓRIA

Aos meus pais, Maria e Rafael.

À memória de meu avô materno, Mestre Pedro Cândido de Alcântara.

À memória dos professores do Departamento de Engenharia Química da EPUSP:

José Luís Magnani e Priscila Aya Shimizu.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Prof. Dr. José Luis de Paiva, pela orientação, confiança, paciência, amizade e ser professor na plenitude da palavra.

Ao Prof. Dr. Tah Wun Song, pela orientação, gentileza, confiança e pelas suas inesquecíveis aulas.

Ao Prof. Dr. Aldo Tonso, por sempre acreditar no meu potencial e me motivar a realizar o mestrado na Poli-USP.

À aluna de doutorado Lilian Cardoso de Mello, precursora deste trabalho, que me deu orientações sobre os experimentos, um caminho para iniciar este trabalho e pela sua amizade.

Ao técnico Tadeu Frutuoso, na montagem dos componentes adicionais do sistema de resfriamento.

Aos colegas de mestrado Hellen Sonogo Costenaro e Henry Alexander Rodriguez Flores, por compartilharem soluções, idéias, esforços e principalmente pelos anos de estudo e esperanças da vida acadêmica.

À aluna de graduação Mônica Maria Jimenez Correa, por acompanhar alguns ensaios em laboratório auxiliando-me na operação dos mesmos.

À minha amiga Lilia Maria de Paula Vieira, por toda ajuda que tornou possível a realização deste mestrado.

Ao meu irmão Renato Candido de Lima pelo incentivo, compreensão, pelas conversas nas horas em que o trabalho não fluía e pela paciência ao esperar o término de minhas digitações.

Às minhas queridas irmãs que os caminhos da vida me trouxeram, Fernanda França Nicolodi e Zila van der Meer Sanchez, que nos momentos mais difíceis me deram apoio e compreensão.

A CAPES pela bolsa concedida.

E tantos outros que direta ou indiretamente tornaram esse trabalho possível.

A todos os meus sinceros agradecimentos.

EPÍGRAFE

E todo ar é preenchido com o ruído agradável das águas.

William Wordsworth

A Natureza tem vários caminhos para chegar ao mesmo lugar.

Nikola Tesla

RESUMO

Neste trabalho foi realizada a modelagem fenomenológica do desempenho de uma torre de resfriamento de água e de um sistema de duas torres de resfriamento em série, com temperatura de água de entrada de até 65 °C. Verificou-se a validade do modelo através de comparação dos resultados previstos com os obtidos em ensaios em uma unidade piloto. Em seguida, através de simulação matemática, a partir do modelo desenvolvido, foi feito o estudo de diversos casos de aplicação. Estudou-se a influência das principais variáveis de operação (vazão de ar, vazão de água e temperatura de bulbo úmido) no desempenho de torres de resfriamento acopladas (em série e em paralelo) e no custo operacional. Verifica-se que a variável de maior influência é a vazão de água que circula pela torre.

Palavras-chave: Torre de resfriamento de água. Transporte de massa e calor simultâneos. Caracterização experimental de torre de resfriamento. Acoplamento de torres de resfriamento. Torres de resfriamento em série e em paralelo.

ABSTRACT

This is a study about the phenomenological modeling of the performance of a water cooling tower and a system of two cooling towers in series, with water temperature input up to 65°C. The validity of model was verified by comparing the expected results with those obtained in tests on a pilot plant. After this, through a mathematical simulation, based on the model developed, several cases of application were analyzed. It was studied the influence of main operating variables (air flow, water flow and wet bulb temperature) on the performance of couples cooling towers (in series and parallel) and on operational cost. It was verified the most influential variable is the water flow rate through the tower.

Keywords: Water cooling tower. Simultaneous heat and mass transfer. Experimental characterization of cooling tower. Coupling of cooling towers. Cooling towers in series and parallel.

SUMÁRIO

	INTRODUÇÃO	1
1)	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
1.1)	Importância da torre de resfriamento na indústria.	3
1.2)	Classificação das torres de resfriamento.	3
1.3)	Terminologia utilizada na tecnologia de torres de resfriamento evaporativas.	10
1.4)	Variáveis psicrométricas.	12
1.5)	Conceitos de transferência de calor e de massa entre ar e água.	13
1.6)	Balanço de massa e energia na torre de resfriamento.	15
1.7)	Análise fenomenológica e sistêmica de torres de resfriamento.	22
2)	MATERIAIS E MÉTODOS	24
2.1)	Descrição da instalação.	24
2.2)	Metodologia experimental.	29
2.3)	Procedimentos de cálculo.	36
2.3.1)	Cálculo da entalpia de ar saturado.	36
2.3.2)	Cálculo do coeficiente global de transferência de calor e massa ($K_G \cdot a$).	37
2.4)	Avaliação de custos operacionais.	41
2.4.1)	Custo operacional associado ao bombeamento da água.	41
2.4.2)	Custo operacional associado aos ventiladores.	42
2.4.3)	Custo associado ao consumo de água.	43
2.4.4)	Modelo matemático da associação das torres em série.	44

3)	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	48
3.1)	Ensaio para caracterização da torre de resfriamento.	48
3.2)	Ensaio para validação da modelagem da torre de resfriamento TR-01.	53
3.3)	Ensaio para validação da modelagem das torres de resfriamento TR-01 e TR-02 acopladas em série.	54
4)	RESULTADOS E DISCUSSÕES	57
4.1)	Caracterização da torre TR-01.	57
4.2)	Determinação da correlação para o coeficiente global ($K_G \cdot a$) da torre TR-01.	58
4.3)	Validação do modelo matemático para uma torre de resfriamento.	60
4.4)	Validação do modelo matemático para torres de resfriamento TR-01 e TR-02 acopladas em série.	63
4.5)	Cálculos relativos às potências de bombeamento e ventilação.	67
5)	APLICAÇÃO DO MODELO PARA ESTUDOS DE CASOS	68
5.1)	Influência da vazão da água.	68
5.2)	Influência da vazão de ar.	71
5.3)	Temperatura da água fria fixa.	74
5.3.1)	Influência do approach.	76
5.4)	Estudo de caso: comparação de torres de resfriamento em série com torres de resfriamento em paralelo.	78
6)	CONCLUSÕES	81
7)	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	83

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Torre de resfriamento não evaporativo com detalhes da disposição das serpentinas e do ventilador no topo.	4
Figura 1.2	Esquema de uma torre de resfriamento combinada com aspiração forçada.	5
Figura 1.3	Torre de resfriamento hiperbólica com circulação natural.	6
Figura 1.4	Torre de resfriamento com aspiração mecânica forçada (ventilador na captação de ar). A entrada do ar é em alta velocidade.	7
Figura 1.5	Torre de resfriamento com aspiração mecânica induzida (ventilador na descarga de ar). A saída do ar é em alta velocidade.	8
Figura 1.6	Esquema de funcionamento de uma torre de aspiração mecânica induzida com fluxo cruzado.	8
Figura 1.7	Esquema de funcionamento de uma torre de aspiração mecânica induzida com fluxo contracorrente.	9
Figura 1.8	Distribuição por gravidade. A água é coletada em uma bacia e os orifícios possuem estruturas de aspersão para evitar escoamento preferencial. Nesta foto, algumas destas estruturas foram removidas de seus orifícios.	10
Figura 1.9	Diagrama indicando as regiões delimitadas no modelo da gota. A representação da interface está exagerada para fins didáticos.	13
Figura 1.10	Transferência de calor na interface ar - água.	14
Figura 1.11	Perfis de umidade e de temperatura de possíveis condições no fundo da torre (a), (b) e no topo da torre (c).	14
Figura 1.12	Esquema de torre de resfriamento com escoamento água-ar em contracorrente, com volume de controle estabelecido.	16
Figura 1.13	Linha de operação e de equilíbrio para uma torre de resfriamento com escoamento de ar-água em contracorrente.	22
Figura 2.1	Rede de trocadores de calor. Os trocadores estão ordenados numericamente de TC-01 até TC-05 de cima para baixo. Os trocadores utilizados são os dois primeiros (TC-01 e TC-02).	26
Figura 2.2	Sistema de resfriamento com as torres TR-01 e TR-02.	27

Figura 2.3	Dutos de escoamento de ar das torres de resfriamento TR-01 e TR-02.	27
Figura 2.4	Rotômetro localizado na conexão da saída da TR-01 com a entrada da TR-02. Seu fundo de escala é de 3 m ³ /h.	28
Figura 2.5	Distribuidor construído com tubos de PVC na entrada das torres TR-01 e TR-02.	28
Figura 2.6	Esquema da interligação do tanque de água quente com a linha de abastecimento da torre de resfriamento. A válvula globo, ao ser aberta, permite a passagem de água à temperatura de 85°C pela linha de água que retorna às torres, simulando situação de sobrecarga térmica.	33
Figura 2.7	Entalpias de saturação do ar em função da temperatura do ar.	36
Figura 2.8	Esquema das duas torres em série mostrando as vazões de ar e de água.	45
Figura 5.1	Temperaturas da água em função do fluxo de água. $G'_1 = G'_2 = 2$ kg/(s·m ²), $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.	69
Figura 5.2	Influência do fluxo de água nas cargas térmicas e no custo operacional. $G'_1 = G'_2 = 2$ kg/(s·m ²), $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.	70
Figura 5.3	Influência do fluxo de de água no custo operacional relativo. $G'_1 = G'_2 = 2$ kg/(s·m ²), $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.	70
Figura 5.4	Temperaturas da água em função do fluxo de ar. $L' = 2$ kg/(s·m ²), $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.	71
Figura 5.5	Temperaturas da água em função do fluxo de ar. $L' = 4$ kg/(s·m ²), $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.	72
Figura 5.6	Influência do fluxo de ar na carga térmica e no custo operacional. $L' = 2$ kg/(s·m ²) e $L' = 4$ kg/(s·m ²), $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.	73
Figura 5.7	Influência do fluxo de ar no custo operacional relativo. $L' = 2$ kg/(s·m ²) e $L' = 4$ kg/(s·m ²), $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.	73
Figura 5.8	Temperaturas da água em função do fluxo de água. $G'_1 = G'_2 = 2,5$ kg/(s·m ²), $T_F = 25^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.	75
Figura 5.9	Influência do fluxo de água na carga térmica e no custo operacional. $G'_1 = G'_2 = 2$ kg/(s·m ²), $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.	75
Figura 5.10	Influência do approach nas cargas térmicas e no custo operacional relativo. $L' = 2$ kg/(s·m ²), $T_F = 25^\circ\text{C}$ e $G'_1 = G'_2 = 2,5$ kg/(s·m ²).	77

- Figura 5.11 Influência do approach na carga térmica e no custo operacional relativo. $L' = 2 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$, $T_F = 30^\circ\text{C}$ e $G'_1 = G'_2 = 2,5 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$. 77
- Figura 5.12 Temperaturas da água em função do fluxo de ar. Torres em série ($L' = 4 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$) e torres em paralelo ($L' = 2 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$), $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$. 79
- Figura 5.13 Influência do fluxo de ar na carga térmica e no custo operacional. Torres em série ($L' = 4 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$) e torres em paralelo ($L' = 2 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$). $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$. 80
- Figura 5.14 Influência do fluxo de ar no custo operacional relativo. Torres em série ($L' = 4 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$) e torres em paralelo ($L' = 2 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$). $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$. 80

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Características dos trocadores de calor.	25
Tabela 2.2	Rotação do ventilador e correspondentes fluxos mássicos.	32
Tabela 2.3	Vazões volumétricas de água e correspondentes fluxos mássicos, para cada uma das torres operando isoladamente.	34
Tabela 2.4	Vazões volumétricas de água e correspondentes fluxos mássicos para a operação das torres em série.	34
Tabela 2.5	Quantidade de experimentos para cada par vazão de água e vazão de ar.	34
Tabela 2.6	Entalpias de saturação do ar em função da temperatura, para pressão ambiente de 700 mmHg nas faixas de temperatura em °C.	37
Tabela 2.7	Sistema de equações – Modelo de associação de torres em série.	47
Tabela 3.1	Ensaio de caracterização da torre TR-01 e fluxos mássicos de ar e água.	49
Tabela 3.2	Temperaturas da água na entrada da torre TR-01, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar e de água.	49
Tabela 3.3	Temperaturas da água na entrada da torre TR-01 e seu respectivo valor médio e desvio padrão em [°C], para os ensaios do ponto central.	50
Tabela 3.4	Temperaturas da água na saída da torre TR-01, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar e de água.	50
Tabela 3.5	Temperaturas da água na saída da torre TR-01 e seu respectivo valor médio e desvio padrão em [°C], para o ponto central.	51
Tabela 3.6	Temperaturas de bulbo seco, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar e de água.	51
Tabela 3.7	Temperaturas de bulbo seco, seu respectivo valor médio e desvio padrão em [°C], para o ponto central.	52

Tabela 3.8	Temperaturas de bulbo úmido, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar e de água.	52
Tabela 3.9	Temperaturas de bulbo úmido, seu respectivo valor médio e desvio padrão em [°C], para o ponto central.	53
Tabela 3.10	Temperaturas medidas em EV-01, para fluxo de água $L' = 2,91$ kg/(m ² ·s) e fluxo de ar $G' = 2,6$ kg/(m ² ·s).	53
Tabela 3.11	Temperaturas medidas em EV-02, para fluxo de água $L' = 1,85$ kg/(m ² ·s) e fluxo de ar $G' = 2,56$ kg/(m ² ·s).	54
Tabela 3.12	Velocidade de rotação de ventilador e respectivo fluxo mássico de ar para cada torre.	54
Tabela 3.13	Temperaturas da água na entrada da torre TR-01, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar.	55
Tabela 3.14	Temperaturas da água na saída da torre TR-01, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar.	55
Tabela 3.15	Temperaturas da água na entrada da torre TR-02, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar.	56
Tabela 3.16	Temperaturas da água na saída da torre TR-02, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar.	56
Tabela 3.17	Temperaturas de bulbo seco, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar.	56
Tabela 3.18	Temperaturas de bulbo úmido, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar.	56
Tabela 4.1	Valores de $(K_G \cdot a)$ da torre TR-01, calculados a partir dos dados experimentais apresentados nas Tabelas 3.2 a 3.9, considerando-se configuração contracorrente.	57
Tabela 4.2	Fator de Fujita (F) da torre TR-01, calculados a partir dos dados experimentais apresentados nas Tabelas 3.2 a 3.9.	58
Tabela 4.3	Valores de $(K_G \cdot a)$ da torre TR-01, corrigidos para escoamento cruzado, calculados a partir dos dados experimentais apresentados nas Tabelas 3.2 a 3.9.	58

Tabela 4.4	Parâmetros β e γ da equação (4.1), obtidos por diferentes autores.	59
Tabela 4.5	Valores de $(K_G \cdot a)$ médio calculado e temperaturas medidas no ensaio de validação EV-01, para fluxo de água $L' = 2,91 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ e fluxo de ar $G' = 2,5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$.	62
Tabela 4.6	Valores de $(K_G \cdot a)$ calculado e temperaturas medidas no ensaio de validação EV-02, para fluxo de água $L' = 1,85 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ e fluxo de ar $G' = 2,5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$.	62
Tabela 4.7	Comparação dos valores experimentais e calculados: temperatura da água na saída da torre e range. Ensaio de validação EV-01, $L' = 2,91 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ e $G' = 2,5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$.	63
Tabela 4.8	Comparação dos valores experimentais e calculados: temperatura da água na saída da torre e range. Ensaio de validação EV-02, $L' = 1,85 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ e $G' = 2,5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$.	63
Tabela 4.9	Valores de $(K_G \cdot a)$ médio calculado e temperaturas da água medidas nos ensaios de validação EVS-01, EVS-02 e EVS-03. ($L' = 1,36 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$)	65
Tabela 4.10	Comparação dos valores experimentais e calculados: temperatura da água na saída e range, da torre TR-01. Ensaio de validação EVS-01, EVS-02 e EVS-03.	65
Tabela 4.11	Comparação dos valores experimentais e calculados: temperatura da água na saída e range, da torre TR-02. Ensaio de validação EVS-01, EVS-02 e EVS-03.	66
Tabela 4.12	Comparação dos valores experimentais e calculados: range total (TR01 + TR02).	66

NOTAÇÕES UTILIZADAS

A	Área de secção transversal ao escoamento da torre de resfriamento	[m ²]
a	Área de transferência por volume de recheio	[m ² /m ³]
a_H	Área de transferência de calor por volume de enchimento	[m ² /m ³]
a_M	Área de transferência de massa por volume de enchimento	[m ² /m ³]
a_1, a_2, a_3	Parâmetros da função que correlaciona entalpia de saturação com a temperatura do ar (Equação 2.4)	
A, B, C	Parâmetros da integral da variável temperatura (Equação 2.12)	
AUT	Altura da unidade de transferência de massa global	[m]
b_1, b_2	Parâmetros da função que correlaciona entalpia com a temperatura do ar (Equação 2.7)	
$c_{\acute{a}gua}$	Custo unitário da água	[R\$/m ³]
$C_{\acute{a}gua}$	Custo operacional associado ao consumo da água	[R\$/s]
C_{bomb}	Custo operacional associado ao bombeamento da água	[R\$/s]
c_e	Custo unitário da energia elétrica	[R\$/MWh]
c_L	Calor específico da água a pressão constante	[J/(kg·°C)]
c_S	Calor específico do ar úmido	[J/(kg·°C)]
C_T	Custo operacional total	[R\$/s]
C_T / Q_T	Custo operacional relativo	[R\$/MWh]
C_{vent}	Custo operacional associado ao ventilador	[R\$/s]
E	Percentual de água evaporada	[%]
f	Função diferença para temperatura de saída da água	
F	Fator de Fujita	
f_b	Potência elétrica ativa associada ao bombeamento em função da vazão mássica de água	[W]

f_B	Potência elétrica ativa associada ao bombeamento em função da vazão mássica de água com rendimento eletromecânico incorporado	[W]
f_r	Velocidade de rotação do ventilador	[rpm]
f_v	Potência elétrica ativa associada à ventilação em função da vazão mássica de ar	[W]
f_V	Potência elétrica ativa associada à ventilação em função da vazão mássica de ar com rendimento eletromecânico incorporado	[W]
\dot{G}	Vazão mássica de ar (base úmida)	[kg/s]
G'	Fluxo mássico de ar (base seca)	[kg/(m ² ·s)]
G'_M	Fluxo molar de ar (base seca)	[mol/(m ² ·s)]
H_{ar}	Entalpia específica do ar (base úmida)	[J/kg de ar seco]
H_{ar1}	Entalpia específica do ar (base úmida) no fundo da torre	[J/kg de ar seco]
H_{ar2}	Entalpia específica do ar (base úmida) no topo da torre	[J/kg de ar seco]
H_{ar}^*	Entalpia específica do ar saturado	[J/kg de ar seco]
H_{ar1}^*	Entalpia específica de saturação do ar (base úmida) no fundo da torre	[J/kg de ar seco]
H_{ar2}^*	Entalpia específica de saturação do ar (base úmida) no topo da torre	[J/kg de ar seco]
h_G	Coeficiente individual de transferência de calor entre o gás e a superfície de líquido	[J/(m ² ·s·°C)]
H_i	Entalpia específica da água na interface ar-água	[J/kg de ar seco]
h_L	Coeficiente individual de transferência de calor para a fase líquida	[J/(m ² ·s·°C)]
k_G	Coeficiente individual de transferência de massa do gás	[kg/(m ² ·s)]
$K_G \cdot a$	Coeficiente global de transferência de calor e massa	[kg/(m ³ ·s)]

$(K_G \cdot a)_1$	Coeficiente global de transferência de calor e massa da torre 1	[kg/(m ³ ·s)]
$(K_G \cdot a)_2$	Coeficiente global de transferência de calor e massa da torre 2	[kg/(m ³ ·s)]
L'	Fluxo mássico de água	[kg/(m ² ·s)]
Le	Número de Lewis	
M_a	Massa molar da água	[kg/kmol]
M_v	Massa molar do ar	[kg/kmol]
NUT	Número de unidades de transferência de massa global	
P_{bomb}	Potência elétrica ativa associada ao bombeamento da água	[W]
P_{vent}	Potência elétrica ativa associada aos ventiladores	[W]
Q_1	Vazão mássica de ar no ventilador 1	[kg/s]
Q_2	Vazão mássica de ar no ventilador 2	[kg/s]
Q_{t1}	Carga térmica da torre TR-01	[W]
Q_{t2}	Carga térmica da torre TR-02	[W]
Q_{tT}	Carga térmica total	[W]
T	Temperatura da água em uma seção localizada a altura z da base do recheio	[°C]
T_a	Temperatura da água	[°C]
T_{a1}	Temperatura da água no fundo da torre	[°C]
T_{a2}	Temperatura da água no topo da torre	[°C]
T_{ar}	Temperatura do ar	[°C]
T_{ar1}	Temperatura do ar no fundo da torre	[°C]
T_{ar2}	Temperatura do ar no topo da torre	[°C]
T_{bs}	Temperatura de bulbo seco	[°C]
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	[°C]

T_F	Temperatura da água no final da passagem pelo acoplamento em série, temperatura fria	[°C]
T_i	Temperatura da interface ar-água	[°C]
T_I	Temperatura da água na passagem intermediária entre as duas torres do acoplamento em série, temperatura intermediária	[°C]
T_Q	Temperatura da água na entrada da primeira torre no acoplamento em série, temperatura quente	[°C]
w	Vazão mássica de água circulante	[kg/s]
$w_{\text{água}}$	Vazão mássica de água consumida durante a operação	[kg/s]
w_d	Vazão mássica de água perdida por arraste	[kg/s]
w_e	Vazão mássica de água evaporada	[kg/s]
w_p	Vazão mássica de água perdida por purga	[kg/s]
W, W_{ar}	Umidade absoluta do ar	[kg de vapor de água/kg de ar seco]
W_i	Umidade absoluta do ar na interface ar-água	[kg de vapor de água/kg de ar seco]
W_R	Umidade relativa do ar	[%]
y	Fração molar de água no ar	[mol de água/mol de ar]
y_i	Fração molar de água na interface ar-água	[mol de água/mol de ar]
z	Altura do recheio	[m]
Z_1	Altura total do recheio da torre 1	[m]
Z_2	Altura total do recheio da torre 2	[m]
Z_T	Altura total do recheio da torre	[m]

NOTAÇÕES COM LETRAS GREGAS

α, β, γ	Parâmetros da correlação entre coeficiente global e fluxos de ar e água (Equações 2.42 e 2.43)	
ΔT_{a1}	Diferença entre valor experimental e calculado da temperatura da água no fundo da torre nos ensaios de validação com uma torre	[°C]
ΔT_{saida}	Diferença entre valor experimental e calculado da temperatura da água no fundo das torres nos ensaios de validação com torres acopladas em série	[°C]
η_{ciclo}	Número de ciclos de operação	
η_{eb}	Rendimento eletromecânico do motor da bomba	
η_{ev}	Rendimento eletromecânico do motor do ventilador	
λ	Calor latente de vaporização	[J/kg]
λ_{ref}	Calor latente de vaporização na temperatura de referência	[J/kg]

INTRODUÇÃO

Denomina-se torre de resfriamento de água o equipamento que promove a transferência de calor e massa de uma corrente de água para o ar atmosférico. No caso das torres do tipo evaporativo, este resfriamento de água ocorre através da evaporação de uma pequena parte da corrente de água para uma corrente de ar.

Apesar de sua grande influência na operação de processos industriais, este equipamento geralmente é avaliado apenas durante as fases de projeto e especificação da planta. É fato que os processos industriais podem apresentar falhas e mudanças nas condições operacionais; entretanto, a busca de soluções prioriza o processo em si e raramente prioriza o serviço de utilidades, no qual se encontra a torre de resfriamento.

Os dados de operação de uma torre de resfriamento são normalmente obtidos em catálogos de fabricantes. Assim, mesmo que se encontrem trabalhos sobre torres de resfriamento na literatura, há uma carência de estudos sobre validação de variáveis de operação e avaliações de desempenho a partir de dados experimentais (CORTINOVIS et al., 2009a).

As variáveis usualmente definidas na especificação de uma torre são: carga térmica a ser removida, vazão de circulação da água, diferença de temperatura da água na entrada e saída da torre (*range*) e diferença entre a temperatura da água na saída da torre e a temperatura de bulbo úmido do ar (*approach*).

Na prática, às vezes a temperatura da água na entrada da torre pode ultrapassar o valor de projeto (acima de 50°C). Nesta condição, a força motriz para a transferência de calor e massa tende a ser maior. Essa situação tem sido pouco estudada, inclusive em situações industriais.

O recurso mais frequentemente adotado é o emprego de torres de resfriamento em paralelo. Mas, a princípio, o acoplamento das torres em série pode resultar em um aproveitamento mais eficaz da força motriz de transferência de calor e massa.

No presente trabalho estudou-se experimentalmente e teoricamente o desempenho de um sistema de torres acopladas em série, em operação com temperaturas de água na entrada da torre de até 65°C.

A parte experimental foi desenvolvida em uma unidade piloto constituída de duas torres de resfriamento, trocadores de calor e circuito de água. Nesta etapa, foram realizados ensaios para obtenção de dados para a determinação do coeficiente global de transferência de calor e massa para uma torre de resfriamento, a partir de modelo fenomenológico. Realizaram-se, também, ensaios para a caracterização do desempenho de uma torre de resfriamento de água e de um sistema de duas torres de resfriamento em série, para obtenção de dados para validação.

O estudo teórico compreendeu a modelagem fenomenológica do sistema de torres em série, considerando-se os processos de transferência de calor e massa e os balanços de massa e energia, e a elaboração de um programa para simulação matemática. O estudo teórico foi complementado com o equacionamento para o cálculo dos custos operacionais.

Compararam-se as previsões obtidas pelo programa de simulação com os resultados dos ensaios experimentais, para a validação do modelo.

E, finalmente, estudou-se, através de simulação matemática, a influência das principais variáveis de operação (vazão de ar, vazão de água e temperatura de bulbo úmido) no desempenho de torres de resfriamento acopladas (em série e em paralelo), principalmente na carga térmica e no custo operacional.

1) REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1.1) Importância da torre de resfriamento na indústria.

O sistema de resfriamento por torre é comumente utilizado em indústrias químicas, usinas de energia termoelétricas e nucleares e em sistemas de condicionamento de ar em edifícios. (COOLING TECHNOLOGY INSTITUTE, 2011).

Este sistema, por ser um circuito fechado em relação à água, tem seu uso em larga escala devido a fatores econômicos, pois tem menor perda de água. Esta perda ocorre devido ao arraste de água pela corrente de ar, evaporação e purgas do sistema.

Para o projeto de uma torre de resfriamento, duas variáveis são fundamentais na sua caracterização: a especificação da carga térmica do processo e o *approach*, diferença entre a temperatura de saída da água da torre e a temperatura de bulbo úmido do ar atmosférico que alimenta a torre.

A carga térmica define qual a quantidade de calor que pode ser removida num determinado intervalo de tempo. Sua unidade usual é a unidade de potência watt [W]. O *approach*, sendo uma diferença de temperatura, pode ser considerado como uma medida relativa da força motriz para a transferência de massa da água para o ar. Sendo a temperatura de bulbo úmido dada por condições ambientais. O *approach* define o quanto próximo do limite de transferência de massa uma torre pode chegar.

1.2) Classificação das torres de resfriamento.

Existem algumas classificações das torres de resfriamento conforme o processo de transferência de calor da água, o fornecimento de ar, o tipo de escoamento do ar em relação à água e a alimentação de água.

Quanto à transferência de calor da água tem-se:

- resfriamento evaporativo (wet cooling towers)

Define-se resfriamento evaporativo ao processo de evaporação de uma pequena parte da corrente de água em uma corrente de ar diminuindo a temperatura da água. Como o ar e a água estão em contato direto, tem-se o transporte simultâneo de calor e massa entre a água e o ar. Desta forma, o ar sai da torre com maior umidade e temperatura. Considera-se que a umidade do ar na saída da torre é muito próxima da saturação (BURGER, 1993).

- resfriamento não-evaporativo (dry cooling towers)

O resfriamento não-evaporativo realiza a transferência de calor sensível através de uma superfície que separa o fluido a ser resfriado do ar ambiente, ou seja, um trocador de calor indireto. Neste tipo de torre o fluido a ser resfriado, água quente ou vapor de exaustão de turbinas, passa por serpentinas em contato com ar atmosférico aspirado por ventiladores (COOLING TOWER DESIGN, 2011).

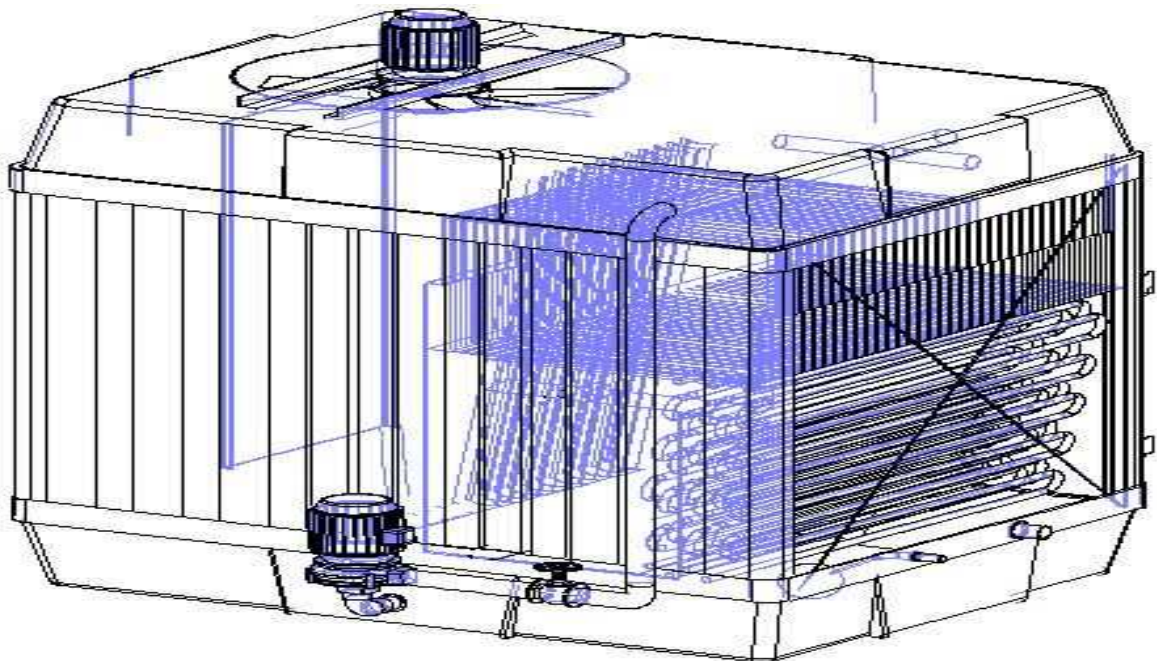


Figura 1.1 - Torre de resfriamento não evaporativo com detalhes da disposição das serpentinas e do ventilador no topo. (COOLING TOWER DESIGN, 2011)

- resfriamento combinado (wet-dry cooling towers)

Neste caso, ocorre uma combinação do resfriamento evaporativo e não-evaporativo no mesmo equipamento. A Figura (1.2) apresenta um esquema deste tipo de torre:

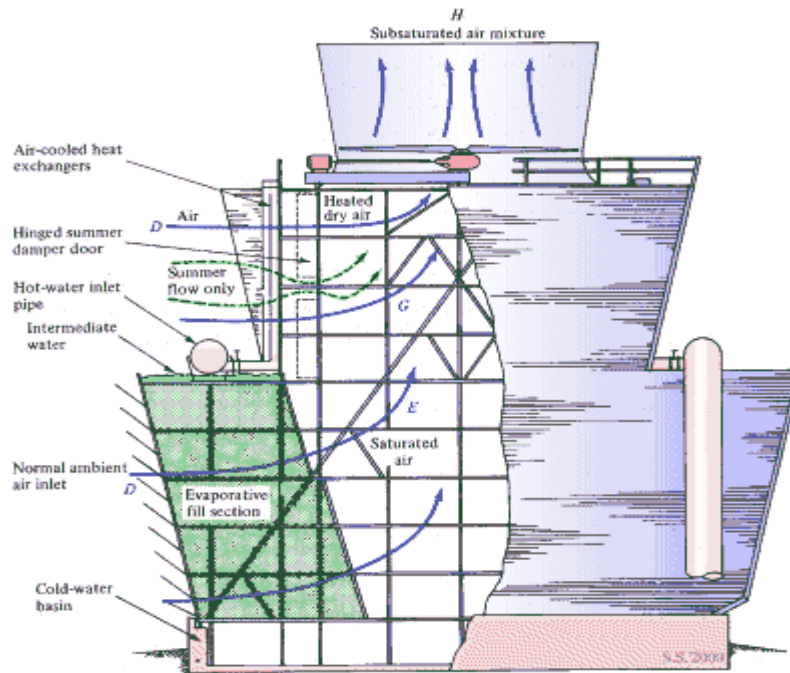


Figura 1.2 - Esquema de uma torre de resfriamento combinada com aspiração forçada. (COOLING TOWER DESIGN, 2011)

Quanto ao fornecimento de ar tem-se:

- circulação natural (natural draft)

As torres com circulação natural utilizam correntes de ar causadas por ventos ou por diferenças de densidade do ar.

As que utilizam os ventos são denominadas torres atmosféricas. Nelas ocorre o fluxo cruzado formado pela água que cai e o movimento horizontal do ar. As torres atmosféricas possuem venezianas ao longo do comprimento do recheio. Através delas, conforme a direção dos ventos, o ar entra por um lado e sai pelo outro.

E as que utilizam diferenças de densidade do ar são denominadas torres hiperbólicas. Seu funcionamento se baseia no contato do ar com a água quente e este, ao ser aquecido, tem sua densidade diminuída. A diferença de densidade entre o ar interno à torre e o ar externo produz um escoamento natural: o ar atmosférico entra pelo fundo da torre e sai aquecido e umidificado pelo topo. Estas torres são denominadas hiperbólicas devido a sua forma que proporciona resistência estrutural e o uso mínimo de material. A forma hiperbolóide também ajuda a acelerar o fluxo de

ar ascendente convectivo, melhorando a eficiência do resfriamento. Normalmente, estas construções são associadas a usinas de energia nuclear e termoelétrica.

Para os dois tipos de torres com circulação natural, o funcionamento é dependente das condições ambientais do ar atmosférico. Caso a temperatura do ar ou sua umidade relativa aumente o funcionamento da torre estará comprometido. Para as torres atmosféricas há ainda um fator crítico: a velocidade do vento deve estar acima de um limite mínimo a maior parte do tempo de operação. Assim, a escolha da localidade de instalação deve considerar o clima da região.



Figura 1.3 - Torre de resfriamento hiperbólica com circulação natural. (COOLING TOWER DESIGN, 2011)

- aspiração mecânica (mechanical draft)

As torres com aspiração mecânica utilizam ventiladores que forçam circulação do ar através da torre. A aspiração mecânica pode ser induzida (induced draft) ou forçada (forced draft).

Na torre de aspiração mecânica induzida, um ventilador na descarga aspira o ar através da torre. Isso produz uma entrada a baixa velocidade e saída em alta velocidade acima de sua captação, facilitando sua dispersão e reduzindo a

possibilidade de recirculação de ar. Entretanto, quanto maior o recheio na torre, maior a potência necessária no ventilador.

Na torre de aspiração mecânica forçada, um ventilador na entrada força um fluxo de ar através do recheio da torre. Isso produz uma entrada a alta velocidade e saída em baixa velocidade, havendo maior possibilidade de recirculação de ar. Outra desvantagem é que este arranjo exige mais potência do motor quando comparado com uma torre de aspiração mecânica induzida nas mesmas condições. Isto ocorre, porque o ar necessita fazer um desvio de 90° que causa grande perda de carga.



Figura 1.4 - Torre de resfriamento com aspiração mecânica forçada (ventilador na captação de ar). A entrada do ar é em alta velocidade. (COOLING TOWER DESIGN, 2011)



Figura 1.5 - Torre de resfriamento com aspiração mecânica induzida (ventilador na descarga de ar). A saída do ar é em alta velocidade. (HIDROTÉRMICA, 2011)

As torres com aspiração mecânica induzida podem variar conforme o escoamento do ar em relação à água:

- fluxo cruzado (crossflow)

Nesta configuração o ar é aspirado através de aberturas laterais e entra no recheio em direção perpendicular ao escoamento de água.

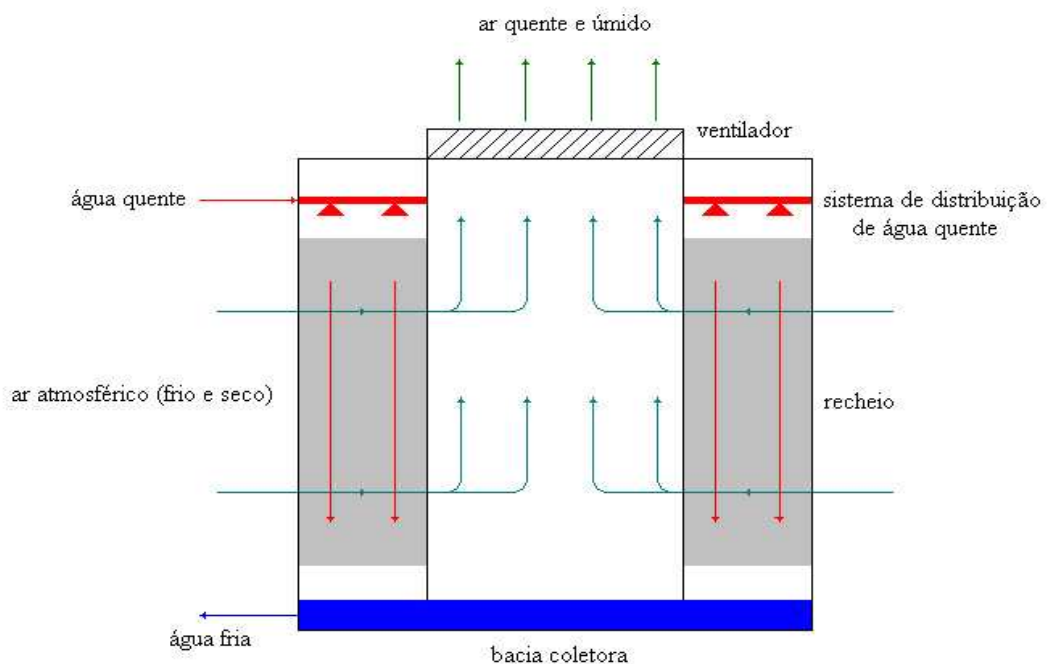


Figura 1.6 - Esquema de funcionamento de uma torre de aspiração mecânica induzida com fluxo cruzado.

- fluxo contracorrente (counterflow)

Nesta configuração o ar é aspirado logo abaixo do recheio. Desta forma, ao entrar no recheio, o ar está em sentido contrário ao do escoamento da água.

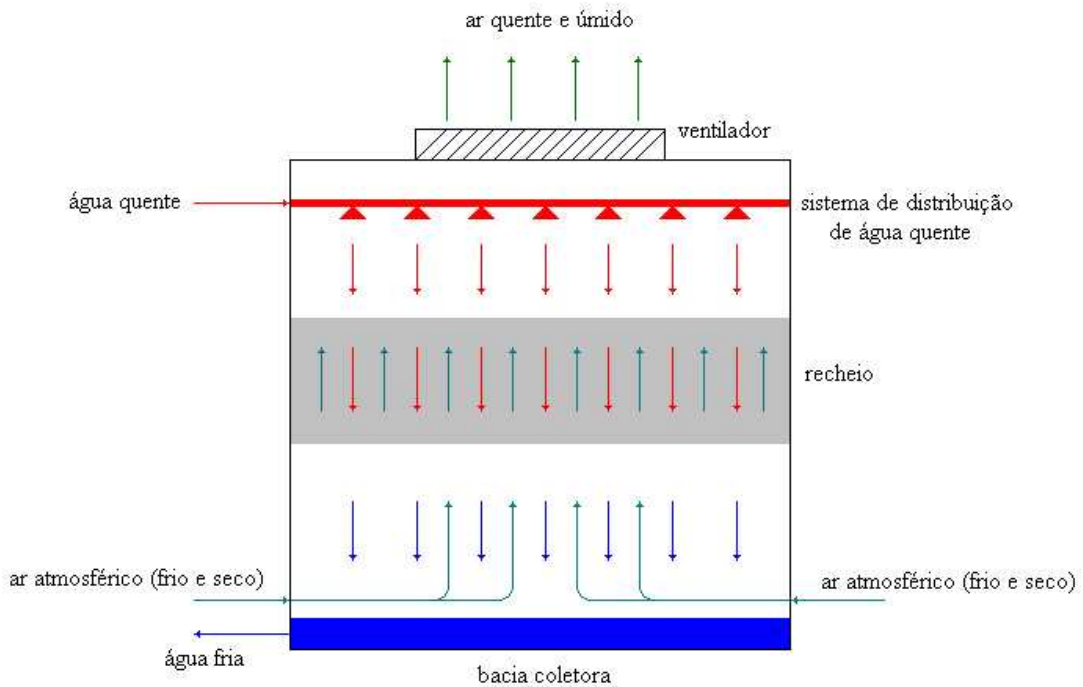


Figura 1.7 - Esquema de funcionamento de uma torre de aspiração mecânica induzida com fluxo contracorrente.

Quanto à alimentação de água:

Esta classificação aplica-se às torres de resfriamento do tipo evaporativo. A água quente pode ser distribuída no interior da torre por gravidade ou por bicos pulverizadores.

- distribuição por gravidade

Neste sistema, a água quente é coletada numa bacia no topo da torre, aberta para a atmosfera, com orifícios dispostos de modo a evitar escoamento preferencial no recheio. Cada orifício possui um aspessor para melhor espalhamento da água. Este sistema é geralmente utilizado em torres de fluxo cruzado.



Figura 1.8 - Distribuição por gravidade. A água é coletada em uma bacia e os orifícios possuem estruturas de aspersão para evitar escoamento preferencial. Nesta foto, algumas destas estruturas foram removidas de seus orifícios.

- distribuição por sprays

A água é alimentada em uma bateria de bicos sprays dimensionados e arranjados para distribuição uniforme da água. Este sistema é geralmente utilizado em torres de fluxo contracorrente.

1.3) Terminologia utilizada na tecnologia de torres de resfriamento evaporativas.

No estudo das torres de resfriamento são empregados termos referentes à sua tecnologia. Seguem algumas definições (entre parênteses, as palavras equivalentes em inglês):

- *approach*: diferença entre a temperatura da água que sai da torre e a temperatura de bulbo úmido (BURGER, 1994).
- *arraste (drift)*: perda de água de circulação da torre pelo arraste de gotículas na exaustão de ar.

- *bacia coletora*: existem duas bacias coletoras. A bacia que coleta água quente também é chamada de distribuidor e encontra-se no topo da torre. É utilizada em torres com distribuição por gravidade. A bacia que coleta água fria, também chamada de piscina, localiza-se logo abaixo do recheio. Nela a água resfriada é coletada e bombeada ao circuito de água de resfriamento.
- *carga térmica*: também chamada demanda térmica, é a quantidade de calor por unidade de tempo removida da água pela torre de resfriamento. É definida pelo processo, influenciando o projeto da torre.
- *eliminadores de gotículas (drift eliminator)*: são conjuntos de chicanas ou obstáculos colocados entre o sistema de distribuição de água e o ponto de descarga do ar ou ventilador e têm como objetivo minimizar a perda de água por arraste na corrente de ar que sai da torre para a atmosfera fazendo com que as gotículas ao baterem nestes obstáculos perdem velocidade e separam-se da corrente de ar permanecendo na torre de resfriamento.
- *make up*: reposição de água perdida por evaporação, arraste ou purga. Normalmente é expressa como percentagem da vazão mássica da água circulante e é controlada por válvula bóia instalada na bacia coletora de água fria da torre.
- *pluma*: fluxo de ar saturado que deixa a torre. Em contato com o ar ambiente resfriado a pluma torna-se visível.
- *purga (blow-down)*: eliminação contínua ou intermitente de uma pequena parte da água circulante a fim de prevenir excesso de concentração de sólidos devido à evaporação de água.
- *range*: diferença de temperatura entre a água na entrada da torre (água quente) e a água de saída (água fria) (CHEREMISINOFF; CHEREMISINOFF, 1981).

- *recheio (fill)*: também chamado de enchimento. Consiste de uma estrutura de alumínio, plástico ou ripas de madeira sem pregos utilizada para aumentar a área de contato da água com o ar. Seu uso causa perda de carga no escoamento de ar.

1.4) Variáveis psicrométricas.

Seguem as definições de variáveis utilizadas no projeto e operação das torres de resfriamento. Estas variáveis são definidas na Psicrometria:

- temperatura de bulbo seco (T_{bs}): é a própria temperatura do ar, ou seja, medida pelo termômetro com o bulbo diretamente em contato com o ar.
- temperatura de bulbo úmido (T_{bu}): define-se como a temperatura em regime permanente que uma pequena quantidade de água atinge quando exposto a uma corrente de ar não saturado em condições adiabáticas (FOUST et al., 1982). Para medi-la, utiliza-se um termômetro comum com o bulbo envolto em uma mecha úmida.
- umidade absoluta (W): define-se como a massa de vapor de água contida na massa de ar seco. A umidade absoluta depende apenas da pressão parcial do vapor na mistura quando a pressão total é fixa (MCCABE et al. 1993):

$$W = \frac{M_a \cdot P_{va}}{M_{ar} \cdot (P - P_{va})} \quad (1.1)$$

- umidade relativa (W_R): É o quociente da pressão parcial do vapor de água na mistura e a pressão de vapor de água dessa mistura na condição de saturação, e é expressa em percentagem:

$$W_R = 100 \cdot \frac{P_{va}}{P_{va}^*} \quad (1.2)$$

1.5) Conceitos de transferência de calor e de massa entre ar e água.

A transferência de calor e de massa é o princípio fundamental do funcionamento de uma torre de resfriamento. Para entendimento desta transferência pode-se considerar uma gota suspensa no ar, conforme a Figura (1.9):

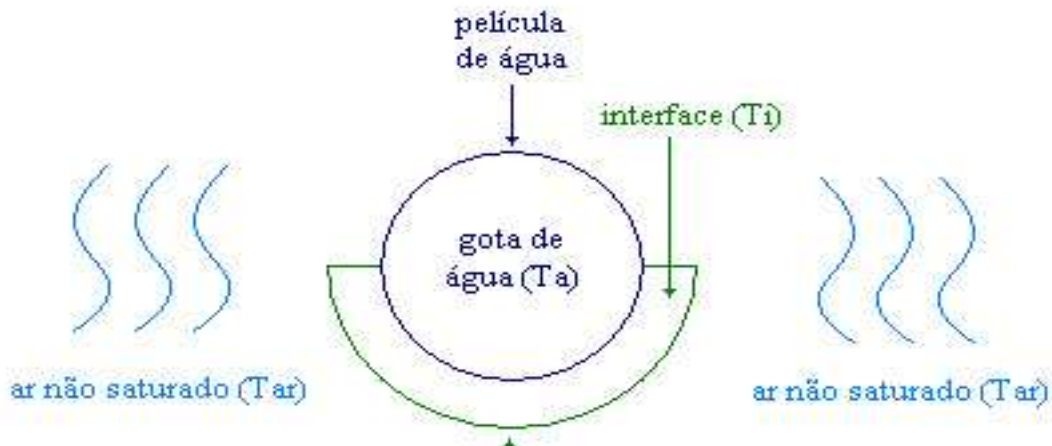


Figura 1.9 - Diagrama indicando as regiões delimitadas no modelo da gota. A representação da interface está exagerada para fins didáticos.

A fronteira entre a gota e o ar é a interface e esta região apresenta algumas propriedades específicas. Considera-se que na interface não há resistência ao transporte de massa ou calor e que as duas fases estão em equilíbrio, com temperatura de interface (T_i), e do lado ar, entalpia de interface (H_i) e umidade absoluta de interface (W_i). No modelo do filme, considera-se uma fina camada de ar onde há o gradiente de temperatura e umidade (MCCABE et al., 1993).

Admite-se que a temperatura na interface e a temperatura da água ($T_i = T_a$) são iguais, pois a resistência à transferência de massa na fase líquida é desprezível com relação à da fase ar (MCCABE et al., 1993).

Colocando-se em contato uma corrente de água quente com uma corrente de ar frio, tem-se a transferência de calor da fase líquida para o gás através da evaporação de parte da água para o ar não saturado. Uma representação desta transferência é apresentada na Figura (1.10).

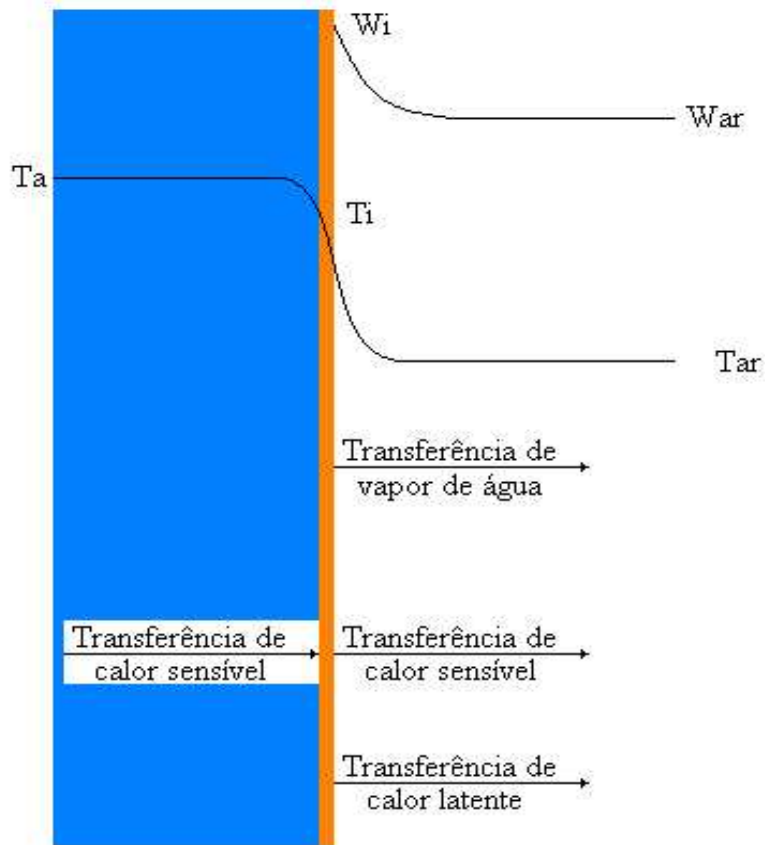


Figura 1.10 - Transferência de calor na interface ar - água.

Este esquema qualitativo pode ser aplicado para entender o que ocorre no topo e no fundo das torres de resfriamento. Para uma torre de resfriamento com escoamento de água e ar em contracorrente, têm-se as seguintes situações, ilustradas na Figura (1.11).

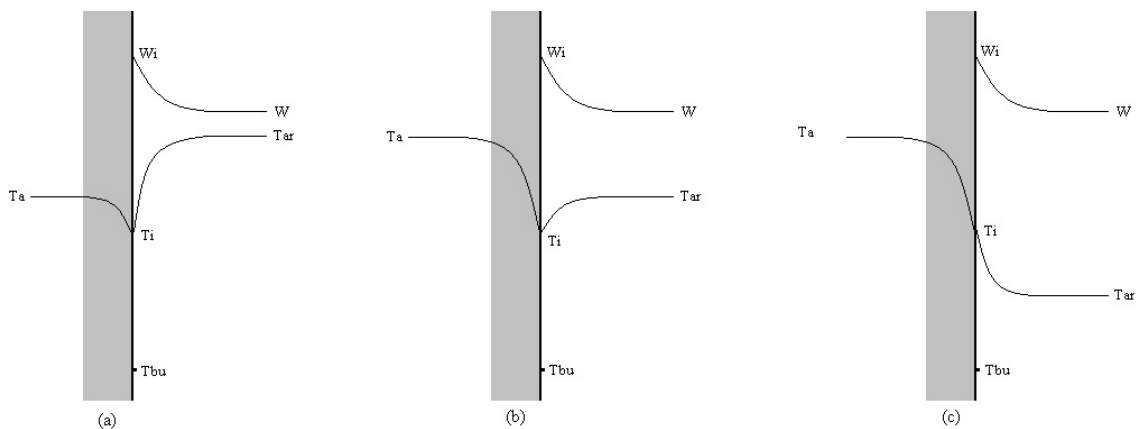


Figura 1.11 - Perfis de umidade e de temperatura de possíveis condições no fundo da torre (a), (b) e no topo da torre (c). (MCCABE et al. 1993)

A Figura (1.11(a)) representa as variações de umidade e temperatura no fundo da torre de resfriamento. Neste ponto o ar entra com uma temperatura maior que a temperatura da água, porém a água está saindo resfriada porque a temperatura da interface é menor que a temperatura média da água. A umidade absoluta na interface é maior que a média do ar, isto constitui força motriz para a transferência de massa do vapor de água para o ar.

A Figura (1.11(b)) também representa as variações no fundo da torre de resfriamento. Neste caso, a temperatura do ar é menor que a temperatura da água que está saindo, porém ainda acima da temperatura de interface. Desta forma ainda ocorre transferência de calor sensível para o ar, porém em menor escala porque a força motriz diminui.

A Figura (1.11(c)) representa o topo de uma torre de resfriamento. A água está vindo do processo, logo está quente. O ar está com umidade relativa elevada por ter percorrido todo recheio da torre trocando calor e massa com a água. A água, em temperatura maior que a temperatura do ar, cede calor elevando sua temperatura e sua pressão de vapor, conseqüentemente, o valor da umidade relativa cai. Assim, ocorre evaporação da água, resfriando-a.

1.6) Balanço de massa e energia na torre de resfriamento.

Seja uma torre de resfriamento com escoamento água-ar em contracorrente, conforme Figura (1.12). A água alimentada no topo da torre é distribuída uniformemente pelo enchimento por gravidade. A vazão de ar é ascendente e também considerada uniformemente distribuída ao longo de uma secção transversal. Definindo-se um volume de controle numa dada altura da torre e tendo este volume de controle uma altura infinitesimal dz , admite-se que numa dada secção a temperatura, entalpia, umidade vazões de ar e de água são constantes. (MCCABE et al., 1993)

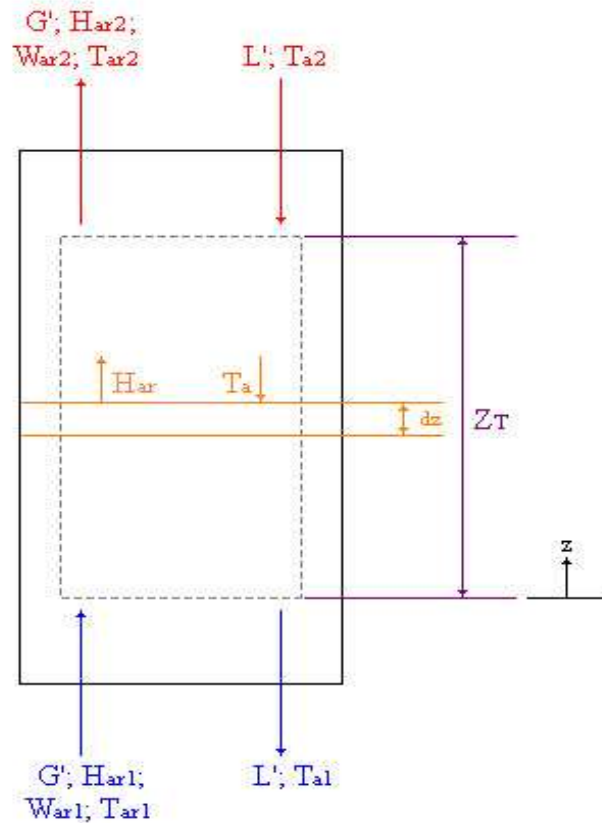


Figura 1.12 - Esquema de torre de resfriamento com escoamento água-ar em contracorrente, com volume de controle estabelecido.

Aplicando o balanço de energia no volume de controle infinitesimal dV , de área A e altura representada por dz na Figura (1.12), tem-se:

$$d(G' \cdot H_{ar}) = d(L' \cdot H_a) \Rightarrow G' \cdot dH_{ar} = L' \cdot dH_a \quad (1.3)$$

Pode-se considerar que o fluxo de gás não varia ao longo do comprimento da torre, pois está expresso em base seca. Considerando que a taxa de água evaporada varia muito pouco, pode-se considerar que dL' é praticamente nulo. Sendo a entalpia específica da água expressa em função da variação da sua temperatura, tem-se a equação (1.4).

$$G' \cdot dH_{ar} = L' \cdot c_L \cdot dT_a \quad (1.4)$$

Integrando-se a equação acima para todo o volume de controle, no sentido do eixo z crescente, tem-se:

$$G' \cdot (H_{ar2} - H_{ar1}) = L' \cdot c_L \cdot (T_{a2} - T_{a1}) \quad (1.5)$$

Assim, para uma altura genérica no interior da torre, o balanço de energia é dado por:

$$G' \cdot (H_{ar2} - H_{ar}) = L' \cdot c_L \cdot (T_{a2} - T_a) \quad (1.6)$$

A altura do recheio da torre de resfriamento pode ser determinada através das curvas de operação e de equilíbrio na torre de resfriamento e de um coeficiente global de transferência de massa e calor baseado na diferença de entalpia como força motriz. Subentendendo-se a hipótese de que a temperatura da água é praticamente igual à da interface (BENNETT, MYERS, 1978) o fluxo de calor por unidade de área da interface para o ar é expresso por:

$$G' \cdot c_S \cdot dT_{ar} = h_G \cdot a_H \cdot (T_i - T_{ar}) \cdot dz \quad (1.7)$$

Considerando-se que o ar é uma solução diluída, ou seja, contém baixo teor de vapor de água mesmo saturado; a taxa de transferência de massa de vapor de água na interface água-ar, em base molar, é dada por:

$$G'_M \cdot dy = k_G \cdot a_M \cdot (y_i - y) \cdot dz \quad (1.8)$$

Sendo a concentração de água no ar pequena, para relacionar a vazão mássica com a vazão molar, pode-se adotar que a massa molar da mistura seja a massa molar do ar, expressa pela equação (1.9).

$$G'_M \cong \frac{G'}{M_V} \quad (1.9)$$

Ainda, devido à diluição do ar, pode-se considerar a seguinte relação entre a fração molar de vapor de água é a umidade absoluta:

$$\frac{W}{M_a} \cong \frac{y}{M_V} \quad (1.10)$$

Assim, a equação (1.8) pode ser reescrita como:

$$G' \cdot dW = k_G \cdot a_M \cdot (W_i - W) \cdot dz \quad (1.11)$$

Multiplicando-se a equação (1.11) pela entalpia de vaporização à temperatura de referência, tem-se:

$$(\lambda_{ref}) \cdot G' \cdot dW = (\lambda_{ref}) \cdot k_G \cdot a_M \cdot (W_i - W) \cdot dz \quad (1.12)$$

Somando-se a equação (1.12) com (1.7):

$$G' \cdot (\lambda_{ref} \cdot dW + c_S \cdot dT_{ar}) = [\lambda_{ref} \cdot k_G \cdot a_M \cdot (W_i - W) + h_G \cdot a_H \cdot (T_i - T_a)] \cdot dz \quad (1.13)$$

Considerando que a área de transferência de calor é a mesma que a área de transferência de massa, ou seja, $a_H = a_M = a$, tem-se:

$$G' \cdot (\lambda_{ref} \cdot dW + c_S \cdot dT_{ar}) = [\lambda_{ref} \cdot k_G \cdot a \cdot (W_i - W) + h_G \cdot a \cdot (T_i - T_a)] \cdot dz \quad (1.14)$$

Considerando que para vapor de água diluído em ar o número de Lewis é aproximadamente 1, ou seja, que há uma igualdade entre a condutância da transferência de massa e a condutância da transferência de calor, igualdade esta denominada relação de Lewis, tem-se, pela analogia de Chilton-Colburn (MILLS, 2001):

$$Le = \frac{h_G}{c_S \cdot k_G} \cong 1 \quad (1.15)$$

Então tem-se que $h_G = c_S \cdot k_G$. Substituindo-se h_G na equação (1.14) resulta:

$$G' \cdot (\lambda_{ref} \cdot dW + c_S \cdot dT_{ar}) = [k_G \cdot a \cdot \lambda_{ref} \cdot (W_i - W) + c_S \cdot k_G \cdot a \cdot (T_i - T_a)] \cdot dz \quad (1.16)$$

$$G' \cdot (\lambda_{ref} \cdot dW + c_S \cdot dT_{ar}) = k_G \cdot a \cdot [\lambda_{ref} \cdot (W_i - W) + c_S \cdot (T_i - T_a)] \cdot dz \quad (1.17)$$

A entalpia específica do ar pode ser expressa por (MCCABE et al. 1993):

$$dH_{ar} = \lambda_{ref} \cdot dW + c_S \cdot dT_{ar} \quad (1.18)$$

Substituindo-se na equação (1.17), tem-se:

$$G' \cdot dH_{ar} = k_G \cdot a \cdot (H_i - H_{ar}) \cdot dz \quad (1.19)$$

Então a variação de entalpia na corrente de gás é proporcional à força motriz expressa pela diferença da entalpia no seio do ar e da entalpia do ar na interface. Considerando-se a fase líquida, o fluxo de transferência de calor nesta fase é calculado a partir do balanço de energia, expresso pela equação (1.4), e da equação (1.19):

$$h_L \cdot a \cdot (T_a - T_i) \cdot dz = k_G \cdot a \cdot (H_i - H_{ar}) \cdot dz \quad (1.20)$$

Rearranjando-se a equação acima tem-se a expressão (1.21), que relaciona a entalpia e temperatura do ar na interface com a entalpia e temperatura no seio do ar.

$$\frac{(H_i - H_{ar})}{(T_i - T_a)} = -\frac{h_L \cdot a}{k_G \cdot a} = -\frac{h_L}{k_G} \quad (1.21)$$

Retomando-se a equação (1.19) e integrando-se para toda a altura da torre, obtém-se:

$$\int_{H_{ar1}}^{H_{ar2}} \frac{dH_{ar}}{H_i - H_{ar}} = \frac{k_G \cdot a \cdot Z_T}{G'} \quad (1.22)$$

Na equação (1.22) a força motriz está referida apenas à fase ar, assim como o transporte de massa. Como existe a dificuldade da obtenção dos coeficientes individuais ($h_L \cdot a$) e ($k_G \cdot a$), adota-se uma abordagem com base em um coeficiente global de transferência de massa e calor. Dessa forma, a equação (1.19) pode ser reescrita da seguinte forma (BURGER, 1991):

$$G' \cdot dH_{ar} = K_G \cdot a \cdot (H_{ar}^* - H_{ar}) \cdot dz \quad (1.23)$$

sendo ($K_G \cdot a$) o coeficiente global de transferência de calor e massa.

A força motriz ($H_{ar}^* - H_{ar}$) pode ser expressa pela equação (1.24), considerando-se a hipótese da limitação do transporte de calor e massa pela fase gás (ar).

$$(H_{ar}^* - H_{ar}) \cong (H_i - H_{ar}) \quad (1.24)$$

Substituindo-se o primeiro membro da equação (1.23) pela equação (1.4) e efetuando-se a integração, tem-se:

$$\int_{T_{a1}}^{T_{a2}} \frac{L' \cdot c_L}{K_G \cdot a \cdot (H_{ar}^* - H_{ar})} dT_a = Z_T \quad (1.25)$$

A equação acima pode ser expressa em termos do número de unidades de transferência e a altura de uma unidade de transferência global com base na fase gás, definidas pelas equações (1.26) e (1.27).

$$\int_{H_{ar1}}^{H_{ar2}} \frac{dH_{ar}}{(H_{ar}^* - H_{ar})} = NUT = \frac{Z_T}{AUT} \quad (1.26)$$

$$AUT = \frac{G'}{K_G \cdot a} \quad (1.27)$$

A altura da torre pode ser calculada a partir da altura da unidade de transferência e do número de unidades de transferência, conforme equação (1.28).

$$Z_T = NUT \cdot AUT \quad (1.28)$$

A linha de operação é obtida a partir da integração da equação (1.4) que relaciona a variação de entalpia do ar com a variação da temperatura da água. A equação obtida é:

$$H_{ar2} - H_{ar1} = \left(\frac{L'}{G'} \right) \cdot c_L \cdot (T_{a1} - T_{a2}) \quad (1.29)$$

Esta equação representa a linha de operação para uma torre de resfriamento com escoamento de ar-água em contracorrente.

Na Figura (1.13) estão representadas a linha de saturação (entalpia do ar saturado em função da temperatura) e a linha de operação em função da temperatura da água. A área entre a curva de saturação e a linha de operação indica o potencial de transferência de calor e massa. Variações da inclinação da linha de operação $\left(\frac{L'}{G'} \right)$ ou nas temperaturas de entrada e saída da torre de resfriamento implicam em variações do número de unidades de transferência e altura da torre.

Aumentando-se a vazão de água ou diminuindo a vazão de ar na torre, aumenta-se a inclinação da linha de operação. Quando a linha de operação, reta AB no gráfico, aproxima-se da curva de saturação, ocorre diminuição da força motriz ($H_i - H_{ar}$) do sistema; isto causa aumento do NUT , conseqüentemente, aumenta-se a altura da torre. Diminuindo-se a vazão de água ou aumentando a vazão de ar, ocorre o inverso, a linha de operação distancia-se da curva de saturação, diminuindo o NUT e a altura necessária da torre de resfriamento.

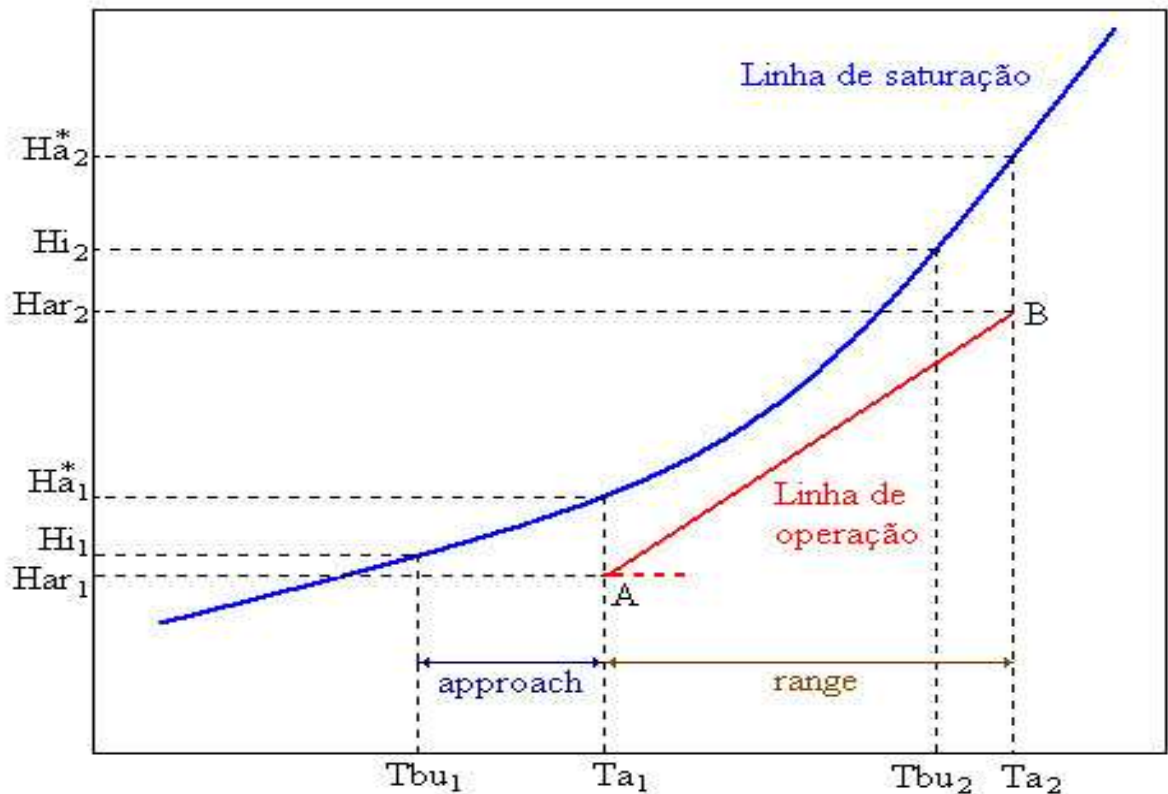


Figura 1.13 - Linha de operação e de equilíbrio para uma torre de resfriamento com escoamento de ar-água em contracorrente.

1.7) Análise fenomenológica e sistêmica de torres de resfriamento.

Dois tipos de abordagem foram considerados na revisão de literatura: os estudos de otimização e avaliação das interações do sistema de resfriamento com o processo e os estudos fenomenológicos do desempenho de torres de resfriamento. Na literatura aberta não foram encontrados estudos do acoplamento de torres em série, objeto desta dissertação.

As interações do sistema de resfriamento com o processo foram estudadas em alguns trabalhos, destacando-se os de CASTRO et al. (2000), KIM e SMITH (2001), CORTINOVIS et al. (2009a), CORTINOVIS (2009b) et al. e RUBIO-CASTRO et al. (2010). O estudo sobre desempenho das torres em condições adversas (temperatura da água na entrada da torre acima de 50°C) foi realizado no trabalho de MELLO (2008).

CORTINOVIS et al. (2009b) apresentam um modelo integrado para minimização dos custos operacionais de um sistema de resfriamento de água, constituído da torre e rede de trocadores de calor. Estudaram também alguns casos de operação ótima. Verificaram que as variáveis operacionais consideradas foram; nesta ordem: a vazão da água de recirculação, a vazão do ar e a remoção provocada da parte da água de retorno à torre com a respectiva reposição.

No trabalho de HAJIDAVALLOO (2010), aplicou-se um modelo matemático convencional, baseado no método de Merkel, a uma coluna de resfriamento industrial composta de três células em paralelo. O objetivo foi investigar a influência de grandes variações de temperatura de bulbo úmido no desempenho térmico. Os resultados obtidos apresentaram boa concordância com os dados experimentais obtidos da planta industrial. Constatou-se que com o aumento da temperatura de bulbo úmido, o *range*, a taxa de evaporação de água e o *approach* aumentam consideravelmente.

Estudos fenomenológicos do desempenho de torres de resfriamento são apresentados em vários artigos da literatura, dentre os recentes, como exemplos têm-se os trabalhos de MELLO (2008) e RUBIO-CASTRO (2010).

MELLO (2008) desenvolveu um modelo fenomenológico e a partir de dados experimentais obtidos numa planta piloto para temperatura de entrada de água de até 50°C. Obteve como resultado uma correlação para o desempenho da torre em função das principais variáveis de processo: fluxos mássicos de ar e de água. Os resultados apresentaram boa concordância com os da literatura. Constatou-se que o coeficiente de transporte de massa na torre de resfriamento aparentemente não é praticamente afetado pela temperatura de entrada de água.

2) MATERIAIS E MÉTODOS

2.1) Descrição da instalação.

A instalação utilizada nos experimentos consiste de uma planta piloto e está montada no Edifício Semi-Industrial do Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica (EPUSP), e divide-se em três sistemas: aquecimento, trocadores e resfriamento, interligados por uma rede de tubulação.

Esta instalação foi utilizada nos trabalhos de CORTINOVIS (2004) e MELLO (2008). Atualmente, o sistema é utilizado em pesquisas e em atividades de laboratório da disciplina Fenômenos de Transporte III, do curso de graduação.

O sistema de aquecimento é composto de 5 tanques de polipropileno com aquecedores. O conjunto de tanques é composto de 1 tanque de 3,45 m³, com altura de 3,10 m e diâmetro de 1,20 m e 4 tanques de 0,67 m³, com altura de 1,33 m e diâmetro de 0,80 m. O tanque maior tem uma resistência elétrica tubular de imersão de 25 kW e os outros tanques possuem o mesmo tipo de resistência porém com potência de 10 kW.

As resistências elétricas são energizadas por 5 controladores programados para aquecer água até 100°C. Entretanto, dada a limitação tanto do material dos tubos quanto do material dos tanques, o valor máximo que a temperatura da água pode alcançar é de 85°C. Caso ocorra um superaquecimento, apenas o tanque de máxima capacidade, nomeado TQ-01, tem a função de alarme luminoso.

A rede de tubulação utilizada para água quente forma um circuito fechado entre tanques e trocadores. Esses tubos são de cloreto de polivinila clorado (CPVC), material que suporta fluidos com temperatura de até 85°C. E a rede utilizada para água fria, ligando os trocadores e as torres, utiliza tubos de cloreto de polivinila (PVC).

Os trocadores de calor, do tipo casco-tubos são nomeados TC e numerados de 01 a 05. Pelos tubos, escoam a água de resfriamento e pelo casco, água quente. A água de resfriamento, após passar pelos trocadores, retorna às torres de resfriamento.

O fluido de processo, água quente, após passar pelos trocadores, retorna ao tanque pulmão, de maior capacidade, TQ-01, para evitar perturbações aos tanques menores que alimentam a rede de trocadores. A Tabela (2.1) apresenta as características de cada trocador.

Tabela 2.1 - Características dos trocadores de calor.

Trocador	Área (m ²)	número de passos pelos tubos	comprimento do tubo (cm)	diâmetro (cm)	vazão de projeto (m ³ /h)	
					casco	tubo
TC-01	0,54	2	50	16	1-2	1-5
TC-02	0,54	2	50	16	1-2	1-5
TC-03	0,67	4	60	16	1-2	1-5
TC-04	0,87	2	70	16	1-2	1-5
TC-05	1,20	2	100	16	1-2	1-5

Para o presente trabalho, foram feitas algumas alterações na configuração do sistema, de forma a viabilizar a operação das torres em série e com temperaturas de água na alimentação das torres maiores que 60°C.

Nas experiências realizadas, dada a necessidade da medida das vazões da água de resfriamento e as falhas de alguns medidores de vazão, apenas dois dos 5 trocadores foram aproveitados, TC-01 e TC-02, ou seja, os dois primeiros de cima para baixo, na Figura 2.1.

Na linha proveniente do tanque TQ-05, foi construída uma derivação, cuja vazão é ajustada por uma válvula globo e permite que o escoamento de água quente seja direcionado para a entrada das torres, caso estejam ligadas em paralelo ou operando com apenas uma torre. Caso estejam operando em série, o escoamento é direcionado para a entrada da torre TR-01.

O sistema de resfriamento é composto de duas torres de resfriamento evaporativas, com aspiração mecânica e escoamento água-ar cruzado, fabricadas pela Hidrotérmica e identificadas como TR-01 e TR-02 (Figura 2.2).

Estas torres possuem recheio plástico do tipo GRT (blocos de grade trapezoidais) com altura e largura de 0,90 m e profundidade de 0,60 m. Por serem de plástico injetado, suportam água a até 85°C.



Figura 2.1 - Rede de trocadores de calor. Os trocadores estão ordenados numericamente de TC-01 até TC-05 de cima para baixo. Os trocadores utilizados são os dois primeiros (TC-01 e TC-02).

Cada torre tem sua própria aspiração mecânica com um ventilador de potência de 1 HP e sua frequência máxima de rotação é de 1894 rpm. A rotação é controlada por inversores de frequência. O ar aspirado sai por uma tubulação com diâmetro nominal de 0,406 m e 0,363 m de diâmetro interno (Figura 2.3).



Figura 2.2 - Sistema de resfriamento com as torres TR-01 e TR-02.



Figura 2.3 - Dutos de escoamento de ar das torres de resfriamento TR-01 e TR-02.

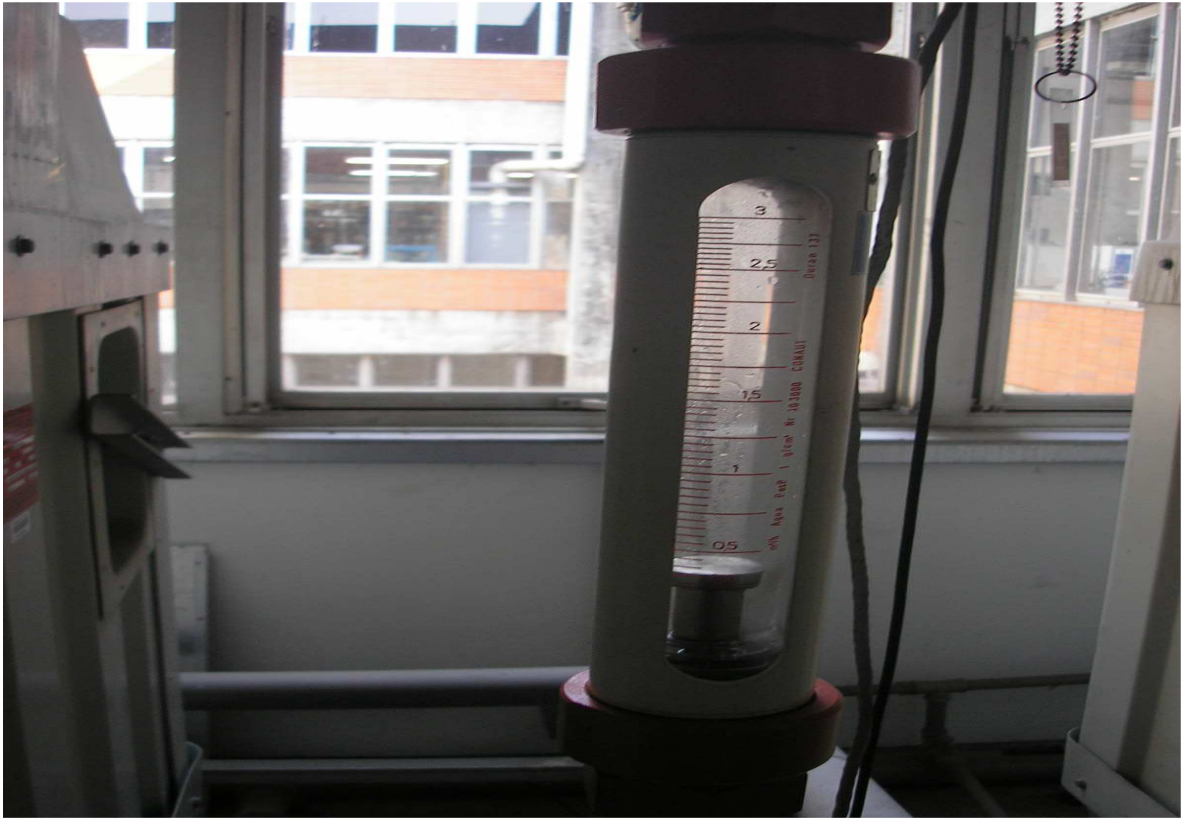


Figura 2.4 - Rotômetro localizado na conexão da saída da TR-01 com a entrada da TR-02. Seu fundo de escala é de 3 m³/h.



Figura 2.5 - Distribuidor construído com tubos de PVC na entrada das torres TR-01 e TR-02.

As torres estão conectadas entre si de modo que as duas podem ser utilizadas simultaneamente, em paralelo ou em série, conforme manipulação de válvulas. No caso da operação em série, foi necessária a instalação de um rotâmetro para se medir e ajustar a vazão de água entre as duas torres (Figura 2.4). Outra modificação importante foi a instalação de um novo sistema de alimentação de água às torres para melhorar a aspersão e evitar escoamento preferencial durante a operação (Figura 2.5).

Distribuídos pelo sistema, existem sensores que tornam possível registrar valores de temperatura em determinados pontos. Através de um programa criado em LabVIEW®, instalado em um microcomputador, e de circuitos específicos, é possível registrar esses dados em arquivo com um intervalo de tempo definido pelo usuário. Porém, por falhas nos sensores e no software de aquisição, este recurso não foi utilizado. Não foi possível solucionar estes problemas em tempo hábil, tanto na parte física quanto na programação. A única parte do software que está em funcionamento é a que permite ajustar a rotação dos ventiladores.

2.2) Metodologia experimental.

Os experimentos nas torres de resfriamento tem como objetivo medir as variáveis utilizadas no cálculo do coeficiente global de massa e energia ($K_G \cdot a$). Este coeficiente caracteriza a torre de resfriamento em sua operação.

A instalação possui as seguintes variáveis mensuráveis:

- temperaturas de bulbo úmido e seco
- temperaturas da água na entrada e na saída das torres
- rotação dos ventiladores
- vazões de água de resfriamento e aquecimento
- temperatura da água nos tanques

Entretanto, somente algumas são necessárias para o cálculo do coeficiente global de transferência de massa e energia ($K_G \cdot a$). As variáveis mensuráveis e necessárias para este cálculo são:

- temperaturas de bulbo úmido e seco
- temperaturas da água na entrada e na saída das torres
- rotação dos ventiladores
- vazão de água de resfriamento

As temperaturas de bulbo seco e úmido são medidas com um psicrômetro, que consiste de um termômetro comum e um termômetro com bulbo envolvido em tecido úmido. Os termômetros são calibrados e apresentam incerteza de $0,5^{\circ}\text{C}$. Estas variáveis são utilizadas para definir as propriedades entálpicas do ar que entra na torre de resfriamento.

As medições foram feitas ao longo de cada experimento. Como são dependentes de condições ambientais, estas variáveis não são controláveis e, portanto, a condição de regime permanente deve ser sempre verificada. Entretanto, foi constatada a ocorrência de variações de pequena amplitude nos valores medidos das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido ao longo dos ensaios. Estas variações podem estar relacionadas ao fato de que o tempo de realização de cada experimento não foi suficientemente longo para permitir que a variável de processo alcançasse a condição de estado estacionário.

O *range* da torre, definido como diferença das temperaturas da água na entrada e na saída da torre, deve ser considerado no intervalo de integração para o cálculo do $(K_G \cdot a)$. Para a medição destas temperaturas são retiradas amostras de água da entrada e da saída da torre. Essas temperaturas são medidas com um termômetro convencional de mercúrio calibrado e que apresentou incerteza de $0,5^{\circ}\text{C}$.

As amostras da saída da torre foram retiradas na parte inferior do enchimento. A retirada de água do reservatório não é válida, pois a temperatura da água naquele ponto tende a ser diferente da temperatura de saída da água do enchimento devido à inércia térmica da massa de água acumulada.

A vazão de água de resfriamento é medida, utilizando-se os medidores de vazão eletromagnéticos, instalados no sistema. Quando as torres estão conectadas em série, a vazão de uma torre à outra é medida através de um rotâmetro, sendo ajustada por meio de uma válvula. Esta vazão de água deve ser igual àquela

resultante da soma dos valores apresentados nos medidores de vazão eletromagnéticos. Assim, evita-se a variação do nível de água na bacia das torres, operando-se em regime permanente.

A rotação dos ventiladores é controlada por inversores de frequência, os quais estão equipados com indicadores locais que mostram o valor da rotação em rpm. O algoritmo usado para o ajuste da rotação foi programado no aplicativo LabVIEW®.

A correlação entre a rotação dos ventiladores e a vazão mássica de ar que escoou pela torre TR-02 foi determinada experimentalmente por CORTINOVIS (2004) e é dada pela seguinte função:

$$\dot{g} = 2,7229 \cdot f - 170,31 \quad (2.1)$$

sendo:

- f = frequência de rotação do ventilador em rpm
- \dot{g} = vazão mássica de ar em kg/h

Os ventiladores das duas torres são iguais, de mesmo fabricante e mesma potência. Como têm suas velocidades ajustadas pelo mesmo tipo de inversor de frequência pode-se afirmar que ambos possuem a mesma equação de correlação entre a rotação do ventilador e a vazão mássica de ar.

Testes preliminares para aferição de instrumentos foram realizados em trabalho anterior (MELLO, 2008) e todos os termômetros utilizados possuem uma equação que corrige o valor de leitura com referência ao valor real referenciado a um termômetro ASTM. Todos os valores de temperaturas apresentados neste trabalho já estão corrigidos.

Com base na fundamentação teórica apresentada no item 1.6, o valor de $(K_G \cdot a)$ depende das vazões de ar e de água, ou seja, dos fluxos mássicos de ar e de água, G' e L' , respectivamente. Considerando-se a ampla faixa de vazões de ar e água estudadas neste trabalho, empregou-se um projeto fatorial para o estudo

experimental. As duas variáveis estudadas, G' e L' , foram investigadas em três níveis e com 3 pontos centrais.

Em relação ao fluxo mássico de ar, tem-se que, para cada valor de fluxo, há uma frequência de rotação correspondente, conforme visto na equação (2.1). Na tabela (2.2) estão relacionados os fluxos de ar em função da frequência de rotação, para os três níveis de vazão considerados.

Tabela 2.2 - Rotação do ventilador e correspondentes fluxos mássicos.

Rotação (rpm)	Fluxo mássico (kg/(m ² ·s))
990	1,3
1420	1,9
1850	2,5

O fluxo mássico de água através do sistema estudado foi alterado por meio de válvulas. Durante os ensaios, a perturbação do sistema foi feita com a injeção de água a uma temperatura muito alta (85 °C) no circuito de água de resfriamento, o que causou alteração na vazão de água circulante. A água quente injetada tem um medidor de vazão próprio de modo que na tomada de dados experimentais foi considerada a soma das vazões de água de resfriamento e de água quente, utilizada para provocar a sobrecarga térmica, ou seja, a vazão de líquido que efetivamente passa pelo recheio da torre. (Figura 2.6)

A vazão de água correspondente à sobrecarga térmica, ou seja, aquela que é injetada no circuito de resfriamento, foi mantida constante durante o ensaio. Para ensaios com apenas uma torre, foi definido um valor de vazão máxima de água de resfriamento igual a 3,9 m³/h e um valor de vazão mínima de 1,9 m³/h e, para ensaios com as torres acopladas em série, a vazão máxima de água de resfriamento foi de 3,0 m³/h e a vazão mínima de 1,8 m³/h.

Estes valores foram definidos com base na vazão de fundo de escala avaliando-se o limite de medição do rotâmetro na conexão em série das torres e nos limites de detecção das vazões mínimas dos medidores de vazão digitais.

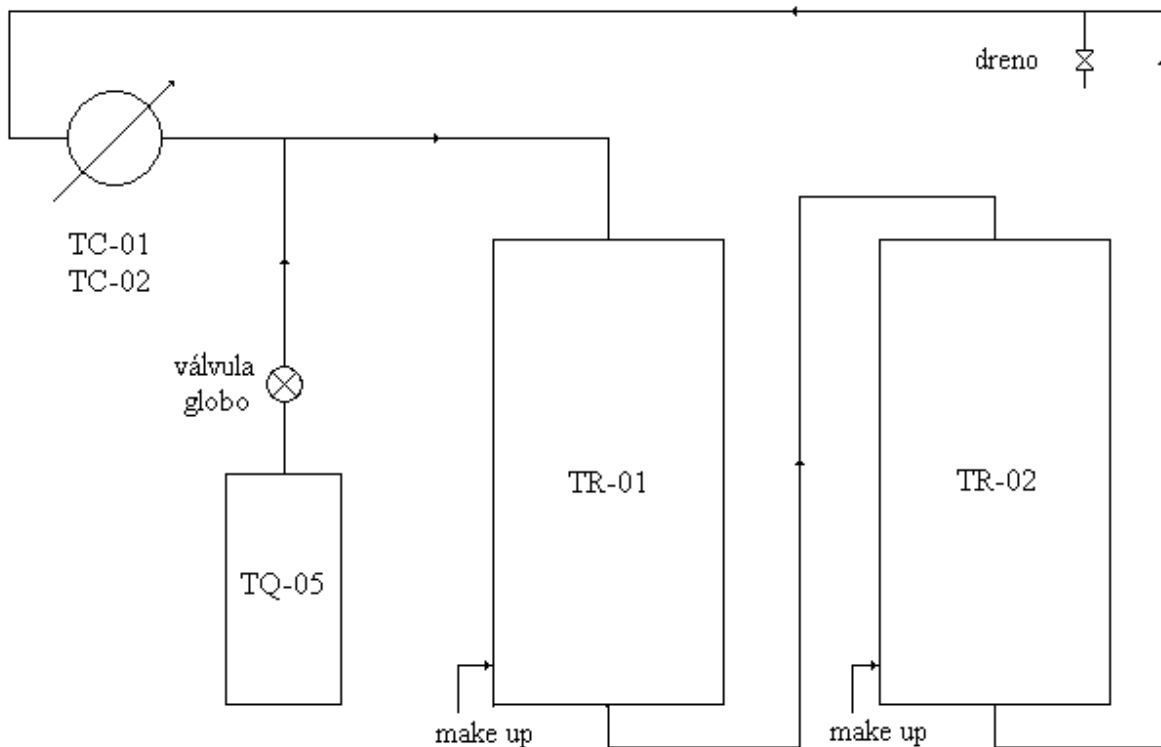


Figura 2.6 - Esquema da interligação do tanque de água quente com a linha de abastecimento da torre de resfriamento. A válvula globo, ao ser aberta, permite a passagem de água à temperatura de 85°C pela linha de água que retorna às torres, simulando situação de sobrecarga térmica.

Devido a falhas nos medidores de vazão e à utilização do tanque TQ-05 como reservatório para simular sobrecarga, foram utilizados somente dois trocadores de calor, TC-01 e TC-02, alimentados pelo tanque TQ-03. Os medidores de vazão de água fria nas linhas desses dois trocadores são os únicos com medidas confiáveis. O rotâmetro apresenta um limite superior para a vazão de 3,0 m³/h.

Por esta razão, as faixas de operação definidas para os experimentos são relativamente baixas quando comparadas à vazão máxima de água nas torres, que é de 12 m³/h.

A Tabela (2.3) apresenta os valores máximo, médio e mínimo das vazões volumétricas de água e seus correspondentes fluxos mássicos para cada uma das torres operando isoladamente.

Tabela 2.3 - Vazões volumétricas de água e correspondentes fluxos mássicos, para cada uma das torres operando isoladamente.

Vazão volumétrica (m ³ /h)	Fluxo mássico (kg/(m ² ·s))
3,9	2,01
2,9	1,49
1,9	0,98

Na Tabela (2.4), são apresentados os valores máximo, médio e mínimo das vazões volumétricas de água e seus correspondentes fluxos mássicos para as torres operando acopladas em série.

Tabela 2.4 - Vazões volumétricas de água e correspondentes fluxos mássicos para a operação das torres em série.

Vazão volumétrica (m ³ /h)	Fluxo mássico (kg/(m ² ·s))
3,0	1,54
2,4	1,24
1,8	0,93

O valor de ($K_G \cdot a$) foi calculado apenas durante as situações de sobrecarga térmica. Para se obter esta situação foi realizada a seguinte seqüência de operações:

- (a) Definição prévia das vazões de ar e de água nas quais o sistema de resfriamento (uma torre ou torres acopladas) irá operar. Deve-se fazer pelo menos uma medida para cada combinação de vazões, por exemplo: vazão de ar mínima com vazão de água máxima, vazão de ar média com vazão de água mínima, etc. Para o caso de vazão média de ar combinado com vazão média de água, optou-se por fazer 3 experimentos, em dias seguidos. A Tabela (2.5) apresenta a quantidade de experimentos realizada em cada combinação de possibilidades de vazões de ar e de água.

Tabela 2.5 - Quantidade de experimentos para cada par vazão de água e vazão de ar.

	G _{min}	G _{med}	G _{max}
L _{min}	1	1	1
L _{med}	1	3	1
L _{max}	1	1	1

- (b) Operação da torre de resfriamento até alcançar regime permanente, caracterizado pela variação menor que 2°C entre três temperaturas tomadas no topo e na base da torre, medidas a intervalos de 5 minutos.

- (c) Após atingido o regime permanente é aberta a válvula globo instalada na tubulação que conecta o tanque TQ-05 à linha de retorno dos trocadores, para a entrada da torre TR-01. No mesmo instante, abre-se um dreno na torre TR-01 ou na torre TR-02, (quando esta é operada), para que o excesso de água devido à entrada de água quente não altere a vazão circulante entre torres e trocadores. As válvulas localizadas na tubulação que interliga as torres aos trocadores devem ser ajustadas de modo que continuem registrando as vazões anteriores à sobrecarga.

- (d) Em medidas prévias verificou-se que o regime permanente é alcançado após 5 minutos nas condições de sobrecarga. O experimento consistiu em operar em sobrecarga por 20 minutos, dos quais 5 minutos são utilizados para alcance de regime permanente, medindo-se, a cada 5 minutos, as temperaturas de entrada e saída das torres, as temperaturas de bulbo seco e úmido e a vazão corrente no sistema.

- (e) Após transcorrido o tempo o de sobrecarga, fecha-se a válvula globo e aguarda-se até que o sistema volte às condições anteriores de operação, ou seja, temperaturas de entrada e de saída do sistema de resfriamento próximas dos valores anteriores à sobrecarga. Repete-se o ensaio de sobrecarga por mais 2 vezes. São realizadas 3 operações de sobrecarga para um dado par de vazão de ar e de água.

Em cada um dos experimentos, ocorreram 3 sobrecargas, cada uma com 3 temperaturas medidas.

2.3) Procedimentos de cálculo.

2.3.1) Cálculo da entalpia de ar saturado.

Através do uso de uma carta psicrométrica para a pressão ambiente de 700 mmHg (pressão da altitude da cidade de São Paulo), levantou-se a curva da entalpia de saturação do ar em função da temperatura do ar.

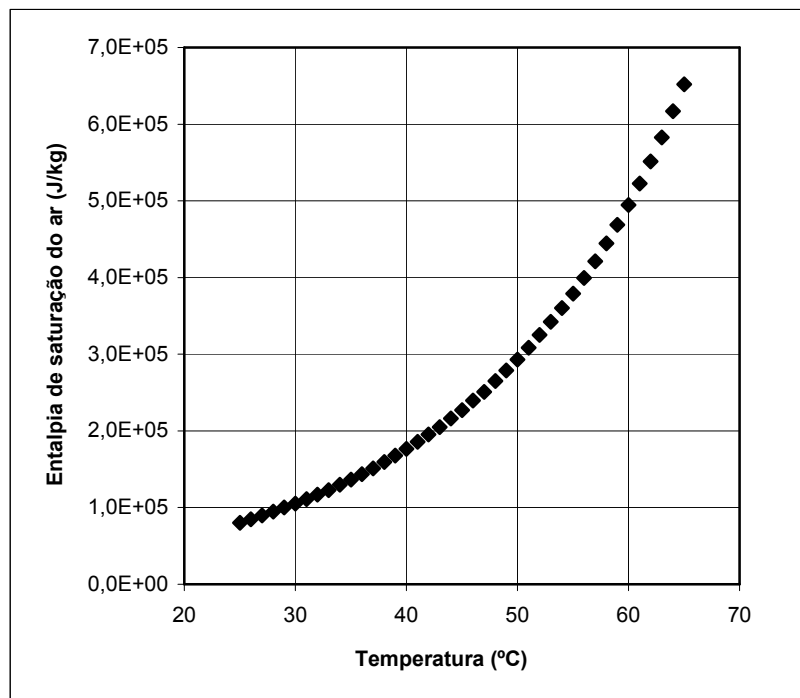


Figura 2.7 - Entalpias de saturação do ar em função da temperatura do ar.

Com base nas temperaturas de entrada e de saída das torres estabeleceram-se as faixas de temperatura nas quais foi obtida a correlação entre a temperatura do ar e a entalpia de saturação.

Ajustaram-se equações de segundo grau correlacionando a entalpia de saturação do ar com a temperatura do ar saturado, para diferentes faixas de temperaturas. Apresentam-se na Tabela 2.6 estas correlações.

Tabela 2.6 - Entalpias de saturação do ar em função da temperatura, para pressão ambiente de 700 mmHg nas faixas de temperatura em °C.

Faixa de temperatura (°C)	Entalpia de saturação do ar (J/kg)
20 – 40	$130,46 \cdot T^2 - 2110,1 \cdot T + 51124$
30 – 50	$227,96 \cdot T^2 - 8990 \cdot T + 171138$
35 – 65	$445,46 \cdot T^2 - 28184 \cdot T + 587669$
30 – 60	$319,90 \cdot T^2 - 16357 \cdot T + 314937$

2.3.2) Cálculo do coeficiente global de transferência de calor e massa ($K_G \cdot a$).

Conforme as equações (1.25) a (1.28), a altura do recheio de uma torre de resfriamento de água pode ser expressa por:

$$Z_T = \frac{G'}{K_G \cdot a} \cdot \int_{H_{ar1}}^{H_{ar2}} \frac{dH_{ar}}{(H_{ar}^* - H_{ar})} = \int_{T_{a2}}^{T_{a1}} \frac{L' \cdot c_L}{K_G \cdot a \cdot (H_{ar}^* - H_{ar})} dT_a \quad (2.2)$$

Considerando-se L' , c_L e $(K_G \cdot a)$ constantes ao longo da torre, tem-se:

$$Z_T = \frac{G'}{K_G \cdot a} \cdot \int_{H_{ar1}}^{H_{ar2}} \frac{dH_{ar}}{(H_{ar}^* - H_{ar})} = \frac{L' \cdot c_L}{K_G \cdot a} \cdot \int_{T_{a2}}^{T_{a1}} \frac{dT_a}{(H_{ar}^* - H_{ar})} \quad (2.3)$$

Para uma dada pressão, é possível obter, através de carta psicrométrica, o valor de entalpia de saturação do ar em função da temperatura deste e, com esses dados, obter uma correlação. Dependendo do intervalo de temperatura considerado esta correlação pode ser expressa por (FOUST et al., 1982):

$$H_{ar}^* = a_1 \cdot T^2 + a_2 \cdot T + a_3 \quad (2.4)$$

Utilizando-se a equação da linha de operação de uma torre de resfriamento e conhecendo-se as vazões de líquido e de gás pela torre (supostas constantes), a entalpia específica do ar para uma condição genérica é dada por:

$$H_{ar} = \left[\frac{L' \cdot c_L}{G'} \cdot (T - T_{a1}) \right] + H_{ar1} \quad (2.5)$$

Para um volume de controle genérico da torre:

$$\begin{aligned}
 H_{ar} &= \frac{L' \cdot c_L}{G'} \cdot (T - T_{a1}) + H_{ar1} = \\
 &= -\frac{L' \cdot c_L}{G'} \cdot T + \frac{L' \cdot c_L}{G'} \cdot T_{a1} + H_{ar1} = \\
 &= \left(\frac{L' \cdot c_L}{G'} \right) \cdot T + \left(H_{ar1} - \frac{L' \cdot c_L}{G'} \cdot T_{a1} \right) \quad (2.6)
 \end{aligned}$$

Considerando-se $\frac{L' \cdot c_L}{G'}$ constante, H_{ar} pode ser expresso na seguinte forma:

$$H_{ar} = b_1 \cdot T + b_2 \quad (2.7)$$

A partir da equação (2.2) tem-se:

$$\int_{H_{ar1}}^{H_{ar2}} \frac{dH_{ar}}{(H_{ar}^* - H_{ar})} = \frac{Z_T \cdot K_G \cdot a}{G'} \quad (2.8)$$

Expressando-se as entalpias do ar saturado, H_{ar}^* , e do ar, H_{ar} , em função da temperatura, resulta:

$$H_{ar}^* - H_{ar} = (a_1 \cdot T^2 + a_2 \cdot T + a_3) - (b_1 \cdot T + b_2) = a_1 \cdot T^2 + (a_2 - b_1) \cdot T + (a_3 - b_2) \quad (2.9)$$

$$\text{Como: } dH_{ar} = b_1 dT \quad (2.10)$$

resulta em:

$$\begin{aligned}
 \frac{dH_{ar}}{H_{ar}^* - H_{ar}} &= \frac{b_1}{[a_1 \cdot T^2 + (a_2 - b_1) \cdot T + (a_3 - b_2)]} dT = \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{b_1} \cdot [a_1 \cdot T^2 + (a_2 - b_1) \cdot T + (a_3 - b_2)]} dT =
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{1}{\left[\frac{a_1}{b_1} \cdot T^2 + \frac{(a_2 - b_1)}{b_1} \cdot T + \frac{(a_3 - b_2)}{b_1} \right]} dT = \\
&= \frac{1}{A \cdot T^2 + B \cdot T + C} dT \tag{2.11}
\end{aligned}$$

E a integral a ser resolvida torna-se:

$$\int_{H_{ar1}}^{H_{ar2}} \frac{dH_{ar}}{H_{ar}^* - H_{ar}} = \int_{T_{a2}}^{T_{a1}} \frac{dT}{A \cdot T^2 + B \cdot T + C} \tag{2.12}$$

A integral apresentada na equação (2.12) é do tipo $\int \frac{dx}{(A \cdot x^2 + B \cdot x + C)}$ e a sua solução analítica é dada por (BRONSHTEIN, SEMENDIAEV; 1971):

- caso $B^2 - 4 \cdot A \cdot C > 0$:

$$\int \frac{dx}{(A \cdot x^2 + B \cdot x + C)} = \frac{1}{\sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}} \cdot \ln \left(\frac{2 \cdot A \cdot x + B - \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A \cdot x + B + \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}} \right) \tag{2.13}$$

- caso $B^2 - 4 \cdot A \cdot C < 0$:

$$\int \frac{dx}{(A \cdot x^2 + B \cdot x + C)} = \frac{2}{\sqrt{4 \cdot A \cdot C - B^2}} \cdot \arctan \left(\frac{2 \cdot A \cdot x + B}{\sqrt{4 \cdot A \cdot C - B^2}} \right) \tag{2.14}$$

Recapitulando:

$$A = \frac{a_1}{b_1}; \quad B = \frac{(a_2 - b_1)}{b_1} \quad \text{e} \quad C = \frac{(a_3 - b_2)}{b_1}$$

Os valores de a_1 , a_2 e a_3 são obtidos de cada equação da entalpia de saturação do ar. Já os valores de b_1 e de b_2 são constantes, provenientes da equação da linha de operação:

$$H_{ar} = b_1 \cdot T + b_2 = \left(\frac{L' \cdot c_L}{G'} \right) \cdot T + \left(H_{ar1} + \frac{L' \cdot c_L}{G'} \cdot T_{a1} \right)$$

Desta forma:

$$b_1 = \left(\frac{L' \cdot c_L}{G'} \right) \text{ e } b_2 = \left(H_{ar1} - \frac{L' \cdot c_L}{G'} \cdot T_{a1} \right)$$

E assim:

$$A = \frac{a_1}{\left(\frac{L' \cdot c_L}{G'} \right)} \quad (2.15)$$

$$B = \frac{(a_2 - b_1)}{b_1} = \frac{\left(a_2 - \left(\frac{L' \cdot c_L}{G'} \right) \right)}{\left(\frac{L' \cdot c_L}{G'} \right)} = \left(\frac{a_2}{\left(\frac{L' \cdot c_L}{G'} \right)} - 1 \right) \quad (2.16)$$

$$C = \frac{(a_3 - b_2)}{b_1} = \frac{\left(a_3 - \left(H_{ar1} - \frac{L' \cdot c_L}{G'} \cdot T_{a1} \right) \right)}{\left(\frac{L' \cdot c_L}{G'} \right)} = \left(\frac{a_3 - H_{ar1}}{\left(\frac{L' \cdot c_L}{G'} \right)} + T_{a1} \right) \quad (2.17)$$

Definidos estes parâmetros que compõem a função a ser integrada, tem-se finalmente a equação que permite calcular o valor do coeficiente ($K_G \cdot a$):

$$K_G \cdot a = \frac{G'}{Z_T} \cdot \int_{T_{a1}}^{T_{a2}} \frac{dT}{A \cdot T^2 + B \cdot T + C} \quad (2.18)$$

O equacionamento apresentado foi elaborado para o escoamento em contracorrente. No entanto, no presente trabalho, a condição é de escoamento

cruzado, sendo necessária a correção da equação por um fator F , proposto por Fujita (1986) e expresso por:

$$F = 1 - 0,106 \cdot \left[1 - \left(\frac{H_{ar2}^* - H_{ar2}}{H_{ar1}^* - H_{ar1}} \right) \right]^{3,5} \quad (2.19)$$

E este fator é aplicado à correção do $(K_G \cdot a)$ da seguinte forma:

$$(K_G \cdot a)_{cruzado} = \frac{(K_G \cdot a)_{contracorrente}}{F} \quad (2.20)$$

2.4) Avaliação de custos operacionais.

O custo operacional do sistema de resfriamento, com operação em regime permanente, deve considerar os custos de energia elétrica associada à potência de bombeamento da água e do ventilador e o consumo de água de resfriamento.

$$C_T = C_{bomb} + C_{vent} + C_{\acute{a}gua} \quad (2.21)$$

2.4.1) Custo operacional associado ao bombeamento de água.

A potência elétrica total fornecida aos motores das bombas pode ser expressa por:

$$P_{bomb} = \frac{1}{\eta_{eb1}} \cdot f_{b1}(w) + \frac{1}{\eta_{eb2}} \cdot f_{b2}(w) \quad (2.22)$$

No caso da operação das torres em série, o sistema é constituído de duas bombas: uma bomba de circulação de água do processo e uma bomba que transfere água da bacia da torre TR-01 para o topo da torre TR-02.

Sendo:

- η_{ebi} = rendimento eletromecânico da bomba i
- $f_{bi}(w)$ = potência fornecida pela bomba i em função da vazão w [W]

A equação 2.22 pode ser expressa em função apenas da vazão de água, a partir de dados obtidos do fabricante ou, como neste estudo, de medidas de potência elétrica ativa (através da medida da corrente elétrica do motor). Assim, obtém-se uma expressão (2.23) apenas função da vazão, que incorpora o rendimento eletromecânico.

$$P_{bomb} = f_{B1}(w) + f_{B2}(w) \quad (2.23)$$

Como o custo associado ao bombeamento da água está associado à potência eletromecânica do motor, tem-se:

$$C_{bomb} = P_{bomb} \cdot c_e \quad (2.24)$$

Onde, c_e é o custo unitário da energia elétrica (R\$/kWh) e assim C_{bomb} é o custo do bombeamento por tempo de operação. O valor do custo de energia elétrica industrial considerado foi de 135 R4/MWh.

2.4.2) Custo operacional associado aos ventiladores.

A potência elétrica fornecida ao ventilador é função da vazão de ar e é expressa por:

$$P_{vent} = \frac{1}{\eta_{ev1}} \cdot f_{v1}(Q_1) + \frac{1}{\eta_{ev2}} \cdot f_{v2}(Q_2) \quad (2.25)$$

sendo:

- η_{ev} = rendimento eletromecânico do ventilador
- $f_{vi}(Q)$ = potência fornecida pelo ventilador em função da vazão mássica [W]

Analogamente à equação 2.23, a potência elétrica do motor do ventilador pode ser expressa em função apenas das vazões de ar, a partir de medidas de potência elétrica ativa (através da medida da corrente elétrica do motor).

$$P_{vent} = f_{V1}(Q_1) + f_{V2}(Q_2) \quad (2.26)$$

O custo operacional associado à energia elétrica consumida nos ventiladores é expresso por:

$$C_{vent} = c_e \cdot P_{vent} \quad (2.27)$$

Sendo, c_e o custo unitário da energia elétrica (R\$/kWh) e assim C_{vent} o custo do bombeamento por tempo de operação.

2.4.3) Custo associado ao consumo de água.

O consumo de água em cada uma das torres (“make-up”) deve-se às perdas por evaporação, arraste e purga.

A perda de água por evaporação é diretamente relacionada à carga térmica, sendo uma fração da vazão de água circulante. A vazão de água evaporada é geralmente expressa por:

$$w_e = \frac{E}{100} \cdot w \quad (2.28)$$

Sendo E o percentual de água evaporada, que é estimado a partir da diferença entre as temperaturas da água quente e fria (QURESHI, ZUBAIR, 2006):

$$E(\%) = -0,00849 + 0,1544 \cdot (T_{aq} - T_{af}) \quad (2.29)$$

A vazão de água perdida por arraste (w_d) é estimada por (PERRY & GREEN, 1997):

$$w_d = 0,001 \cdot w \quad (2.30)$$

Desconsiderando-se, nesta estimativa, a influência da variação da vazão de água.

A vazão de água devida à purga da água da bacia coletora (w_d) é calculada a partir do número de ciclos de operação η_{ciclo} (PERRY & GREEN, 1997):

$$w_p = \frac{w_e}{\eta_{ciclo} - 1} \quad (2.31)$$

Para o presente trabalho, adotou-se $\eta_{ciclo} = 5$.

Assim, o consumo total de água durante a operação (*make-up*) é dado por:

$$w_{\acute{a}gua} = w_e + w_d + w_p \quad (2.32)$$

Dessa forma, o custo associado ao consumo de água é expresso por:

$$C_{\acute{a}gua} = c_{\acute{a}gua} \cdot w_{\acute{a}gua} \quad (2.33)$$

Sendo $c_{\acute{a}gua}$ o custo unitário da água [R\$/m³ de água] e $C_{\acute{a}gua}$ o custo da água por tempo de operação. O valor do custo de água de torre industrial considerado foi de 0,30 R\$/m³.

2.4.4) Modelo matemático da associação das torres em série.

Neste item, são apresentadas as equações do modelo que representa o sistema constituído de duas torres acopladas na configuração em série. Nesta configuração, a água quente é alimentada no topo da primeira torre e a água parcialmente resfriada é bombeada para o topo da segunda torre, para dar continuidade ao resfriamento. O ar ambiente é insuflado para ambas as torres, mas de forma totalmente independente, inclusive com vazões diferentes.

As equações consideram os balanços de massa e energia na torre, as correlações fenomenológicas dos coeficientes globais de calor e massa e os cálculos dos custos operacionais.

A Figura (2.8) apresenta um esquema das torres de resfriamento associadas em série, operando com a mesma vazão de água, mas não necessariamente a mesma de ar.

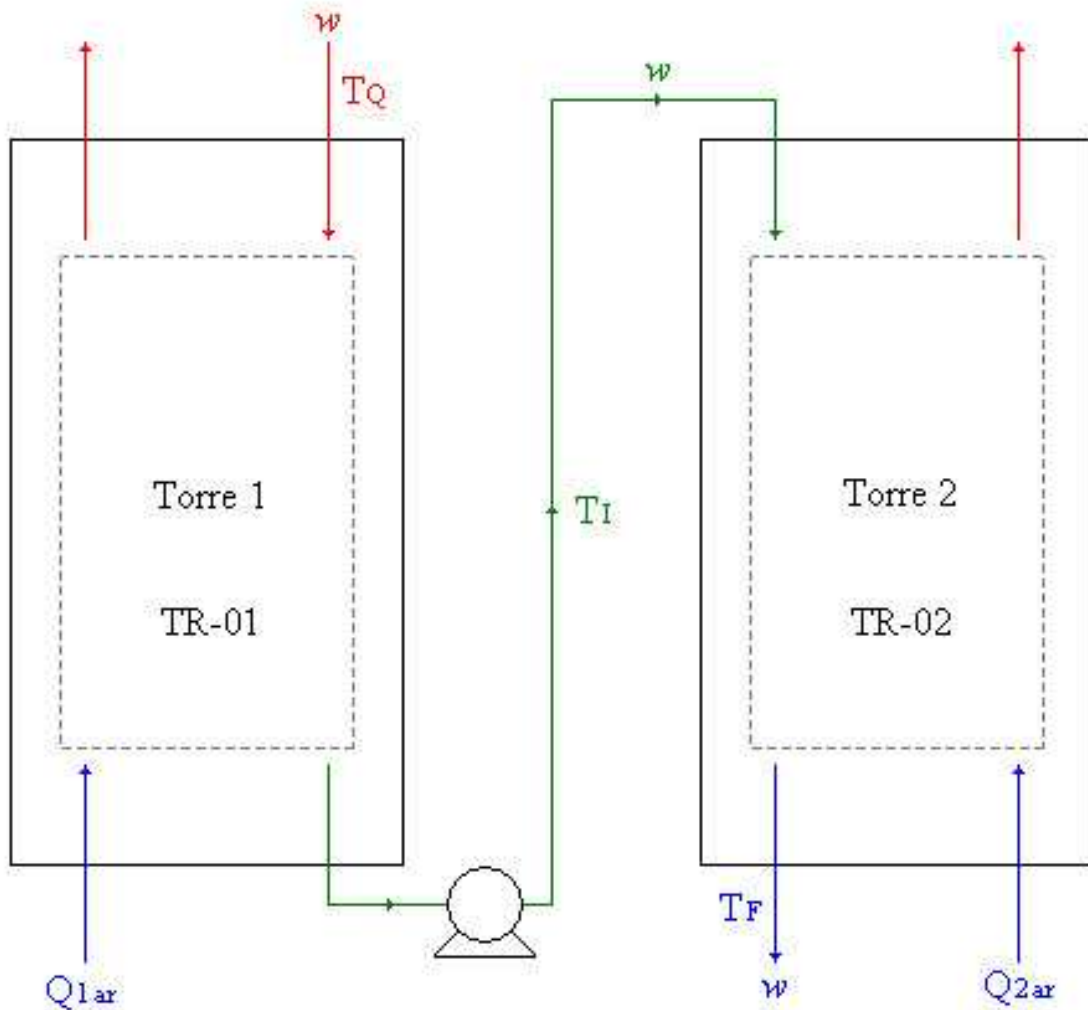


Figura 2.8 - Esquema das duas torres em série mostrando as vazões de ar e de água.

As cargas térmicas das torres 1 e 2 são expressas por:

$$Q_{11} = w \cdot c_L \cdot (T_Q - T_I) \quad (2.34)$$

$$Q_{12} = w \cdot c_L \cdot (T_I - T_F) \quad (2.35)$$

Sendo T_1 a temperatura da água que deixa a torre TR-01 e alimenta a torre TR-02.

Portanto, a carga térmica total do sistema é expressa por:

$$Q_{IT} = Q_{i1} + Q_{i2} \quad (2.36)$$

A temperatura T_1 é calculada a partir de $(K_G \cdot a)_1$, dos fluxos L'_1 e G'_1 e da condição de entrada do ar (entalpia) na torre TR-01. A partir da equação (1.7-17):

$$f(G'_1, (K_G \cdot a)_1, L', H_{ar1}, Z_1, T_Q, T_1) = 0 \quad (2.37)$$

De forma análoga, a temperatura da água que deixa a torre TR-02, T_F , e é enviada ao processo, é dada por:

$$f(G'_2, (K_G \cdot a)_2, L', H_{ar1}, Z_2, T_1, T_F) = 0 \quad (2.38)$$

Sendo os fluxos mássicos de ar e água relacionados às respectivas vazões mássicas, conforme as seguintes equações:

$$Q_1 = G'_1 \cdot A \quad (2.39)$$

$$Q_2 = G'_2 \cdot A \quad (2.40)$$

$$w = L' \cdot A \quad (2.41)$$

Os coeficientes globais $(K_G \cdot a)_1$ e $(K_G \cdot a)_2$ são dados pelas correlações obtidas experimentalmente, em função dos fluxos de ar e água respectivamente:

$$(K_G \cdot a)_1 = \alpha_1 \cdot G_1'^{\gamma_1} \cdot L'^{\beta_1} \quad (2.42)$$

$$(K_G \cdot a)_2 = \alpha_2 \cdot G_2'^{\gamma_2} \cdot L'^{\beta_2} \quad (2.43)$$

Apresenta-se na Tabela (2.7) o sistema de equações considerado na modelagem de cálculo do custo operacional para a configuração das torres acopladas em série.

Tabela 2.7 - Sistema de equações – Modelo de associação de torres em série.

1	$C_T = C_{bomb} + C_{vent} + C_{água}$
2	$C_{bomb} = c_e \cdot P_{bomb}$
3	$C_{vent} = c_e \cdot P_{vent}$
4	$C_{água} = c_{água} \cdot w_{água}$
5	$w_{água} = w_d + w_e + w_p$
6	$w_e = E \cdot 0,01 \cdot w$
7	$E = -0,00849 + 0,1544 \cdot (T_Q - T_F)$
8	$w_p = \frac{w_e}{(1 + \eta_{ciclo})}$
9	$w_d = 0,001 \cdot w$
10	$P_{bomb} = f_{B1}(w) + f_{B2}(w)$
11	$P_{vent} = f_{V1}(Q_1) + f_{V2}(Q_2)$
12	$Q_1 = G'_1 \cdot A$
13	$Q_2 = G'_2 \cdot A$
14	$w = L' \cdot A$
15	$Q_{t1} = w \cdot c_L \cdot (T_Q - T_I)$
16	$Q_{t2} = w \cdot c_L \cdot (T_I - T_F)$
17	$Q_{tT} = Q_{t1} + Q_{t2}$
18	$f(G'_1, (K_G \cdot a)_1, L', H_{ar1}, Z_1, T_Q, T_I) = 0$
19	$f(G'_2, (K_G \cdot a)_2, L', H_{ar1}, Z_2, T_I, T_F) = 0$
20	$(K_G \cdot a)_1 = \alpha_1 \cdot G_1^{\gamma_1} \cdot L^{\beta_1}$
21	$(K_G \cdot a)_2 = \alpha_2 \cdot G_2^{\gamma_2} \cdot L^{\beta_2}$

O modelo matemático é constituído de 21 equações e 31 variáveis, incluindo-se alguns parâmetros. Não estão explicitadas nesta tabela as equações constitutivas e auxiliares necessárias para o cálculo de propriedades (densidades, entalpia do ar) e demais parâmetros já especificados ($\alpha_1, \alpha_2, \dots, \beta_1, \beta_2, \dots$).

3) RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Para a realização dos experimentos, conforme descrito no sub-item 2.2, foram definidos pares de vazões de ar e de água. Para cada par, foram medidas as temperaturas de água na entrada e saída das torres e as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar ambiente.

As temperaturas das condições ambientais são necessárias para o cálculo da entalpia do ar alimentado à torre.

As temperaturas de entrada e de saída das torres estabelecem faixas de validade para a utilização da correlação de dados de equilíbrio de entalpia do ar saturado e temperatura da água. Definindo-se, assim, os intervalos de integração para a obtenção do coeficiente global de transferência de massa e energia ($K_G \cdot a$). Estes valores de ($K_G \cdot a$) devem ser corrigidos pelo fator de Fujita, considerando-se a condição de escoamento cruzado.

Nos trabalhos anteriormente desenvolvidos, nesta instalação, também foi realizada a caracterização da torre de resfriamento TR-01. No entanto, devido às modificações na operação desta torre, se faz necessária a caracterização em novas condições. Como observado no capítulo 2, as modificações consistiram na melhoria do sistema de alimentação e distribuição de água e da operação em vazões de líquido mais baixas e maiores temperaturas de água quente.

3.1) Ensaio para caracterização da torre de resfriamento.

A caracterização de uma torre consiste em se obter o valor do seu desempenho expresso em termos de ($K_G \cdot a$), em função dos fluxos de ar e água.

Na instalação utilizada, as torres são, em princípio, idênticas. Logo, a caracterização de uma das torres já fornece as características da outra. Assim, foi escolhida a torre de resfriamento TR-01 para as medidas.

Realizaram-se 9 tipos de ensaios combinando-se três valores de vazão de água e três valores de vazão de ar, com repetição para as vazões médias de ar e água, conforme apresentado na Tabela 3.1.

Nas Tabelas 3.2 a 3.9 são apresentados os valores medidos das temperaturas da água na entrada da torre, na saída da torre e as temperaturas de bulbo seco e úmido do ar ambiente, para cada um dos ensaios. Apresentam-se, também, os valores médios e os respectivos desvios padrão.

Nos ensaios realizados, a maior temperatura obtida na alimentação da TR-01 foi 65,2°C, que pode ser considerada uma condição de alta demanda térmica para este tipo de torre. Observa-se também a dificuldade na obtenção de uma temperatura de água quente constante a cada ensaio (desvio padrão de 3°C).

Tabela 3.1 - Ensaio de caracterização da torre TR-01 e fluxos mássicos de ar e água.

Ensaio de caracterização		G' (kg/s.m ²)		
		$G'_1 = 1,3$	$G'_2 = 1,9$	$G'_3 = 2,5$
L' (kg/s.m ²)	$L'_1 = 0,98$	EC-01	EC-02	EC-03
	$L'_2 = 1,49$	EC-04	EC-05, EC-06, EC-07	EC-08
	$L'_3 = 2,01$	EC-09	EC-10	EC-11

Tabela 3.2 - Temperaturas da água na entrada da torre TR-01, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar e de água.

	G'_1 1,3	G'_2 1,9	G'_3 2,5
L'_1 0,98	55,0	57,2	58,0
	57,4	59,1	58,2
	59,3	59,7	57,8
	57,2±2,2	58,7±1,3	58,0±0,2
L'_2 1,49	57,5		59,0
	62,5		59,0
	63,2		59,2
	61,1±3,1		59,1±0,1
L'_3 2,01	59,8	61,3	58,4
	64,5	61,8	59,2
	65,2	62,0	59,4
	63,2±2,9	61,7±0,4	59,0±0,5

Tabela 3.3 - Temperaturas da água na entrada da torre TR-01 e seu respectivo valor médio e desvio padrão em [°C], para os ensaios do ponto central.

	G'_2 1,9
L'_2 1,49	56,8
	59,8
	60,8
	58,7
	59,7
	59,0
	54,6
	56,4
	56,4
$58,0 \pm 2,0$	

Tabela 3.4 - Temperaturas da água na saída da torre TR-01, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar e de água.

	G'_1	G'_2	G'_3
	1,3	1,9	2,5
L'_1 0,98	35,8	36,8	33,2
	37,2	36,7	33,5
	39,3	36,5	33,5
	$37,4 \pm 1,8$	$36,7 \pm 0,2$	$33,4 \pm 0,2$
L'_2 1,49	39,8		36,5
	43,0		36,2
	44,5		37,5
	$42,4 \pm 2,4$		$36,7 \pm 0,7$
L'_3 2,01	42,8	41,3	37,5
	45,0	42,0	38,9
	44,5	41,7	39,4
	$44,1 \pm 1,2$	$41,7 \pm 0,4$	$38,6 \pm 1,0$

Tabela 3.5 - Temperaturas da água na saída da torre TR-01 e seu respectivo valor médio e desvio padrão em [°C], para o ponto central.

	G'_2 1,9
L'_2 1,49	35,6
	49,5
	40,8
	48,5
	39,4
	40,7
	36,4
	38,2
39,0	
	40,9±4,9

Tabela 3.6 - Temperaturas de bulbo seco, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar e de água.

	G'_1 1,3	G'_2 1,9	G'_3 2,5
L'_1 0,98	23,0	22,2	22,5
	23,0	22,2	22,5
	22,7	22,2	22,5
	22,9±0,2	22,2±0,0	22,5±0,0
L'_2 1,49	25,8		25,0
	25,6		25,0
	25,8		25,0
	25,7±0,1		25,0±0,0
L'_3 2,01	20,8	20,5	20,0
	20,8	20,5	20,0
	20,8	20,4	20,0
	20,8±0,0	20,5±0,1	20,0±0,0

Tabela 3.7 - Temperaturas de bulbo seco, seu respectivo valor médio e desvio padrão em [°C], para o ponto central.

	G'_2 1,9
L'_2 1,49	24,3
	24,3
	24,0
	23,5
	23,4
	23,2
	23,0
	23,0
	23,0
	23,5±0,5

Tabela 3.8 - Temperaturas de bulbo úmido, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar e de água.

	G'_1 1,3	G'_2 1,9	G'_3 2,5
L'_1 0,98	20,8	20,0	20,0
	20,4	19,6	20,0
	20,4	19,6	20,2
	20,5±0,2	19,7±0,2	20,1±0,1
L'_2 1,49	20,0		18,9
	19,5		19,0
	19,4		19,0
	19,6±0,3		19,0±0,1
L'_3 2,01	20,0	19,6	19,4
	19,8	19,6	19,4
	19,8	19,6	19,4
	19,9±0,1	19,6±0,0	19,4±0,0

Tabela 3.9 - Temperaturas de bulbo úmido, seu respectivo valor médio e desvio padrão em [°C], para o ponto central.

	G'_2
	1,9
L'_2 1,49	19,5
	19,5
	19,5
	19,8
	19,6
	19,6
	19,6
	19,6
	19,5
	19,6±0,1

3.2) Ensaios para validação da modelagem da torre de resfriamento TR-01.

Foram realizados dois ensaios de validação (EV-01 e EV-02), de forma independente dos utilizados para a caracterização (sub-item 3.1). Trabalhou-se com diferentes valores de L' e de G' , em diferentes condições ambientais. Inclusive, no ensaio EV-01, o valor de L' utilizado está fora do intervalo 0,98 e 2,01 kg/(m²·s) considerado na caracterização.

Nas Tabelas 3.10 e 3.11 são apresentados os valores medidos das temperaturas da água na entrada da torre, na saída da torre e as temperaturas de bulbo seco e úmido do ar ambiente, para cada um dos ensaios. Apresentam-se, também, os valores médios e os respectivos desvios padrão.

Tabela 3.10 - Temperaturas medidas em EV-01, para fluxo de água $L' = 2,91$ kg/(m²·s) e fluxo de ar $G' = 2,6$ kg/(m²·s).

TR-02 entrada (°C)	TR-02 saída (°C)	T_{bs} (°C)	T_{bu} (°C)
51,8	38,5	25,0	19,2
52,0	38,4	25,0	19,2
52,3	38,5	25,0	20,0
52,4	38,2	25,0	20,0
52,3	38,2	25,0	20,0
52,2±0,3	38,4±0,2	25,0±0,0	19,7±0,4

Tabela 3.11 - Temperaturas medidas em EV-02, para fluxo de água $L' = 1,85 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ e fluxo de ar $G' = 2,56 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$.

TR-01 entrada (°C)	TR-01 saída (°C)	T_{bs} (°C)	T_{bu} (°C)
60,2	38,5	26,0	20,4
62,8	39,3	26,0	20,4
63,8	40,3	26,0	20,8
63,8	40,8	26,0	20,8
60,3	39,7	26,0	20,8
$62,2 \pm 1,8$	$39,7 \pm 0,9$	$26,0 \pm 0,0$	$20,6 \pm 0,2$

3.3) Ensaio para validação da modelagem das torres de resfriamento TR-01 e TR-02 acopladas em série.

Foram realizados ensaios com as duas torres acopladas, em relação à alimentação de água, de forma que esta escoar por ambas com a mesma vazão, caracterizando um acoplamento em série. Os ensaios EVS-01, EVS-02 e EVS-03 foram realizados mantendo-se a mesma vazão de água e variando-se, a cada ensaio, as vazões de ar.

Para a operação com sobrecarga térmica, a vazão total que passa efetivamente pelas torres é a soma da vazão de água proveniente dos trocadores de calor com a vazão de água quente alimentada diretamente à tubulação de alimentação da torre.

A vazão efetivamente alimentada às torres é de $w = 2,65 \text{ m}^3/\text{h}$, que corresponde ao fluxo mássico de água de $1,36 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$.

Com a vazão de água fixa, foram realizados os ensaios com as três diferentes vazões de ar, na condição de regime permanente. Para cada uma das torres foi definida uma rotação do ventilador, de modo que ambas as torres operassem com a o mesmo fluxo de ar (Tabela 3.12).

Tabela 3.12 - Velocidade de rotação de ventilador e respectivo fluxo mássico de ar para cada torre.

TR-01		TR-02	
f (rpm)	G' [$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$]	f (rpm)	G' [$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$]
990	1,3	995	1,3
1417	1,9	1423	1,9
1848	2,5	1854	2,5

Nas Tabelas 3.13 a 3.18 são mostradas as temperaturas medidas da água na entrada da torre, na saída da torre e as temperaturas de bulbo seco e úmido do ar ambiente, para cada um dos ensaios. Apresentam-se, também, os valores médios e os respectivos desvios padrão.

A maior temperatura obtida na alimentação da TR-01 foi 59,8°C, que pode ser considerada uma condição de alta demanda térmica para este tipo de torre.

A principal dificuldade para realização destes ensaios foi a manutenção da condição de regime permanente, com as medidas e controles das vazões de água na entrada da torre TR-01, na entrada da torre TR-02 e do nível das bacias coletoras das torres.

Comparando-se os dados das tabelas 3.14 e 3.15, verifica-se que há uma diferença sistemática entre a temperatura da água no fundo da torre TR-01 e a água que é efetivamente alimentada à torre TR-02. Esta diferença pode, em parte, ser justificada pela perda térmica e, em parte, pela inércia térmica, que decorre do volume de água na bacia, cerca de 500 litros, e da relativamente baixa vazão de água. A hipótese de incerteza do termômetro é descartada pois todas as medidas foram realizadas com o mesmo termômetro.

Tabela 3.13 - Temperaturas da água na entrada da torre TR-01, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar.

	G'_1 1,3	G'_2 1,9	G'_3 2,5
L' 1,36	57,4	59,8	56,8
	56,8	59,8	57,2
	58,8	59,2	56,4
	57,7±1,0	59,6±0,3	56,8±0,4

Tabela 3.14 - Temperaturas da água na saída da torre TR-01, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar.

	G'_1 1,3	G'_2 1,9	G'_3 2,5
L' 1,36	38,3	39,2	36,2
	41,5	41,3	36,3
	42,3	40,0	36,5
	40,7±2,1	40,2±1,1	36,3±0,2

Tabela 3.15 - Temperaturas da água na entrada da torre TR-02, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar.

	G'_1 1,3	G'_2 1,9	G'_3 2,5
L' 1,36	35,0	36,5	33,0
	38,2	38,0	35,0
	39,5	38,2	35,3
	37,6±2,3	37,6±0,9	34,4±1,3

Tabela 3.16 - Temperaturas da água na saída da torre TR-02, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar.

	G'_1 1,3	G'_2 1,9	G'_3 2,5
L' 1,36	27,2	29,2	26,5
	30,0	29,5	27,4
	31,7	30,1	27,2
	29,6±2,3	29,6±0,5	27,0±0,5

Tabela 3.17 - Temperaturas de bulbo seco, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar.

	G'_1 1,3	G'_2 1,9	G'_3 2,5
L' 1,36	24,5	24,5	24,5
	24,5	24,5	24,5
	24,5	24,5	24,5
	24,5±0,0	24,5±0,0	24,5±0,0

Tabela 3.18 - Temperaturas de bulbo úmido, seus valores médios e respectivos desvios padrão em [°C], para cada ensaio, em função dos fluxos mássicos de ar.

	G'_1 1,3	G'_2 1,9	G'_3 2,5
L' 1,36	21,2	21,2	21,2
	21,2	21,2	21,2
	21,2	21,2	21,2
	21,2±0,0	21,2±0,0	21,2±0,0

4) RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1) Caracterização da torre TR-01.

A caracterização da torre TR-01, consiste na determinação do coeficiente global de transferência de calor e massa ($K_G \cdot a$), a partir dos resultados experimentais dos ensaios EC-01 a EC-11, mostrados nas Tabelas 3.2 a 3.9. Os seguintes dados experimentais foram considerados: temperatura da água na entrada da torre (água quente), temperatura da água na saída da torre (água fria), entalpia do ar alimentado à torre, fluxo mássico de ar e fluxo mássico de água. Para efeito de cálculo, foram considerados os valores médios de cada ensaio.

Para o cálculo do ($K_G \cdot a$), utilizou-se a equação (2.18), na forma integrada. Na Tabela 4.1, são apresentados os valores calculados de ($K_G \cdot a$), considerando-se a configuração de escoamento contracorrente, sendo, portanto, necessária a correção para a condição de escoamento cruzado pelo fator de Fujita. Os valores do fator de Fujita, calculados pela equação (2.19), estão mostrados na Tabela 4.2.

Tabela 4.1 - Valores de ($K_G \cdot a$) da torre TR-01, calculados a partir dos dados experimentais apresentados nas Tabelas 3.2 a 3.9, considerando-se configuração contracorrente.

	G'_1 1,3	G'_2 1,9	G'_3 2,5
L'_1 0,98	0,60	0,62	0,84
L'_2 1,49	0,63	0,70	0,97
L'_3 2,01	0,78	0,90	1,11

Tabela 4.2 - Fator de Fujita (F) da torre TR-01, calculados a partir dos dados experimentais apresentados nas Tabelas 3.2 a 3.9.

	G'_1 1,3	G'_2 1,9	G'_3 2,5
L'_1 0,98	0,92	0,92	0,92
L'_2 1,49	0,92	0,94	0,92
L'_3 2,01	0,91	0,92	0,92

E, finalmente, os valores de $(K_G \cdot a)$ corrigidos para o escoamento cruzado são mostrados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Valores de $(K_G \cdot a)$ da torre TR-01, corrigidos para escoamento cruzado, calculados a partir dos dados experimentais apresentados nas Tabelas 3.2 a 3.9.

	G'_1 1,3	G'_2 1,9	G'_3 2,5
L'_1 0,98	0,65	0,67	0,91
L'_2 1,49	0,68	0,74	1,05
L'_3 2,01	0,86	0,98	1,21

Particularmente, para o ponto central, correspondente a $G'_2 = 1,9 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$ e $L'_2 = 1,49 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$, o valor mostrado corresponde à média de três ensaios, que foram realizados com o objetivo de avaliar o erro na determinação do $(K_G \cdot a)$. O desvio padrão obtido para este condição foi de $0,09 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^3)$. Trata-se de um desvio relativamente baixo para medidas de coeficientes globais de transferência de massa. Provavelmente, decorrência dos altos valores de *range* obtidos nos ensaios. A discussão sobre a influência do *range* na atenuação da incerteza na determinação do $(K_G \cdot a)$ é discutida no sub-item 4.4 deste trabalho.

4.2) Determinação da correlação para o coeficiente global $(K_G \cdot a)$ da torre TR-01.

O coeficiente global $(K_G \cdot a)$ pode ser expresso por uma equação fenomenológica em termos dos fluxos mássicos de ar e água (FREDMAN; SAXÉN, 1995), como segue:

$$K_G \cdot a = \alpha \cdot L'^{\beta} \cdot G'^{\gamma} \quad (4.1)$$

A partir dos valores de $(K_G \cdot a)$, apresentados na tabela 4.3, fez-se a correlação do $(K_G \cdot a)$ com os fluxos mássicos de água e de ar. Aplicando-se a função de regressão Proj.Lin, presente na biblioteca de funções de Estatística do Microsoft Excel, obtêm-se a equação (4.2), com coeficiente de correlação de 0,85.

$$K_G \cdot a = 0,52 \cdot L'^{0,43} \cdot G'^{0,55} \quad (4.2)$$

Os valores dos parâmetros $\beta = 0,43$ e $\gamma = 0,55$ são próximos dos obtidos por MELLO (2008) e ligeiramente diferentes do obtidos por CORTINOVIS (2004). Deve-se lembrar que apesar da utilização da mesma instalação pelos autores citados, algumas alterações foram realizadas no sistema de alimentação e distribuição de água e, além disto, a faixa de vazões de água empregadas foram inferiores e as temperaturas da água quente foram superiores, atingindo valores de até 65°C.

Ainda, para efeito de comparação, apresentam-se, na Tabela 4.4, dados dos parâmetros β e γ obtidos por diferentes autores, que empregaram diferentes recheios. A comparação deve ser feita de forma qualitativa, pois existe uma variedade significativa de recheios empregados, cujos desempenhos devem ser diferentes. Mesmo, assim, observa-se que há uma razoável concordância dos resultados deste trabalho com os demais.

Tabela 4.4 - Parâmetros β e γ da equação (4.1), obtidos por diferentes autores.

Trabalhos	β	γ
Presente trabalho	0,43	0,55
Mello (2008)	0,49	0,66
Papaefhimiou (2006)	0,45	0,60
Zhai (2006)	0,52	0,64
Cortinovis (2004)	0,48	0,72
Fredman; Saxén (1995)	1,18	0,58

4.3) Validação do modelo matemático para uma torre de resfriamento.

A validação do modelo para uma torre de resfriamento foi feita a partir dos ensaios de validação (EV-01 e EV-02), realizados de forma independente dos utilizados para a obtenção do $(K_G \cdot a)$. No ensaio EV-01, inclusive, o valor de L' utilizado está fora do intervalo entre 0,98 e 2,01 kg/(m²·s), considerado na caracterização.

Como já observado no item 2.3.2, a equação do $(K_G \cdot a)$ para escoamento cruzado é expressa pela equação (2.20). Este valor deve ser convertido para o valor de $(K_G \cdot a)$ para escoamento contracorrente, pois as soluções obtidas na equação (2.18) são provenientes da modelagem para escoamento em contracorrente. A equação apresentada na equação (2.18) possui uma integral cuja solução analítica tem duas maneiras descritas nas equações (2.13) e (2.14).

Para os dados dos ensaios de caracterização, todos os resultados foram obtidos utilizando a solução descrita em (2.14). Então, manipulando a equação (2.18) com esta solução, tem-se o seguinte resultado:

$$K_G \cdot a = \frac{G'}{Z_T} \cdot \int_{T_{a1}}^{T_{a2}} \frac{dT}{A \cdot T^2 + B \cdot T + C} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow (K_G \cdot a) \cdot \frac{Z_T}{G'} = \left[\frac{2}{\sqrt{4 \cdot A \cdot C - B^2}} \cdot \arctan \left(\frac{2 \cdot A \cdot T + B}{\sqrt{4 \cdot A \cdot C - B^2}} \right) \right]_{T_{a1}}^{T_{a2}} \quad (4.3)$$

Entretanto, o parâmetro C presente nesta solução também é dependente da temperatura de saída, conforme mostrado na equação (2.17). Desenvolvendo-se a equação (4.3), tem-se:

$$(K_G \cdot a) \cdot F \frac{Z_T}{G'} = \frac{2}{\sqrt{4 \cdot A \cdot \left(\frac{G' \cdot (a_3 - H_{ar1})}{L' \cdot c_L} + T_{a1} \right) - B^2}} \cdot \left[\arctan \left(\frac{2 \cdot A \cdot T + B}{\sqrt{4 \cdot A \cdot \left(\frac{G' \cdot (a_3 - H_{ar1})}{L' \cdot c_L} + T_{a1} \right) - B^2}} \right) \right]_{T_{a1}}^{T_{a2}} \quad (4.4)$$

Não é possível explicitar a variável T_{a1} . Assim, um possível método de solução é fazer com que a diferença entre o primeiro termo desta equação com seu segundo termo seja uma função $f(T_{a1})$, na qual seu valor deve ser nulo num intervalo de possibilidades para a temperatura de saída. Esta equação é equivalente às equações (2.37) e (2.38).

$$f(T_{a1}) = (K_G \cdot a) \cdot F \frac{Z_T}{G'} - \frac{2}{\sqrt{4 \cdot A \cdot \left(\frac{G' \cdot (a_3 - H_{ar1})}{L' \cdot c_L} - T_{a1} \right) - B^2}} \cdot \left[\arctan \left(\frac{2 \cdot A \cdot T_{a2} + B}{\sqrt{4 \cdot A \cdot \left(\frac{G' \cdot (a_3 - H_{ar1})}{L' \cdot c_L} - T_{a1} \right) - B^2}} \right) - \arctan \left(\frac{2 \cdot A \cdot T_{a1} + B}{\sqrt{4 \cdot A \cdot \left(\frac{G' \cdot (a_3 - H_{ar1})}{L' \cdot c_L} - T_{a1} \right) - B^2}} \right) \right] \quad (4.5)$$

A única variável incógnita da equação é T_{a1} . Através da função Solver do software Microsoft Excel pode-se calcular T_{a1} para o qual o valor de $f(T_{a1})$ seja nulo.

Inicialmente, para um dado par de fluxos L' e G' , calcula-se o valor de $(K_G \cdot a)$ pela equação (4.2). Estes valores estão mostrados nas Tabelas 4.5 (ensaio EV-01) e 4.6 (ensaio EV-02).

Na seqüência, a partir dos dados de temperaturas de entrada da torre, T_{a2} , de bulbo seco, T_{bs} , e de bulbo úmido, T_{bu} , calcula-se o valor da temperatura da água de saída, T_{a1} .

Tabela 4.5 - Valores de $(K_G \cdot a)$ médio calculado e temperaturas medidas no ensaio de validação EV-01, para fluxo de água $L' = 2,91 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ e fluxo de ar $G' = 2,5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$.

T_{a2} (°C)	T_{a1} (°C)	T_{bs} (°C)	T_{bu} (°C)	$(K_G \cdot a)$ calculado
51,8	38,5	25,0	19,2	1,39
52,0	38,4	25,0	19,2	
52,3	38,5	25,0	20,0	
52,4	38,2	25,0	20,0	
52,3	38,2	25,0	20,0	

Tabela 4.6 - Valores de $(K_G \cdot a)$ calculado e temperaturas medidas no ensaio de validação EV-02, para fluxo de água $L' = 1,85 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ e fluxo de ar $G' = 2,5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$.

T_{a2} (°C)	T_{a1} (°C)	T_{bs} (°C)	T_{bu} (°C)	$(K_G \cdot a)$ calculado
60,2	38,5	26,0	20,4	1,12
62,8	39,3	26,0	20,4	
63,8	40,3	26,0	20,8	
63,8	40,8	26,0	20,8	
60,3	39,7	26,0	20,8	

Nas Tabelas 4.7 e 4.8 são apresentados os resultados das temperaturas da água de saída T_{a1} , calculadas e experimentais. Para melhor comparação, é mostrada a diferença entre estes valores, denominada ΔT_{a1} .

Os dois ensaios mostraram, nos cálculos de validação, que suas temperaturas de saída calculadas a partir da correlação estão muito próximas das temperaturas de saída experimentais. Esta observação pode ser feita, também, verificando-se os baixos valores da relação $\Delta T_{a1}/range$.

A operação na condição de alta demanda térmica proporciona altos valores de *range* e, por conseqüência, melhor precisão e confiabilidade na determinação do $(K_G \cdot a)$. Como observa CORTINOVIS (2004), que trabalhou com valores de *range* da ordem de 5° C, um erro de -0,5°C na medida de T_{a1} pode implicar em erros de até 50% na determinação do coeficiente global $(K_G \cdot a)$. Quanto maior o *range*, menor a propagação de erro associada às medidas de temperatura.

Tabela 4.7 - Comparação dos valores experimentais e calculados: temperatura da água na saída da torre e *range*. Ensaio de validação EV-01, $L' = 2,91 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ e $G' = 2,5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$.

T_{a1} experimental (°C)	T_{a1} calculado (°C)	ΔT_{a1} (°C) (exp-cal)	<i>range</i> experimental (°C)	<i>range</i> calculado (°C)	$ \Delta T_{a1} /\textit{range}$ experimental
38,5	38,6	-0,1	13,3	13,2	0,01
38,4	38,6	-0,2	13,6	13,4	0,02
38,5	38,9	-0,4	13,8	13,4	0,03
38,2	39	-0,8	14,2	13,4	0,06
38,2	38,9	-0,7	14,1	13,4	0,05

Tabela 4.8 - Comparação dos valores experimentais e calculados: temperatura da água na saída da torre e *range*. Ensaio de validação EV-02, $L' = 1,85 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ e $G' = 2,5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$.

T_{a1} experimental (°C)	T_{a1} calculado (°C)	ΔT_{a1} (°C) (exp-cal)	<i>range</i> experimental (°C)	<i>range</i> calculado (°C)	$ \Delta T_{a1} /\textit{range}$ experimental
38,5	38,9	-0,4	21,7	21,3	0,02
39,3	39,5	-0,2	23,5	23,3	0,01
40,3	39,8	0,5	23,5	24,0	0,02
40,8	39,8	1,0	23,0	24,0	0,04
39,7	39,1	0,6	20,6	21,2	0,03

4.4) Validação do modelo matemático para torres de resfriamento TR-01 e TR-02 acopladas em série.

O estudo de validação do sistema composto de torres acoplados em série foi feito a partir dos ensaios de validação (EVS-01, EVS-02 e EVS-03), realizados de forma independente dos utilizados para a obtenção do $(K_G \cdot a)$.

No sub-item 2.4.4, definiram-se as equações do modelo matemático da associação de torres em série a fim de realizar os cálculos do desempenho do sistema de torres operando em série. Para a validação, serão consideradas as equações de caracterização para cada uma das torres, e as equações relacionadas aos balanços e fluxos de calor e massa para cada torre.

As equações de caracterização, (4.6) e (4.7), são as mesmas para ambas as torres, pois estas são consideradas idênticas. No entanto, as torres podem operar com vazões de ar diferentes.

$$(K_G \cdot a)_1 = 0,52 \cdot L^{0,43} \cdot G_1^{0,55} \quad (4.6)$$

$$(K_G \cdot a)_2 = 0,52 \cdot L^{0,43} \cdot G_2^{0,55} \quad (4.7)$$

As equações relacionadas aos balanços e fluxos, deduzidas no sub-item 2.3.2, devem se aplicadas separadamente a cada uma das torres e, de forma sintética, expressas por (2.37) e (2.38), equivalentes à equação (4.5). Considerando que, em princípio, as torres têm a mesma altura e as vazões de ar podem ser diferentes; tem-se: T_Q , a temperatura da água na entrada da primeira torre; T_I , a temperatura da água na saída desta e a de entrada da segunda torre; T_F , a temperatura da água na saída da segunda torre e H_{ar1} , a entalpia do ar alimentado, que é o mesmo para ambas as torres.

As equações (2.37) e (2.38) utilizam parâmetros (a_1 , a_2 e a_3) para o cálculo da entalpia de saturação do ar em função da temperatura da interface ar/água, admitida com sendo a temperatura da água. Como descrito no item 2.3.1, estes parâmetros são definidos a partir de uma determinada faixa de temperatura na relação entre entalpia de saturação do ar e sua temperatura. Para a torre TR-01 a faixa de temperaturas está entre 35 e 65°C, e para a torre TR-02 a faixa de temperaturas está entre 20 e 40°C. As funções e as respectivas faixas de temperatura encontram-se na Tabela 2.6.

Os cálculos de validação foram efetuados partindo-se dos seguintes dados: fluxos L' , G'_1 e G'_2 ; temperatura de entrada da primeira torre, T_Q ; temperatura de bulbo seco, T_{bs} , e temperatura de bulbo úmido, T_{bu} , do ar de entrada.

Na seqüência, calculam-se os parâmetros $(K_G \cdot a)_1$ e $(K_G \cdot a)_2$, pelas equações (4.6) e (4.7); a entalpia do ar, H_{ar1} , a partir da pressão ambiente e das temperaturas T_{bs} e T_{bu} . Com o valor medido T_Q e dos valores calculados $(K_G \cdot a)_1$ e H_{ar1} , obtém-se da solução da equação (2.37) a temperatura da água na saída da primeira torre, T_I .

Para a segunda torre, o procedimento é mesmo. Com os valores de $(K_G \cdot a)_2$, H_{ar1} e T_I , que é a temperatura de entrada da segunda torre, calcula-se a temperatura da água de saída T_F a partir da equação (2.38).

As equações (2.37) e (2.38) foram resolvidas empregando-se a função Solver presente no software Microsoft Excel.

Os valores de $(K_G \cdot a)$ para os ensaios EVS-01, EVS-02 e EVS-03, calculados pelas equações (4.6) e (4.7), são apresentados na Tabela 4.9, assim como as temperaturas medidas. Os valores de $(K_G \cdot a)$ são os mesmos para ambas as torres, pois estas operaram com os mesmos fluxos de ar.

Na Tabela 4.10, são apresentados os resultados das temperaturas da água na saída da torre TR-01, calculadas e experimentais. Para comparação, apresenta-se a diferença entre esses valores, denominada $\Delta T_{saída}$.

Os resultados para a torre TR-01 são equivalentes aos apresentados no item anterior. Verificam-se também baixos valores da relação $\Delta T_{saída}/range$ experimental.

Tabela 4.9 - Valores de $(K_G \cdot a)$ médio calculado e temperaturas da água medidas nos ensaios de validação EVS-01, EVS-02 e EVS-03. ($L' = 1,36 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$)

	TR-01 entrada (°C)	TR-01 saída (°C)	TR-02 entrada (°C)	TR-02 saída (°C)	T_{bs} (°C)	T_{bu} (°C)	$(K_G \cdot a)$ calculado
G'_1 1,3	57,4	38,3	35,0	27,2	24,6	21,2	0,63
	56,8	41,5	38,2	30,0	24,6	21,2	
	58,8	42,3	39,5	31,7	24,6	21,2	
G'_2 1,9	59,8	39,2	36,5	29,2	24,6	21,2	0,78
	59,8	41,3	38,0	29,5	24,6	21,2	
	59,2	40,0	38,2	30,1	24,6	21,2	
G'_3 2,5	56,8	36,2	33,0	26,5	24,6	21,2	0,90
	57,2	36,3	35,0	27,4	24,6	21,2	
	56,4	36,5	35,3	27,2	24,6	21,2	

Tabela 4.10 - Comparação dos valores experimentais e calculados: temperatura da água na saída e $range$, da torre TR-01. Ensaios de validação EVS-01, EVS-02 e EVS-03.

	TR-01 saída experimental (°C)	TR-01 saída calculada (°C)	$range$ experimental (°C)	$range$ calculado (°C)	$\Delta T_{saída}$ (°C) (exp-cal)	$ \Delta T_{saída} /range$ experimental
G'_1 1,3	38,3	40,6	19,1	16,8	-2,3	0,12
	41,5	40,4	15,3	16,4	1,1	0,07
	42,3	41,0	16,5	15,8	1,3	0,08
G'_2 1,9	39,2	38,7	20,6	21,1	0,5	0,02
	41,3	38,7	18,5	21,1	2,6	0,14
	40,0	38,6	19,2	20,6	1,4	0,07
G'_3 2,5	36,2	36,3	20,6	20,5	-0,1	0,01
	36,3	36,4	20,9	20,8	-0,1	0,01
	36,5	36,2	19,9	20,2	0,3	0,01

Na Tabela 4.11, são apresentados os resultados das temperaturas da água na saída da torre TR-02, calculadas e experimentais, assim como $\Delta T_{saída}$. Neste caso os desvios observados são bem maiores. Os erros na previsão de temperatura são da ordem de 1,5°C para um pequeno *range*. E a diferença relativa média, $\Delta T_{saída}/range$ experimental é 0,2.

Uma possível interpretação para este desvio seria a imprecisão no cálculo, que pode ser avaliado a partir da equação de projeto da torre, equação (2.8). Verifica-se esta imprecisão quando a força motriz ($H_{ar}^* - H_{ar}$) é baixa, que equivale a um baixo valor de *approach*.

Tabela 4.11 - Comparação dos valores experimentais e calculados: temperatura da água na saída e *range*, da torre TR-02. Ensaio de validação EVS-01, EVS-02 e EVS-03.

	TR-02 saída experimental (°C)	TR-02 saída calculada (°C)	<i>range</i> experimental (°C)	<i>range</i> calculado (°C)	$\Delta T_{saída}$ (°C) (exp-cal)	$ \Delta T_{saída} /range$ experimental
G'_1 1,3	27,2	30,2	7,8	4,8	-3,0	0,38
	30,0	32,2	8,2	6,0	-2,2	0,27
	31,7	32,9	7,8	6,6	-1,2	0,15
G'_2 1,9	29,2	30,2	7,3	6,3	-1,0	0,14
	29,5	31,0	8,5	7,0	-1,5	0,18
	30,1	31,0	8,1	7,2	-0,9	0,11
G'_3 2,5	26,5	27,8	6,5	5,2	-1,3	0,20
	27,4	28,8	7,6	6,2	-1,4	0,18
	27,2	28,9	8,1	6,4	-1,7	0,21

Tabela 4.12 - Comparação dos valores experimentais e calculados: *range* total (TR01 + TR02).

<i>range</i> experimental (°C) TR01 + TR02	<i>range</i> calculado (°C) TR01 + TR02	(<i>range</i> calculado)/(<i>range</i> experimental)
19,1	16,8	0,80
15,3	16,4	0,95
16,5	15,8	0,92
20,6	21,1	0,98
18,5	21,1	1,04
19,2	20,6	1,02
20,6	20,5	0,95
20,9	20,8	0,95
19,9	20,2	0,95

A Tabela 4.12 mostra os valores do *range* total experimental e o calculado. Definindo-se o *range* total como a soma dos *ranges* de cada torre, apresenta-se, para comparação, a razão entre o *range* total calculado e o experimental. Constatou-se concordância dos valores preditos com os experimentais.

4.5) Cálculos relativos às potências de bombeamento e ventilação.

Conforme apresentado no item 2.4, os custos operacionais do sistema de resfriamento, devem considerar os custos de energia elétrica associada à potência de bombeamento da água e do ventilador e o consumo de água de resfriamento.

A potência consumida pelas bombas foi determinada através da medida da corrente elétrica do motor e vazão de água. Obteve-se, assim, uma expressão para potência, P_{bomb} , em função da vazão de água, w :

$$P_{bomb} = 355 \cdot w + 891 \quad (4.8)$$

No caso dos ventiladores procedeu-se da mesma forma, relacionando-se a potência, P_{vent} , com a vazão mássica de ar. Os dois ventiladores são praticamente iguais e, portanto, considerou-se a mesma equação para ambos.

$$P_{vent} = 412 \cdot Q + 382 \quad (4.9)$$

5) APLICAÇÃO DO MODELO PARA ESTUDO DE CASOS

Este estudo foi realizado com o objetivo de verificar a influência de algumas variáveis e parâmetros de operação no desempenho do sistema de resfriamento considerado neste trabalho.

O estudo cujos resultados são apresentados neste capítulo foram obtidos por simulação matemática, empregando-se a modelagem proposta e validada neste trabalho. O equacionamento considerado está apresentado no capítulo 2, na Tabela 2.7.

Não foram consideradas as demandas do processo e as interferências no mesmo. O escopo foi limitado à avaliação do sistema de torres acopladas.

Ressalva-se que nas simulações trabalhou-se, em alguns casos, com valores de vazão de água que extrapolam a faixa de vazões consideradas na etapa experimental e de validação. Esta extrapolação é parcialmente justificada por resultados obtidos dos trabalhos de CORTINOVIS (2004) e MELLO (2008).

5.1) Influência da vazão de água.

Neste item, o objetivo é avaliar a influência da vazão de líquido no desempenho do sistema de torres em série, nas seguintes condições: alta temperatura de água quente, $T_Q = 65^\circ\text{C}$, $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$ e fluxos de ar, G' iguais e fixos em $2 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$.

A Figura 5.1 mostra a variação da temperatura da água quente, T_Q , da temperatura da água fria, T_F , da temperatura intermediária, T_I , e *approach*, para as diferentes vazões de água. Verifica-se que as temperaturas de água fria e intermediária e o *range* da primeira torre, $(T_Q - T_I)$, crescem com o aumento da vazão de água, enquanto que o *range* da segunda torre, $(T_I - T_F)$ é praticamente independente da vazão de água. O aumento de L' propicia maior $(K_G a)$, mas, também, menor força motriz para transferência de massa.

A Figura 5.2 mostra a variação da carga térmica de cada uma das torres, Q_{t1} e Q_{t2} , a total, Q_{tT} , e custo operacional total, C_T , em função da vazão de água. A carga Q_{tT} aumenta significativamente com a vazão de água, por exemplo, aumentando-se L' de 2 para 4 kg/s·m², tem-se um incremento em Q_{tT} de 70%. Nota-se que a carga térmica da segunda torre cresce linearmente com a vazão, isto corrobora a observação anterior de *range* constante. A carga térmica total da primeira torre aumenta de forma significativa com a vazão, mas como resultado tem-se maiores valores para T_F e para os custos operacionais.

O aumento dos custos operacionais com a vazão de circulação de água é devido, principalmente, às maiores potências consumidas para o bombeamento e aos maiores consumos de água para reposição das perdas por evaporação e purga.

O parâmetro C_T/Q_T , proposto neste capítulo, expresso em R\$/MWh, relaciona o custo operacional e a demanda térmica total e pode ser um bom indicativo para avaliação do impacto de mudanças operacionais nos custos operacionais. A Figura 5.3 ilustra esta influência. Nota-se que, para baixas vazões, este custo relativo é bem maior e, para maiores vazões, tende a um patamar.

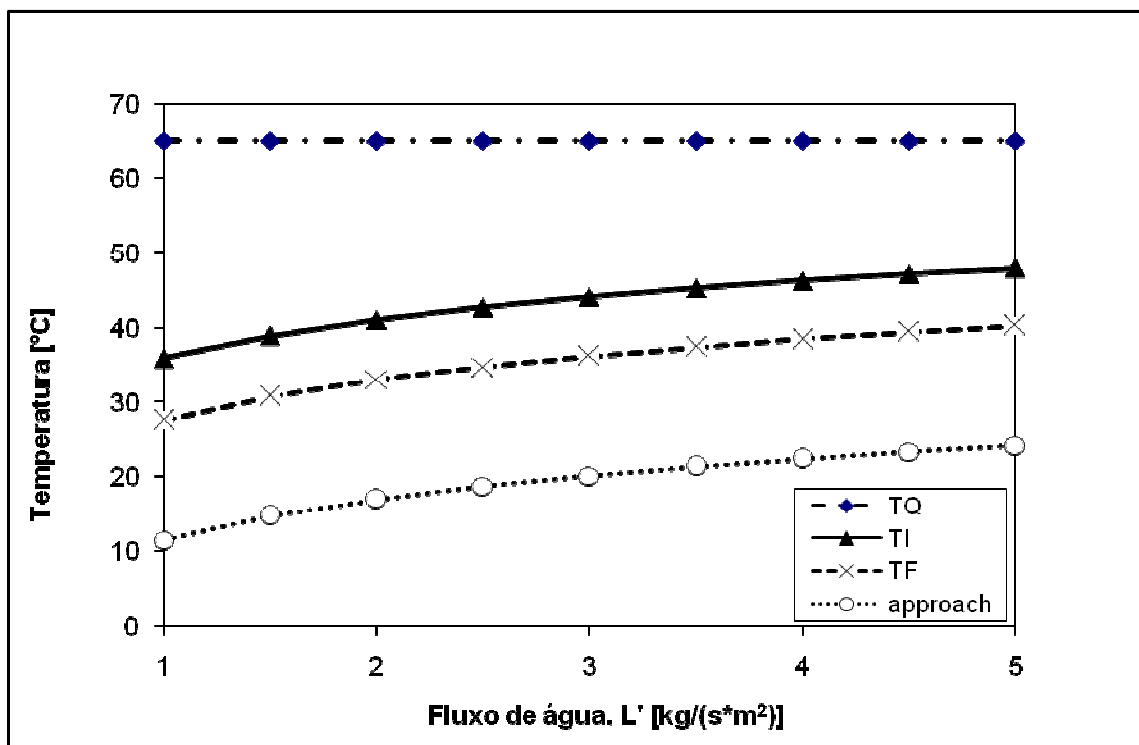


Figura 5.1 - Temperaturas da água em função da vazão de água. $G'_1 = G'_2 = 2$ kg/(s·m²), $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.

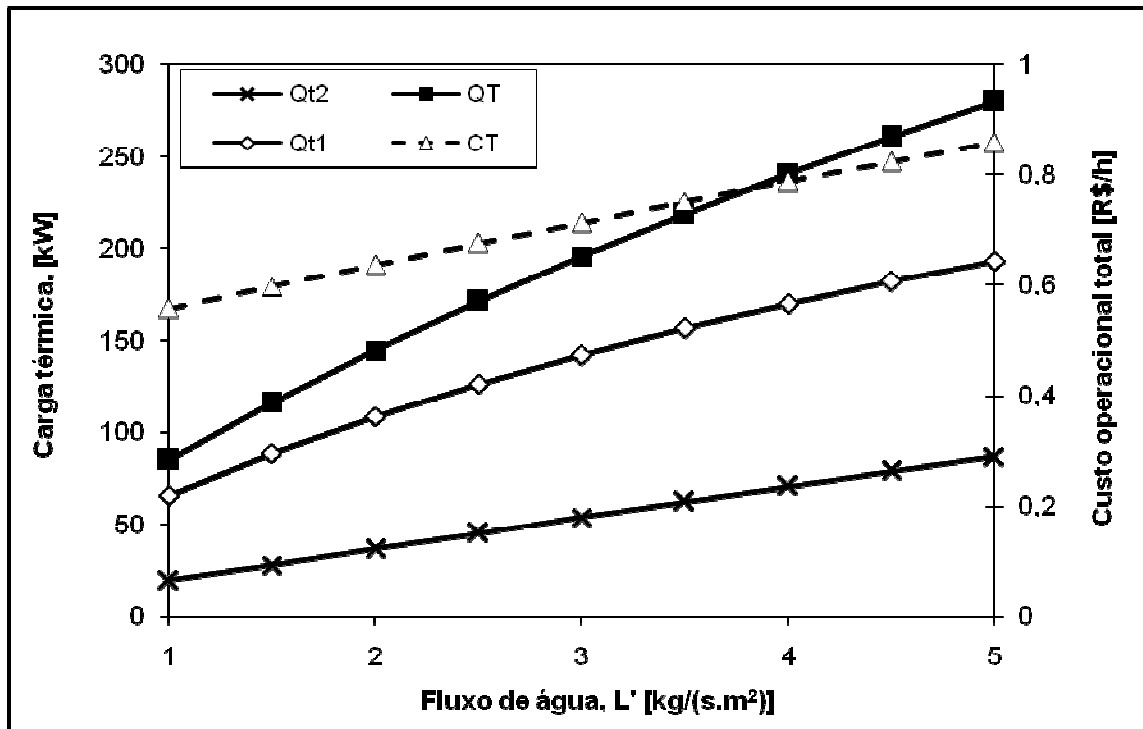


Figura 5.2 - Influência da vazão de água nas cargas térmicas e no custo operacional. $G'_1 = G'_2 = 2 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$, $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.

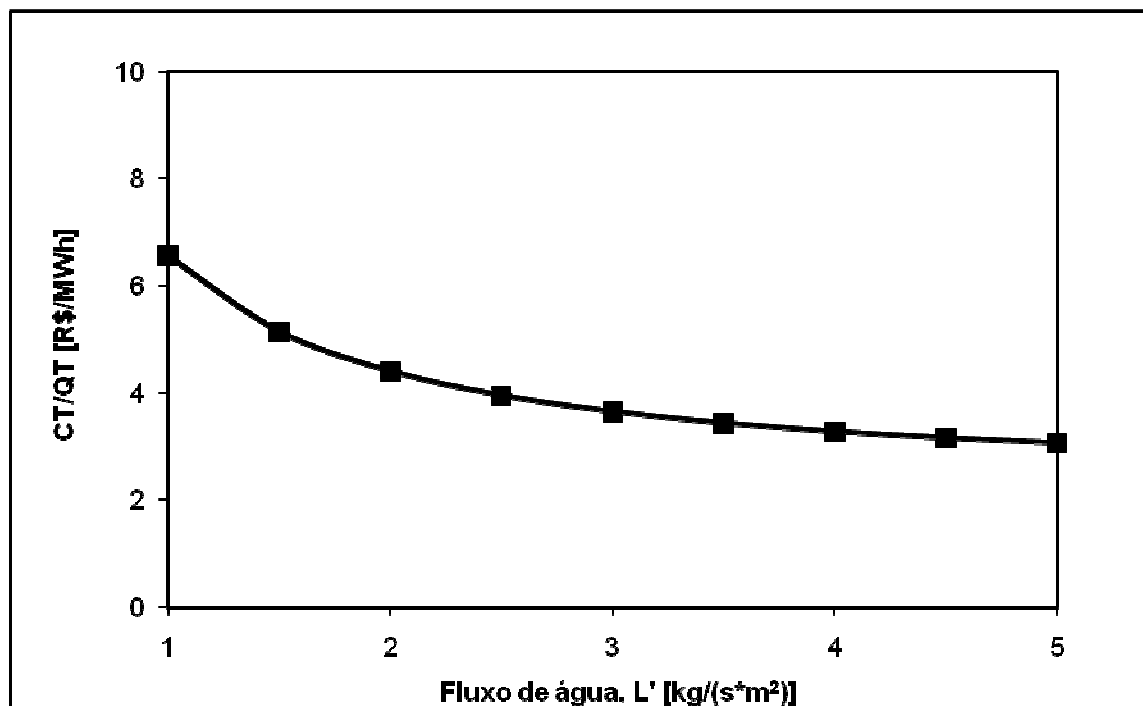


Figura 5.3 - Influência da vazão no custo operacional relativo. $G'_1 = G'_2 = 2 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$, $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.

5.2) Influência da vazão de ar.

A alteração da vazão de ar em uma torre de resfriamento evaporativa de aspiração forçada, durante a operação, ainda é um recurso pouco empregado em processos industriais. Neste item, investiga-se a influência da vazão de ar no desempenho do sistema em estudo, mas adotando-se a mesma vazão de ar para ambas as torres ($G'_1 = G'_2$). Considera-se as torres operando em série, nas seguintes condições: alta temperatura de água quente, $T_Q = 65^\circ\text{C}$, $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$ e fluxos de água de 2 kg/s.m^2 e 4 kg/s.m^2 .

Nas Figuras 5.4 e 5.5, são mostradas as temperaturas T_F , T_I e o *approach*, para os diferentes fluxos de ar, para fluxo de água de $2 \text{ kg/(s.m}^2)$ e $4 \text{ kg/(s.m}^2)$.

Observa-se que as temperaturas e o *approach* diminuem com o aumento da vazão de ar. O *range* da primeira torre, ($T_Q - T_I$), aumenta muito pouco com o fluxo de ar, enquanto que o *range* da segunda torre, ($T_I - T_F$), é praticamente independente da vazão de ar.

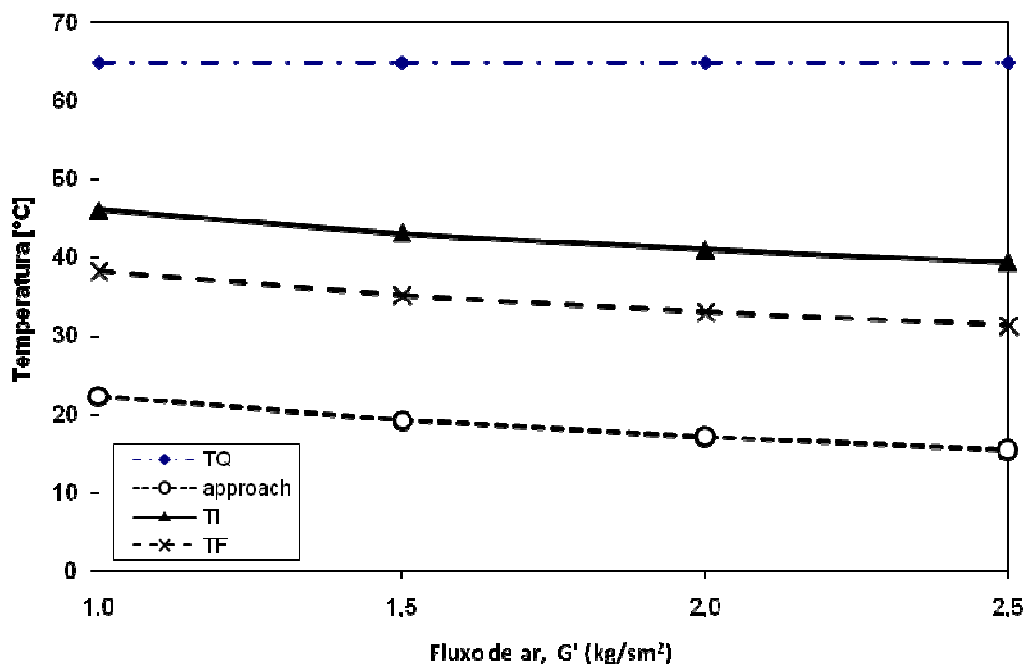


Figura 5.4 - Temperaturas da água em função do fluxo de ar. $L' = 2 \text{ kg/(s.m}^2)$, $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.

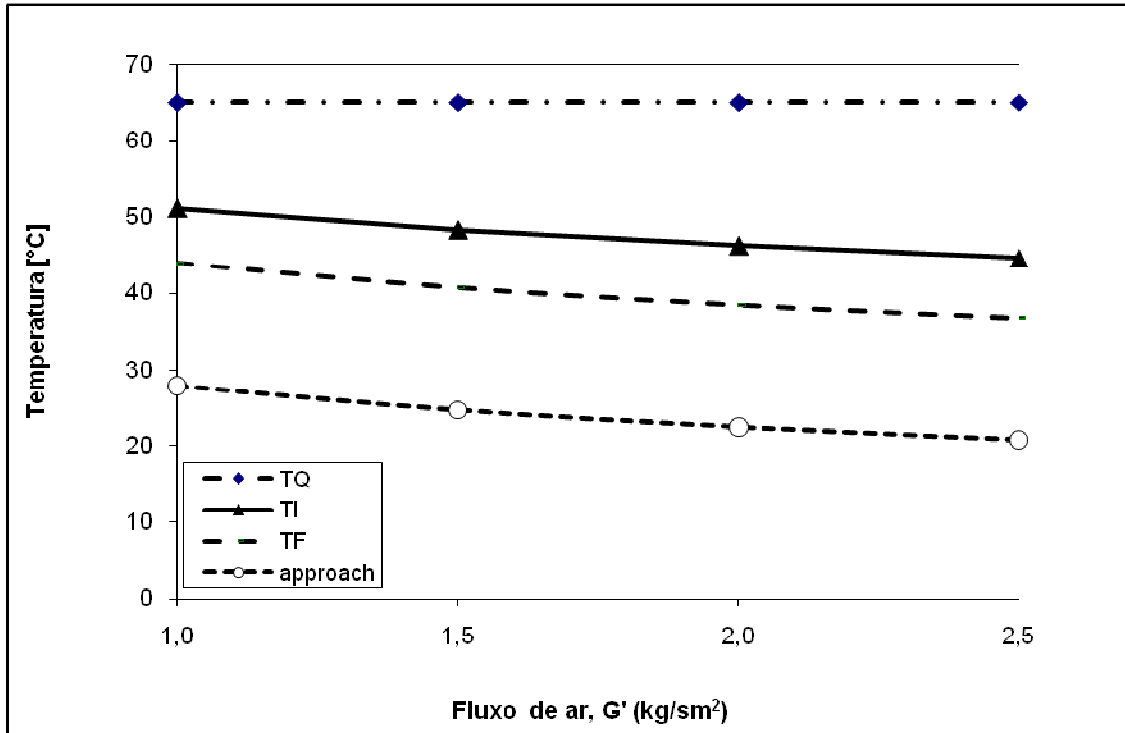


Figura 5.5 - Temperaturas da água em função do fluxo de ar. $L' = 4 \text{ kg/(s.m}^2\text{)}$, $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.

A Figura 5.6 mostra a influência do fluxo de ar na carga térmica total e no custo operacional total, para fluxo de água de 2 kg/s.m^2 e 4 kg/s.m^2 . A carga térmica aumenta com a vazão de ar, mas de forma menos intensa do que com a vazão de água. Para $L' = 2 \text{ kg/(s.m}^2\text{)}$, aumentando-se G' de $1,2 \text{ kg/(s.m}^2\text{)}$ para $2 \text{ kg/(s.m}^2\text{)}$, tem-se um aumento na carga total, Q_{iT} , de apenas 11%.

O fluxo de ar afeta fortemente o $(K_{G.a})$ e propicia, também, uma maior força motriz para transferência de massa, como resultado as temperaturas da água na saída tendem a ser menores para maiores G' .

De forma equivalente, nota-se que o custo operacional (Figura 5.6) e o custo relativo (Figura 5.7) não são fortemente influenciados pela vazão de ar, mas variam bastante com a vazão de água. Este comportamento pode ser justificado pelo fato das potências empregadas no bombeamento serem bem superiores às dos ventiladores.

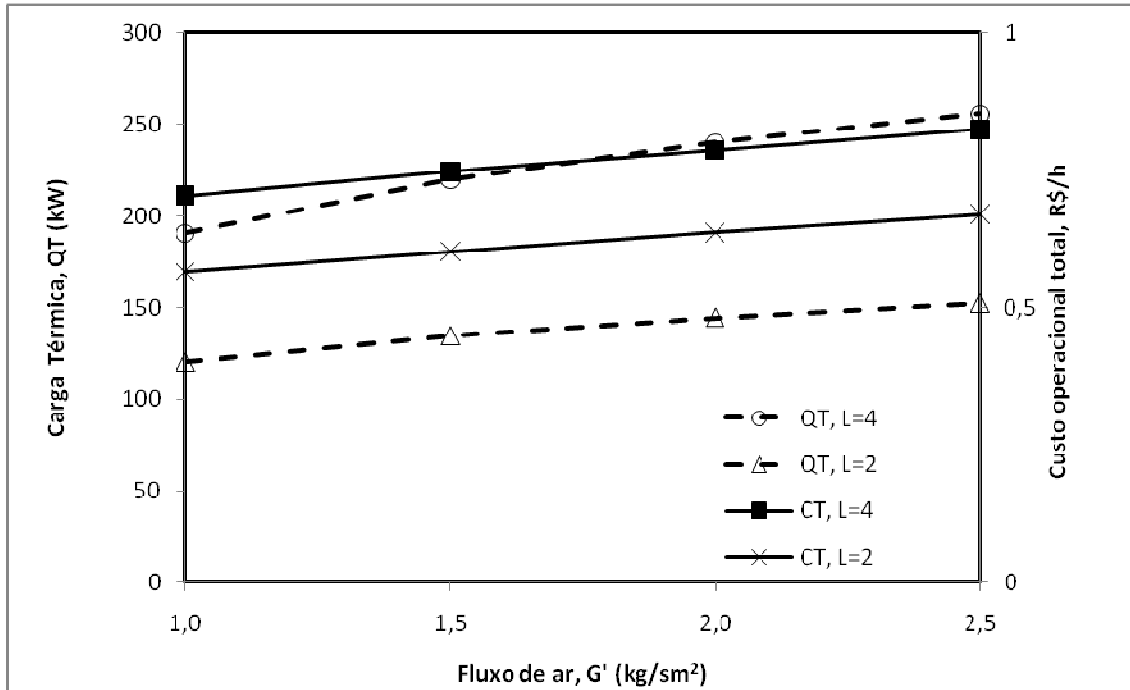


Figura 5.6 - Influência do fluxo de ar nas cargas térmicas e no custo operacional. $L' = 2$ kg/(s.m²) e $L' = 4$ kg/(s.m²), $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.

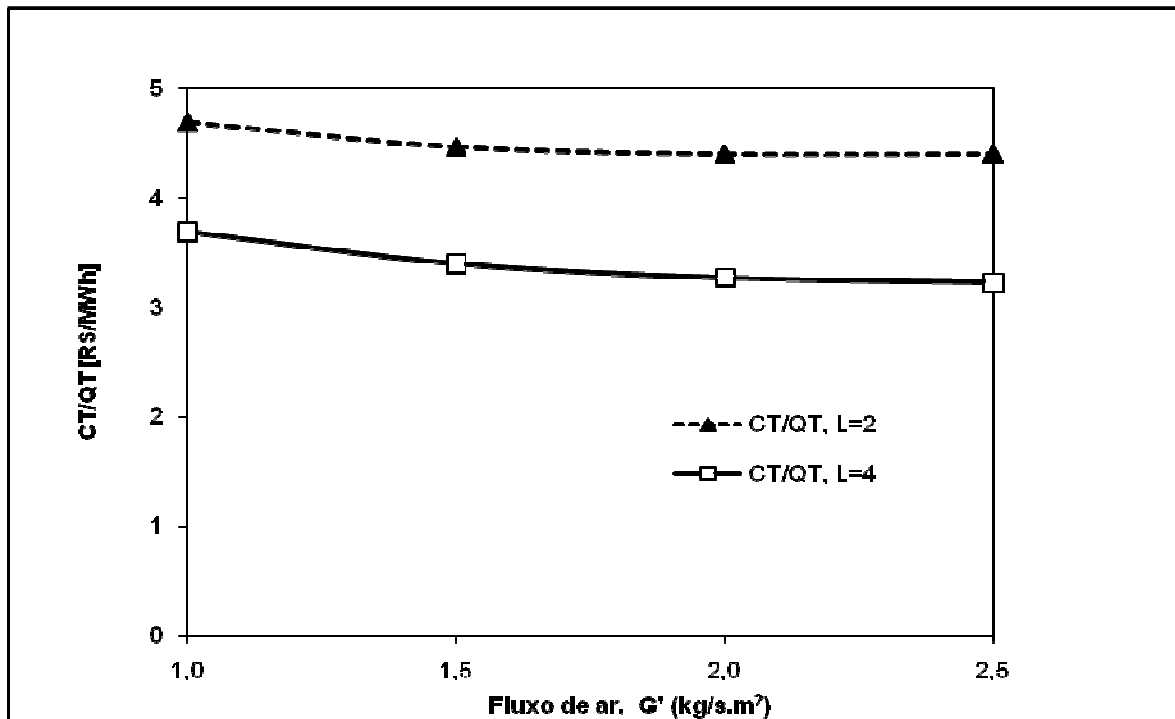


Figura 5.7 - Influência do fluxo de ar no custo operacional relativo. $L' = 2$ kg/(s.m²) e $L' = 4$ kg/(s.m²), $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.

5.3) Temperatura da água fria fixa.

A demanda térmica de um processo pode ser limitada pela necessidade de uma temperatura de água fria com valor praticamente constante. Para avaliar esta situação, estudou-se a influência da vazão de água em um sistema de torres, operando em série, fornecendo água fria à 25°C. Para as demais condições, adotou-se: $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$ (com exceção do sub-item 5.3.1) e fluxos de ar $G'_1 = G'_2 = 2,5 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$. O fluxo de água máximo considerado foi de $4,7 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$, próximo à razão (L'/G') máxima.

A Figura 5.8 mostra a significativa variação da temperatura da água quente para baixas vazões de água. Para vazões maiores, as temperaturas de água quente e intermediária diminuem pouco com o aumento da vazão. Estes resultados do cálculo da temperatura de água quente devem ser interpretados com cuidado, pois representam a maior temperatura da água quente que pode ser processada na torre, na vazão especificada, de forma a se obter água fria a 25°C.

A carga térmica varia com a vazão de água de forma peculiar (Figura 5.9). Apresenta um valor mínimo para fluxo de água em torno de $1,5 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$. Este comportamento pode ser associado a um comportamento extremamente não linear da curva de saturação para temperaturas de água superiores a 50°C e, por conseguinte, o alto valor para a força motriz na primeira torre, principalmente próximo ao topo.

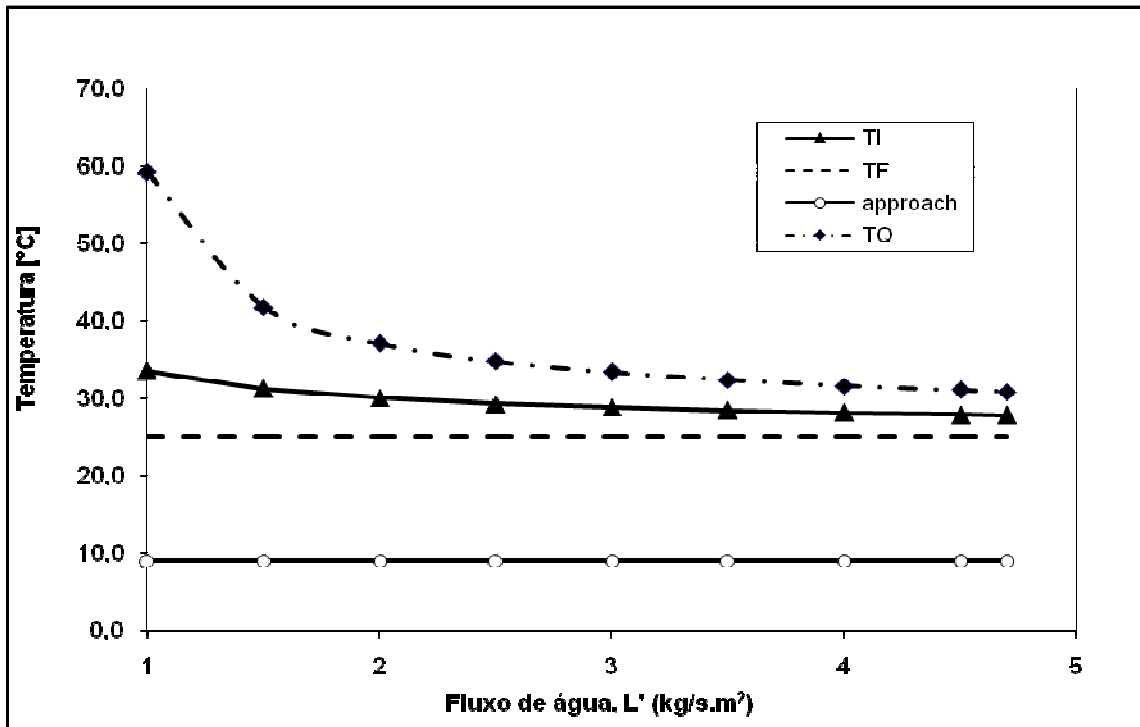


Figura 5.8 - Temperaturas da água em função da vazão de água. $G'_1 = G'_2 = 2,5 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$, $T_F = 25^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.

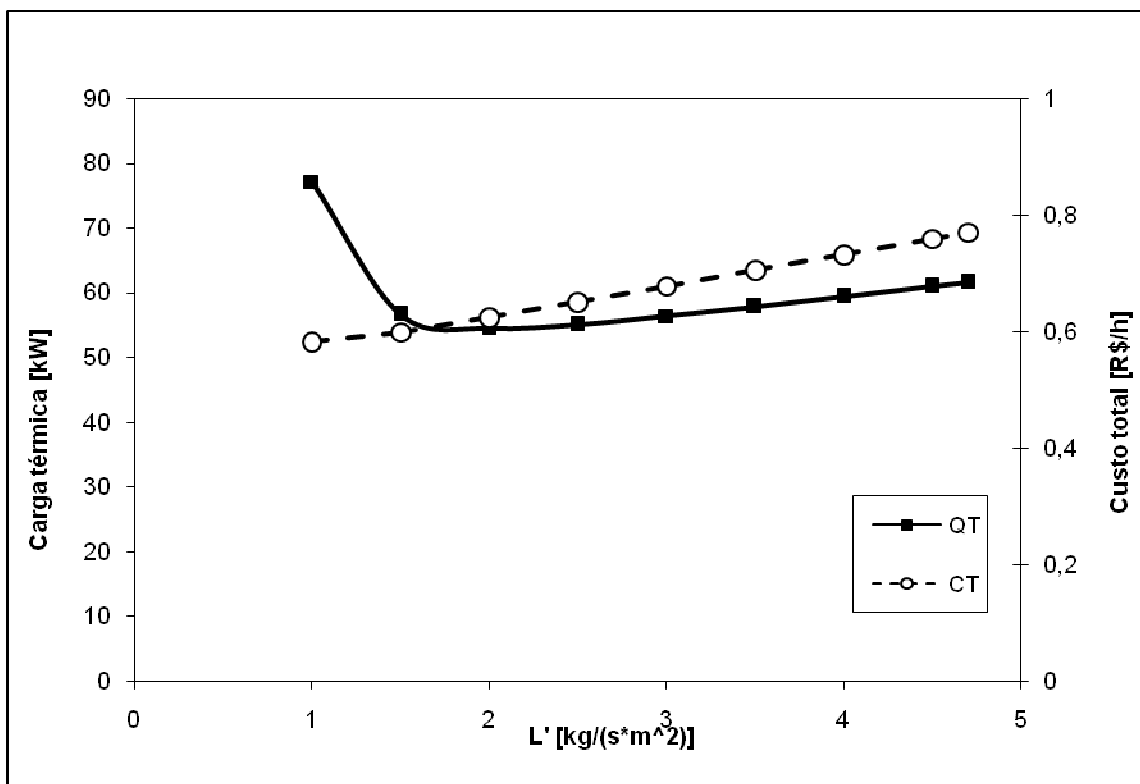


Figura 5.9 - Influência da vazão de água na carga térmica e no custo operacional. $G'_1 = G'_2 = 2,5 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$, $T_F = 25^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.

5.3.1) Influência do *approach*.

Como caso particular da operação da água fria a 25°C, investigou-se a influência da condição ambiental (temperatura de bulbo úmido) na carga térmica das torres, variando-se o *approach*. As condições são as mesmas do sub-item 5.3, exceto a temperatura de bulbo úmido que, variou de forma a alterar o *approach*, e a temperatura da água fria que foi fixada em 25°C e 30°C, considerada no caso representado pela figura 5.11.

A Figura 5.10 ilustra o significativo incremento na carga térmica com o aumento do *approach*, para $T_F = 25^\circ\text{C}$, que é explicado pela maior força motriz. Tem-se, também, uma diminuição significativa no custo operacional relativo com o aumento do *approach*.

Para comparação, apresentam-se, na Figura 5.11, os resultados para o caso de temperatura de água fria de 30°C. Considerando-se o mesmo *approach*, para os casos $T_F = 25^\circ\text{C}$ e $T_F = 30^\circ\text{C}$, observa-se que a carga térmica para $T_F = 25^\circ\text{C}$ é inferior à carga térmica para $T_F = 30^\circ\text{C}$, e o custo operacional relativo é menor para T_F maior. Apesar da importância do *approach*, o valor da temperatura da água fria é, também, muito importante na carga térmica. Este comportamento decorre da variação da entalpia de saturação com a temperatura.

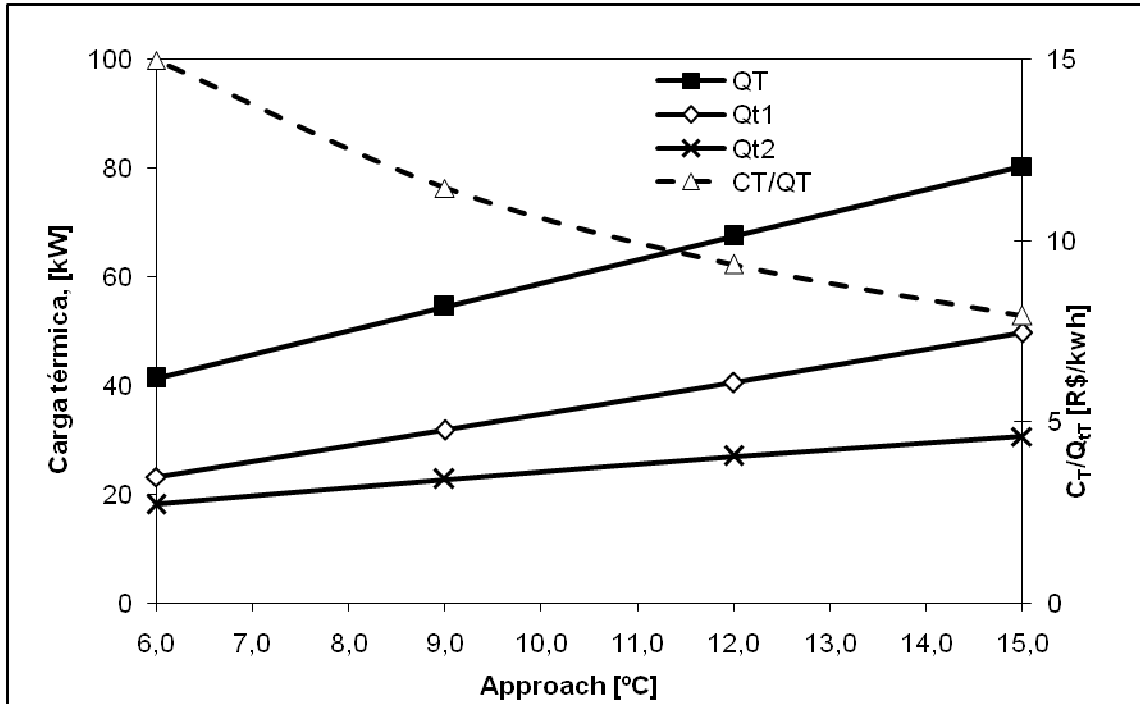


Figura 5.10 - Influência do *approach* nas cargas térmicas e no custo operacional relativo. $L' = 2 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$, $T_F = 25^\circ\text{C}$ e $G'_1 = G'_2 = 2,5 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$.

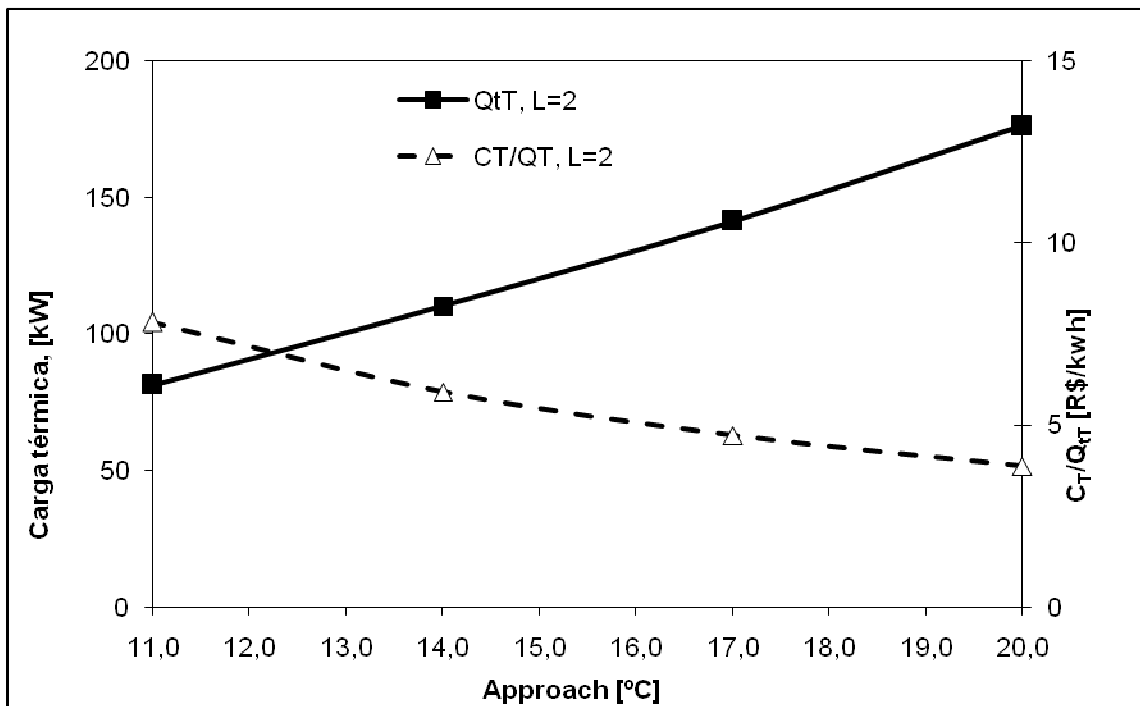


Figura 5.11 - Influência do *approach* nas cargas térmicas e no custo operacional relativo. $L' = 2 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$, $T_F = 30^\circ\text{C}$ e $G'_1 = G'_2 = 2,5 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$.

5.4) Estudo de caso: Comparação de torres de resfriamento em série com torres de resfriamento em paralelo.

Usualmente, tem-se a operação de várias unidades de torres idênticas em paralelo. No entanto, o presente trabalho pretende avaliar a alternativa da operação em série de duas torres, no caso de alta temperatura de água quente.

Como comparação, são apresentados os resultados simulados para o resfriamento de uma vazão de água 7,8 m³/h, a 65°C, $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$ para diferentes fluxos de ar. As simulações realizadas são para a configuração em série das duas torres piloto e para a configuração das duas torres em paralelo.

No caso da operação em paralelo, admite-se cada torre operando com metade da vazão de água, que corresponde a $L' = 2 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$ em cada torre. O modelo para uma torre, validado no capítulo 4, permite o cálculo da temperatura de saída da torre, assim como da respectiva carga térmica. A carga térmica total corresponde ao dobro da carga de cada torre. Para o cálculo dos custos operacionais, no caso da operação em paralelo, considera-se apenas uma bomba de transferência de água, e admite-se que a perda de carga do sistema de alimentação e na saída das torres seja desprezível em relação ao restante do circuito de água. Para a operação em série, o fluxo de água em cada uma das torres é o dobro, ou seja, $L' = 4 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$.

Na Figura 5.12, são mostrados os resultados da influência da vazão de ar nas temperaturas de água fria para os dois arranjos (em série e paralelo) e temperatura intermediária, T_i , do arranjo em série. A temperatura da configuração em paralelo é sistematicamente superior à do arranjo em série, mas a diferença é da ordem de 3°C. Em concordância com isto, tem-se que a carga térmica total do arranjo em paralelo é ligeiramente inferior à do em série, como pode ser observado na Figura 5.13. Por exemplo, para $G' = 1,0 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$, a carga do arranjo paralelo é cerca de 12% inferior à do arranjo em série. Por outro lado, o custo operacional do arranjo em paralelo é sempre inferior ao do em série, para o mesmo fluxo de ar. Este resultado é consequência da necessidade de maior potência de bombeamento (duas bombas). A rigor a bomba de circulação intermediária, empregada no arranjo em série, tem potência de bombeamento inferior, mas admitiu-se a mesma potência da outra bomba.

A definição da melhor configuração, para o escopo definido, deve considerar as demandas de processo e os custos operacionais. Como a influência do fluxo de ar é significativa, pode-se compensar a menor carga térmica relativa do arranjo paralelo, aumentando-se o fluxo de ar. Por exemplo: Para $G' = 1,5 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$, tem-se $Q_{tT} = 220 \text{ kW}$, para o arranjo em série, e para $G' = 2,0 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$, tem-se $Q_{tT} = 216 \text{ kW}$, para o arranjo em paralelo, ou seja, praticamente a mesma carga. Nestas condições os custos são: C_T (série) = 0,75 R\$/h e C_T (paralelo) = 0,58 R\$/h. Assim, o arranjo paralelo atenderia à mesma demanda, e com custo inferior. Este resultado está corroborado pelo custo operacional relativo apresentado na Figura 5.14, que mostra custos menores para o arranjo paralelo.

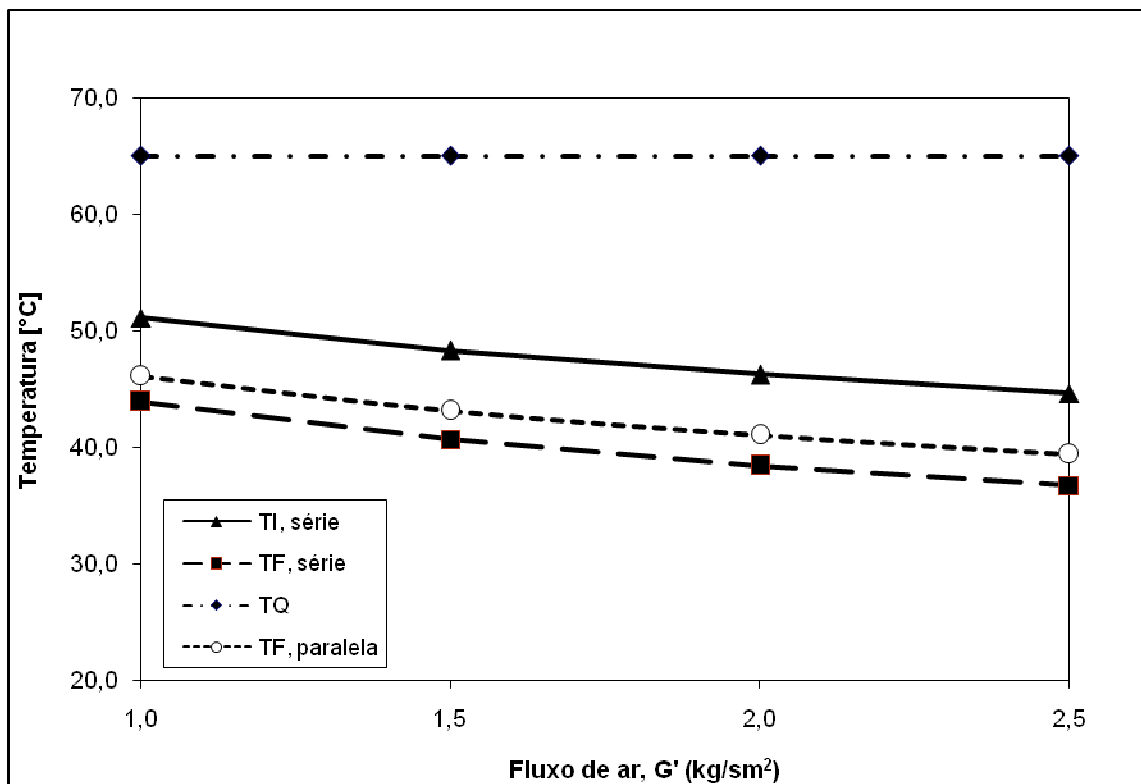


Figura 5.12 - Temperaturas da água em função do fluxo de ar. Torres em série ($L' = 4,0 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$) e torres em paralelo ($L' = 2,0 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$). $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.

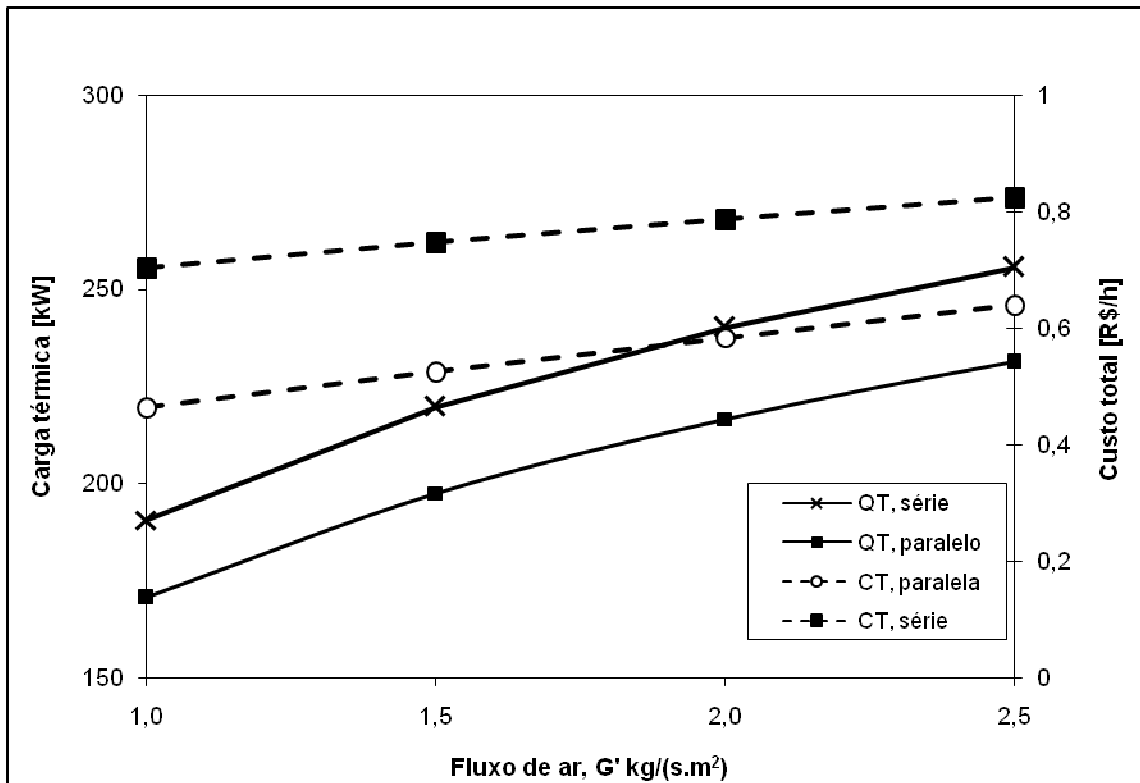


Figura 5.13 - Influência do fluxo de ar nas cargas térmicas e no custo operacional. Torres em série ($L' = 4,0 \text{ kg/(s}\cdot\text{m}^2)$) e torres em paralelo ($L' = 2,0 \text{ kg/(s}\cdot\text{m}^2)$). $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.

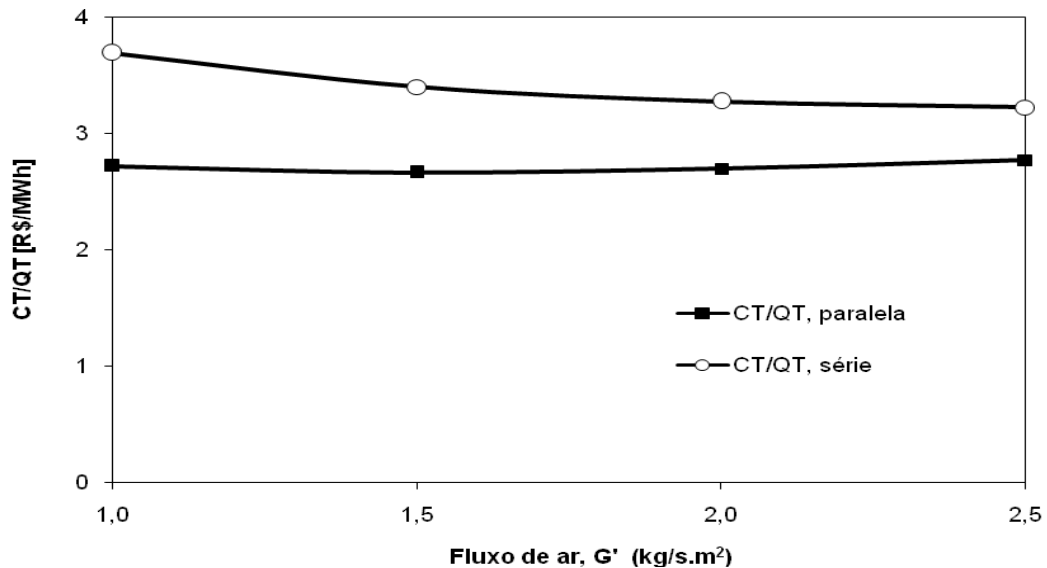


Figura 5.14 - Influência do fluxo de ar no custo operacional relativo. Torres em série ($L' = 4,0 \text{ kg/(s}\cdot\text{m}^2)$) e torres em paralelo ($L' = 2,0 \text{ kg/(s}\cdot\text{m}^2)$). $T_Q = 65^\circ\text{C}$ e $T_{bu} = 16^\circ\text{C}$.

6) CONCLUSÕES

No presente trabalho, foi desenvolvido um modelo fenomenológico para a caracterização de uma torre de resfriamento e de um sistema com acoplamento de duas torres em série, operando com temperatura de água na entrada da torre de até 65°C. O procedimento experimental realizado em uma planta piloto e a aplicação da modelagem revelaram-se válidos para ambos os sistemas, isto é, uma torre e duas torres acopladas em série.

O coeficiente global de transferência de calor e massa foi expresso em função dos fluxos de ar e de água e os resultados das determinações revelaram-se confiáveis e comparáveis aos da literatura, concluindo-se que o fluxo de ar é o fator de maior influência no coeficiente global.

A validação do sistema de torres em série foi feita a partir da comparação das temperaturas medidas na saída das torres com as temperaturas previstas pelo modelo. Obteve-se uma boa concordância dos resultados para a primeira torre e uma razoável concordância para os resultados da segunda torre. A diferença entre o *range* calculado e o medido foi em média de 5%.

Em seguida, através de simulação computacional do modelo desenvolvido, foram estudados diversos casos de aplicação para torres em série. Estudou-se a influência das principais variáveis de operação no desempenho térmico (carga térmica, temperatura de entrada da água e/ou de saída). Investigaram-se as seguintes variáveis de operação: vazão de ar, vazão de água, temperatura de bulbo úmido e *approach*. Estudaram-se casos em que a temperatura de entrada de água foi fixa em 65°C e casos em que a temperatura de saída de água foi fixa em 25°C e 35°C. Constatou-se que a variável de maior influência no custo operacional é a vazão de água.

Finalmente, realizou-se um estudo de caso para comparação do acoplamento de duas torres em série com o acoplamento de duas torres em paralelo, com a mesma vazão total de água. Observou-se que o acoplamento em série fornece temperatura de saída da torre ligeiramente inferior à do acoplamento em paralelo e, também atende a uma carga térmica superior. No entanto, o custo operacional do

acoplamento em paralelo tende a ser inferior, devido à menor potência demandada pelo bombeamento da água.

A operação de torres de resfriamento evaporativo em série não é usual, mas revela-se uma alternativa operacional para situações de alta demanda térmica e temperatura de água quente superior ao limite máximo adotado na especificação de uma torre de resfriamento (em torno de 50°C).

7) REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BENNETT, C.O.; MYERS, J. E. **Fenômenos de Transporte**. São Paulo. McGraw-Hill, p. 639-643, 1978.

BRONSHTEIN, I.; SEMENDIAEV, K. **Manual de Matemáticas para ingenieros y estudiantes**. Editorial Mir, Moscou, 1971.

BURGER, R. **Cooling towers – The often over-looked profit center**. Chemical Engineering, v.100(5), p.100-103, 1993.

BURGER, R. **Improve counterflow cooling tower operation**. Hydrocarbon Process, v.70 n.3, p.59-61, Dallas, Texas, 1991.

BURGER, R. **Cooling tower technology: maintenance, upgrading and rebuilding**. 3rd ed, The Fairmont Press Inc, India, 1994.

CASTRO, M.M.; SONG, T.W.; PINTO, J.M. **Minimization of operational cost in cooling water systems**. Trans IChemE., v.78, part A, p.192-201, 2000.

CHEREMISINOFF, N. P.; CHEREMISINOFF, P.L. **Cooling Towers – Selection, design and practice**. Ann Arbor Science, 1981.

COOLING TECHNOLOGY INSTITUTE, <<http://www.cti.org>>, acessado em 01/03/2011.

COOLING TOWER DESIGN, <<http://coolingtower-design.com>>, acessado em 01/03/2011.

CORTINOVIS, G.F. **Modelagem e otimização de um sistema de água de resfriamento e validação experimental**. Dissertação de mestrado. EPUSP. 2004. 159 p.

CORTINOVIS, G.F. et alii. **A systemic approach for optimal cooling tower operation.** Energy Conversion and Management, 50, p.2200-2209, 2009a.

CORTINOVIS, G.F. et alii. **Integrated analysis of cooling water systems: Modeling and experimental validation.** Applied Thermal Engineering, 29, p.3124-3131, 2009b.

FOUST, A. S. et alii. **Princípios das Operações Unitárias.** 2ª edição, Guanabara Dois, Rio de Janeiro. 1982.

FREDMAN, T.; SAXÉN, H. **Modeling and simulation of a cooling tower.** European simulation multiconference. Praga, p.66-70, 1995.

FUJITA, T.; TEZUKA, S. **Calculations on thermal performance of draft cooling towers.** ASHRE Transactions, vol. 92. p 274-287.1986.

HAJIDAVALLOO, E.; SHAKERI, R.; MEHRABIAN, M. A.; **Thermal performance of cross flow cooling towers in variable wet bulb temperature.** Energy Conversion and Management, 51, p.1298-1303, 2010.

HIDROTÉRMICA, <<http://www.hd.ind.br>>, acessado em 01/03/2011.

KIM, J; SMITH, R. **Cooling water system design.** Chemical Engineering Science, v. 56, p.3641-3658, 2001.

MCCABE, W.L.; SMITH, J.C.; HARRIOT, P. **Unit operations of chemical engineering.** 5th edition, McGraw-Hill, New York, 1993.

MELLO, L.C. **Influência de variáveis de processo no desempenho de torre de resfriamento.** Dissertação de mestrado. EPUSP. 2008. 140 p.

MILLS, A.F. **Mass Transfer,** 2nd edition, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 2001.

PAPAEFTHIMIOU, V. D.; ZANNIS, T. C.; ROGDAKIS, E. D. **Thermodynamic study of wet cooling tower performance.** International Journal of Energy Research, n. 30, p. 411-426, 2006.

PERRY, R. H.; GREEN, D. **Perry's Chemical Engineers' Handbook.** 7th ed, McGraw Hill, New York, 1997.

QURESHI, B.A.; ZUBAIR, S.M. **Prediction of evaporation losses in wet cooling towers.** Heat Transfer Engineering, 27(9), p.86-92, 2006.

RUBIO-CASTRO, E.; SERNA-GONZALEZ, M.; PONCE-ORTEGA, J. M. **Optimal design of effluent-cooling systems using a mathematical programming model.** Applied Thermal Engineering, 30, 2116-2126, 2010.

ZHAI, Z.; FU, S. **Improving cooling efficiency of dry cooling towers under cross wind conditions by using wind break methods.** Applied Thermal Engineering. N. 26. 2005. p. 1008-1017.