



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA
ENG07053 - TRABALHO DE DIPLOMAÇÃO EM
ENGENHARIA QUÍMICA



Avaliação Operacional de Torres de Resfriamento: Um Estudo de Caso em Uma Torre no RS

Autor: Lara da Silva Brum

Orientador: Luciane Ferreira Trierweiler

Co-orientador: Jorge Otávio Trierweiler

Sumário

Sumário	2
Agradecimentos	4
Resumo	5
Lista de Figuras	6
Lista de Tabelas	8
Lista de Símbolos	9
Lista de Abreviaturas e Siglas	11
1 Introdução	12
2 Revisão Bibliográfica	14
2.1 Sistemas de Resfriamento por Evaporação	14
2.1.1 Conceitos Importantes	15
2.1.2 Balanço de Energia de Uma Torre de Resfriamento	16
2.1.3 Análise dos Parâmetros de Uma Torre de Resfriamento	18
2.2 Análise de Desempenho de Torres de Resfriamento	18
2.2.1 Modelos Matemáticos	18
3 Formulação do Problema	22
3.1 Temperatura da Água de Resfriamento	23
4 Estudo de Caso	25
4.1 Modelo Utilizado para Determinação do Coeficiente de Desempenho	25
4.1.1 Cálculo da Entalpia do Ar na Entrada da Torre com Dados Online das Torres	26
4.1.2 Cálculo da Entalpia do Ar na Entrada com Dados Ambientais da Estação Meteorológica	28
4.2 Cálculo da Característica da Torre	29
5 Resultados	31
5.1 Aplicação do Modelo de Desempenho da Torre	31
5.2 Aplicação do modelo de característica da torre	31
5.2.1 Ajuste dos Dados Obtido pelo Modelo	32
5.2.2 Validação do Modelo	34
5.2.3 Determinação da Razão L/\dot{G} Ideal para a Temperatura de AR Igual a 29°C35	
5.2.4 Ajuste L/\dot{G} versus Temperatura Ambiente	36
5.2.5 Custo da Energia	38
6 Conclusões e Trabalhos Futuros	40
7 Referências	42
8 Anexo A	44
9 Anexo B	45

10 Apêndice A	46
11 Apêndice B	47
12 Apêndice C	51
13 Apêndice D	54
14 Apêndice E	55
15 Apêndice F	56
16 Apêndice G	57

Agradecimentos

Agradeço a Deus pela vida e por me permitir chegar até aqui. Aos meu pais, peço desculpas pela minha ausência e pelas vezes que da boca para fora falei em desistir. Mãe e pai, obrigada por terem me ensinado desde cedo o valor do estudo, da dedicação e do trabalho. Não há palavras que expressem o tamanho da minha gratidão. Ao Lucas, agradeço pelo apoio que sempre me deu e por ter sido compreensivo em todos os momentos dos últimos cinco anos. Patrícia, obrigada por suportar as minhas crises e compartilhar as tuas comigo. Maila, obrigada por repetir incansavelmente que tudo vai dar certo, todos os dias, até as coisas darem realmente certo. Aos meus familiares e amigos, agradeço o apoio, amizade e amor.

Aos meus orientadores Luciane e Jorge, agradeço pela paciência, pela disposição, pelo aprendizado e pelo bom humor e otimismo. Vocês são grandes mestres. Aos colegas da área de Meio Ambiente da Braskem, obrigada pela amizade, pelo incentivo e por acreditarem em mim. Ao engenheiro e colega Matheus Hugenthobler, agradeço pelo tempo que dedicou às minhas dúvidas e por ter me apoiado no desenvolvimento deste trabalho. Aos demais colegas da Braskem: Marcos Padilha, Etri Bandeira Jr, Leandro Dariva e André Vieira agradeço por toda a ajuda que me deram sempre que precisei. Aos colegas da faculdade, agradeço pelos últimos anos de convivência diária, em que compartilhamos experiências, fizemos amigos e compartilhamos os desafios da graduação. Ao colega Caetano, agradeço pela força que me deu neste trabalho e por estar sempre disposto a auxiliar os colegas.

Por fim, mas não menos importante, agradeço à Universidade Federal do Rio Grande do Sul, seu corpo docente e funcionários, por buscar não só formar profissionais competentes, mas pessoas capazes de fazer diferença, mesmo diante de todas as dificuldades que o ensino público enfrenta neste país.

“O correr da vida embrulha tudo, a vida é assim: esquenta e esfria, aperta e daí afrouxa, sossega depois desorienta, o que ela quer da gente é coragem.” (Guimarães Rosa)

Resumo

Diante da crise financeira e também da necessidade de operações baseadas nos pilares da sustentabilidade, há grande interesse na melhoria de processos para que estes consumam menos recursos naturais e operem com custos mais baixos. Em relação a custo operacional, o consumo energético mostra-se como uma parcela considerável desta conta, devido aos altos preços dos combustíveis e da energia elétrica.

Em uma indústria, equipamentos elétricos rotativos, como bombas e ventiladores, são grandes consumidores de energia elétrica e, portanto, a operação eficiente destas máquinas é de suma importância. As torres de resfriamento, por exemplo, são equipamentos muito comuns nas indústrias e que utilizam ventiladores de grande porte para promover o resfriamento da água através do contato com ar atmosférico. Este trabalho apresenta um estudo da relação entre a vazão de ar entregue pelos ventiladores de uma torre de resfriamento de uma indústria petroquímica e a temperatura da água de resfriamento.

A metodologia do estudo foi baseada em três etapas: cálculo da característica da torre por um modelo matemático sugerido pelo *Cooling Technology Institute*, determinação da temperatura da água de resfriamento prevista pelo modelo e validação do modelo, comparando a temperatura predita com o valor medido pela instrumentação. Através deste modelo matemático foi possível prever, com uma variação em torno de 1°C ou menos, a temperatura da água de resfriamento da torre para faixas de umidade do ar variando entre 50 e 100%. Com este método, constatou-se que a torre opera, na maior parte do período estudado (janeiro a maio de 2015) com mais ventiladores ligados do que seria necessário, causando assim uma redução da temperatura da água em até 4°C abaixo do limite máximo, que é de 30°C.

Para o processo, entregar a água de resfriamento a uma temperatura inferior ao limite máximo não representa um problema. Porém, em termos de energia, reduzir a temperatura da água mais do que o necessário representa um gasto de energia que poderia ser evitado. Este trabalho mostrou que, somente no período de janeiro a maio de 2015, cerca de R\$ 300.000,00 poderiam ter sido economizados se a torre operasse com um controle mais rigoroso da rotação dos ventiladores.

Com o modelo empírico utilizado neste estudo, foi determinada a razão ideal entre a vazão de água quente e a vazão de ar para que a temperatura da água de resfriamento chegasse a 29°C, para faixas de umidade relativa do ar variando de 5 em 5%, de 50 a 100%. Por fim, foi determinada uma relação linear entre a razão entre as vazões de água e ar e a temperatura do ar ambiente para cada faixa de umidade relativa. Esta relação linear permite que sejam ligados ou desligados os ventiladores necessários para que a temperatura da água se mantenha em 29°C, evitando o gasto de energia desnecessário.

Este estudo permite que o ajuste da vazão de ar seja feito de forma discreta pela operação da torre através dos gráficos que relacionam a vazão de ar com a temperatura ambiente. Além disso, os resultados também sugerem que a implantação de inversores de frequência nos ventiladores poderia ser uma alternativa viável e vantajosa, desde que estudada mais profundamente.

Palavras-chave: *torre de resfriamento, energia, resfriamento.*

Lista de Figuras

Figura 2.1: Desenho esquemático de uma torre de resfriamento de tiragem mecânica induzida com fluxo duplo cruzado (Fonte: Zen, 2013).....	14
Figura 2.2: Torre de resfriamento de tiragem induzida (Fonte: Kern, 1950).....	16
Figura 2.4: Curva característica fornecida pelo fabricante (Fonte: CTI, 2000).	21
Figura 3.1: Torre de resfriamento estudada (Fonte: acervo pessoal).	22
Figura 3.2: Representação esquemática da torre (Fonte: Braskem, 2013).	23
Figura 3.3: Temperatura da água de resfriamento no período de maio a dezembro de 2014.	24
Figura 4.1: Ajuste de dados de entalpia [J/kg] do ar saturado.	30
Figura 5.1: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 60 e 65%.....	33
Figura 5.2: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 90 e 95%.....	33
Figura 5.3: Temperatura da água resfriado prevista pelo modelo <i>versus</i> a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 60 e 65%.	35
Figura 5.4: Temperatura da água resfriado prevista pelo modelo <i>versus</i> a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 90 e 95%.	35
Figura 5.1: Distribuição do número de ventiladores ligados nos dados estudados.	36
Figura 5.2: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 60 e 65%.....	37
Figura 5.7: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 90 e 95%.....	37
Figura 11.1: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 50 e 55%.....	47
Figura 11.2: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 55 e 60%.....	47
Figura 11.3: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 60 e 65%.....	47
Figura 11.4: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 65 e 70%.....	48
Figura 11.5: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 70 e 75%.....	48
Figura 11.6: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 75 e 80%.....	48
Figura 11.7: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 80 e 85%.....	49
Figura 11.8: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 85 e 90%.....	49
Figura 11.9: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 90 e 95%.....	49
Figura 12.1: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo <i>versus</i> a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 50 e 55%.	51
Figura 12.2: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo <i>versus</i> a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 55 e 60%.	51
Figura 12.3: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo <i>versus</i> a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 60 e 65%.	51
Figura 12.4: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo <i>versus</i> a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 65 e 70%.	52

Figura 12.5: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo <i>versus</i> a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 70 e 75%.	52
Figura 12.6: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo <i>versus</i> a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 75 e 80%.	52
Figura 12.7: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo <i>versus</i> a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 80 e 85%.	52
Figura 12.8: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo <i>versus</i> a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 85 e 90%.	53
Figura 12.9: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo <i>versus</i> a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 90 e 95%.	53
Figura 12.10: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo <i>versus</i> a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 95 e 100%.	53
Figura 16.1: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 50 e 55%.	57
Figura 16.2: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 55 e 60%.	57
Figura 16.3: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 60 e 65%.	57
Figura 16.4: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 65 e 70%.	58
Figura 16.5: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 70 e 75%.	58
Figura 16.6: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 75 e 80%.	58
Figura 16.7: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 80 e 85%.	59
Figura 16.8: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 85 e 90%.	59
Figura 16.9: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 90 e 95%.	59
Figura 16.10: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 95 e 100%.	60

Lista de Tabelas

Tabela 4.1: Dados coletados no ASPEN.	25
Tabela 4.2: Comparação entre a pressão de vapor calculada pela equação de Antoine e valores tabelados.....	27
Tabela 4.3: Variação do calor específico do ar entre -10 e 50°C (Fonte: Cengel & Boles, 2002).....	28
Tabela 4.4: Variação da entalpia do vapor d'água entre -10 e 50°C (Fonte: Cengel & Boles, 2002).....	28
Tabela 5.1: Resultado da equação 2.11 quando aplicada aos dados de processo.....	31
Tabela 5.2: Amostra dos dados de processo utilizado na aplicação do modelo proposto por CTI (2000).	32
Tabela 5.3: Resultados do ajuste dos dados a equação 2.16.	34
Tabela 5.4: Resultados do ajuste dos dados a equação 5.1.	38
Tabela 5.5: Consumo de energia elétrica, em kWh, pelos ventiladores no período estudado.....	38

Lista de Símbolos

$C_{p_{ar}}$: capacidade calorífica do ar atmosférico [kJ/kg°C]

C_{p_w} : capacidade calorífica da água [kJ/kg°C]

F : fator de correção para torre de fluxo cruzado

G : fluxo de ar que entra na torre [kg/s.m²]

\dot{G} : vazão de ar que entra na torre [m³/s]

H : entalpia do ar [kJ/kg]

H' : entalpia do ar na interface [kJ/kg]

$H_{a,1}, H_{a,2}$: entalpia do ar na entrada e na saída da torre, respectivamente [kJ/kg]

$H_{a,i}$: entalpia do ar na interface [kJ/kg]

H_a : entalpia do ar atmosférico [kJ/kg]

$H_{ai,1}, H_{ai,2}$: entalpia do ar na interface na entrada e na saída da torre, respectivamente [kJ/kg]

h_{vap} : entalpia do vapor d'água [kJ/kg]

H_w : entalpia do ar saturado [kJ/kg]

k_1 : parâmetro de ajuste

k_2 : parâmetro de ajuste

Ka : coeficiente de desempenho da torre [kg/s.m³]

\dot{L} : vazão de água que entra na torre [m³/s]

L : fluxo de água que entra na torre [kg/s.m²]

L_0 : fluxo de água de reposição [kg/s.m²]

m : parâmetro da equação de ajuste

P_{sat} : pressão de saturação da água [kPa]

q : carga térmica da torre [kJ/m²]

q_c : calor trocado por convecção [kg/s.m²]

q_d : calor trocado por difusão [kg/s.m²]

R : constante universal dos gases [J/molK]

T_b : temperatura de ebulição da água [K]

T_{db} : temperatura de bulbo seco [°C]

T_o : temperatura da água de reposição [°C]

T_{r1}, T_{r2} : temperatura reduzida do ar que entra e sai da torre, respectivamente

T_w : temperatura da água [°C]

T_{wb} : temperatura de bulbo úmido do ar [°C]

T_{wi}, T_{wo} : temperatura da água que entra e da água que sai da torre, respectivamente [°C]

V : volume específico da superfície molhada [m³/m²]

w_1, w_2 : umidade específica do ar na entrada e saída de torre, respectivamente [kg vapor/kg ar seco]

X^v : qui-quadrado reduzido [adimensional]

z : altura do recheio da torre [m]

α : parâmetro da equação de ajuste

λ : entalpia de vaporização da água [kJ/kg]

ϕ_1, ϕ_2 : umidade relativa do ar na entrada e saída da torre, respectivamente [%]

$a_o=69345$ [J/kg]

$a_1=-3693,1$ [J/kg°C]

$a_2=155,52$ [J/kg°C²]

Lista de Abreviaturas e Siglas

ANEEL: Agência Nacional de Energia Elétrica

AR: água de resfriamento

CEEE: Companhia Estadual de Energia Elétrica

CTI: *Cooling Technology Institute*

1 Introdução

Praticamente todos os processos industriais envolvem algum tipo de troca térmica como uma de suas etapas. Um exemplo clássico de troca térmica na indústria é a remoção de calor de uma corrente utilizando como fluido refrigerante a água. Esta água de resfriamento, com o objetivo de reduzir o seu consumo, costuma ser resfriada em um equipamento chamado de torre de resfriamento. As torres de resfriamento promovem a redução da temperatura da água através do contato com um fluxo de ar atmosférico e, a água resfriada retorna ao processo.

O fluxo de ar em uma torre de resfriamento pode ser natural ou mecânico. Nas indústrias de grande porte, os modelos mais utilizados são as torres de tiragem mecânica, onde o fluxo de ar é induzido pela ação de ventiladores, instalados no topo, nas laterais ou na base do equipamento. A eficiência de remoção de calor em uma torre de resfriamento depende diretamente da relação entre o fluxo de ar e o fluxo de água de resfriamento e, por isso, a operação adequada dos ventiladores é essencial.

Atualmente, o cenário mundial está caracterizado pela busca da sustentabilidade em todas as operações, ou seja, o equilíbrio entre os fatores sociais, ambientais e a econômicos. Diante disso, as empresas buscam a otimização de seus processos, visando a redução dos custos e dos impactos ambientais. Apesar de ser um equipamento amplamente utilizado nas indústrias, as torres de resfriamento dificilmente são alvo de estudos de otimização operacional. Mas torna-se importante observar que a operação adequada destes equipamentos pode trazer importantes benefícios econômicos e ambientais como, por exemplo, redução do consumo de energia elétrica.

A Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) afirma que uma das maneiras mais modernas e utilizadas no mundo para conter a expansão do consumo de energia sem comprometer a qualidade de vida e o desenvolvimento é o estímulo ao uso eficiente da energia nas residências, no campo e nas indústrias. Uma empresa que investe em projetos de uso eficiente de energia não só economiza recursos como ganha competitividade e reduz a pressão em relação à oferta de energia (CNI, 2009).

Nas indústrias, a maior parcela do gasto energético é atribuída aos motores elétricos para movimentação de fluidos (Rodrigues, 2007) e, segundo a ANEEL (2007), o setor industrial é o maior consumidor de energia elétrica no país. Diante disso, é visível a importância de estudar alternativas para que equipamentos que utilizem motores operem da forma mais eficiente possível.

Dentro deste panorama, o estudo da relação entre a temperatura da água de resfriamento e a rotação dos ventiladores é interessante, visto que, quando a temperatura do ar ambiente está mais baixa, é possível que ocorra um resfriamento da água além do necessário, o que é um desperdício. Além da temperatura do ar, a umidade também tem grande influência na troca térmica entre o ar e a água. Em dias mais secos, uma vazão de ar menor pode ser utilizada na torre, visto que quanto menor a umidade do ar, maior será a capacidade de transferência de massa entre a interface água/ar e, portanto, maior será o resfriamento da água. Geralmente, as plantas têm determinada uma faixa de temperaturas dentro da qual a água de resfriamento deve estar para retirar a quantidade de calor desejada. Sendo assim, uma torre de resfriamento que opera de forma eficiente entrega uma água de resfriamento com a temperatura o mais próximo possível do limite

máximo, de modo a consumir a menor quantidade de energia possível sem prejudicar o processo.

O objetivo deste trabalho é estudar a eficiência de uma torre de resfriamento de uma indústria do setor petroquímico situada no RS em relação a utilização dos ventiladores. Para análise da torre, será utilizado um modelo empírico ajustado com base em dados de processo para determinação de desempenho do equipamento. Caso o modelo represente de forma satisfatória o sistema, será estudada a relação da vazão de ar com a temperatura do ambiente e da água de resfriamento.

Conhecendo a relação entre a vazão de ar e temperatura do ar ambiente e da água de resfriamento, poderá ser verificado, superficialmente, o ganho financeiro que operação baseada no modelo proposto ou a aplicação de inversores de frequência pode gerar.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Sistemas de Resfriamento por Evaporação

Os sistemas mais comuns de remoção de calor na indústria são os sistemas de resfriamento de água circulante por evaporação de água (Green & Perry, 2008). Neste tipo de sistema, o calor retirado do processo é descartado para a atmosfera através da evaporação de uma parte da água que circula chamada água de resfriamento (AR). A preferência por este método de remoção de calor é sustentada por questões de manutenção que, neste caso, referem-se especialmente à prevenção de incrustações causadas pela água, as quais são facilmente minimizadas pelo controle da qualidade da água de reposição e tratamentos químicos na água circulante.

O resfriamento de água por evaporação dá-se pela transferência de calor latente e de calor sensível. A primeira ocorre pela evaporação de uma parte da água circulante e a segunda pela diferença de temperatura entre a água e o ar que estão em contato. Segundo Green & Perry (2008), o calor latente é responsável por 80% da transferência de calor e ao calor sensível são atribuídos os 20% restantes.

Usualmente, o resfriamento de água por evaporação é realizado em torres de resfriamento. Estes dispositivos promovem o contato da água a ser resfriada com ar através de tiragem natural ou mecânica, sendo a tiragem mecânica a configuração mais comum na indústria. A quantidade de calor que pode ser removido da água depende, fortemente, da temperatura e da umidade do ar.

O grupo de torres de resfriamento de tiragem mecânica é subclassificado em tiragem forçada e tiragem induzida. O termo tiragem refere-se à movimentação do ar ao longo da torre. Segundo Burger (1995), as torres de tiragem forçada possuem ventiladores na sua base ou nas laterais, provocando a entrada de ar e o fluxo do mesmo para cima. Já as torres de tiragem induzida possuem exaustores instalados no topo que puxam o ar para dentro, conforme Figura 2.1. O fluxo de ar pode ser em contracorrente ou corrente cruzada. No primeiro caso, o ar entra pela base da torre e sobe verticalmente pelo interior do equipamento. No fluxo em corrente cruzada, no entanto, o ar entra por venezianas localizadas em ambas as laterais da torre, entrando horizontalmente no recheio (Burger, 1995).

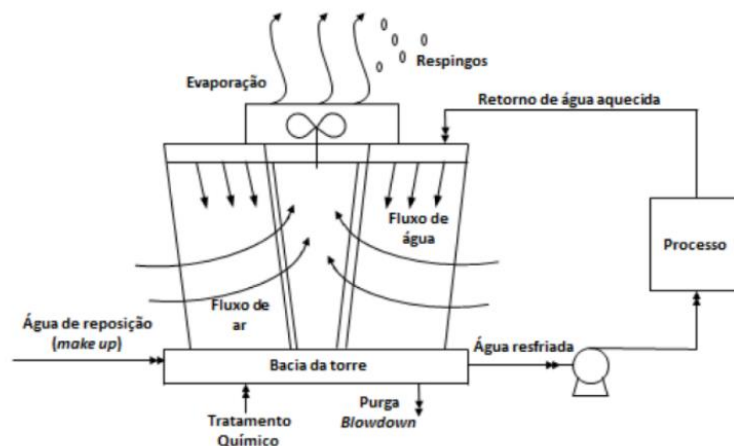


Figura 2.1: Desenho esquemático de uma torre de resfriamento de tiragem mecânica induzida com fluxo duplo cruzado (Fonte: Zen, 2013).

2.1.1 Conceitos Importantes

Para compreender os modelos matemáticos já propostos por diversos autores para avaliar o desempenho de uma torre de resfriamento é necessário definir alguns termos importantes:

- *Approach*: diferença de temperatura, em graus, entre a água que deixa a torre e a temperatura de bulbo úmido do ar que entra na torre. O desempenho de uma torre de resfriamento pode ser mensurado pelo *approach*, pois quanto menor o seu valor, mais próxima da menor temperatura possível de ser atingida estará a água que sai da torre e, portanto, mais próxima do termodinamicamente alcançável a torre estará (Burger, 1995).
- *Range*: é a diferença entre a temperatura em que a água quente entra na torre e a temperatura em que a água fria sai da torre (Burger, 1995).
- Temperatura de bulbo seco: temperatura ambiente do ar, medida por termômetros convencionais de temperatura (Burger, 1995).
- Temperatura de bulbo úmido: a temperatura de bulbo úmido é medida colocando uma mecha úmida na ponta de um termômetro em contato com o ar. Como o ar ao redor da mecha não está saturado ocorre a evaporação da água. À medida que a água evapora, calor latente é removido da mecha, baixando a sua temperatura. Como o ar, nesta condição, está mais quente, inicia-se um fluxo de calor sensível do ar para a mecha. A temperatura em que ocorre o equilíbrio entre a vaporização da água e o fluxo de calor sensível do ar para a água é chamada temperatura de bulbo úmido (Oliveira, 2010). É importante salientar também que a temperatura de bulbo úmido do ar é a menor temperatura que a água pode atingir na torre de resfriamento (Kern, 1950).
- Água de reposição (ou *make-up*): é a água reposta na bacia da torre de resfriamento para compensar as perdas por evaporação, purga e respingos (Burger, 1995).
- Purga: é o descarte de determinado volume de água da torre a fim de diminuir a concentração de sais ou prevenir a deposição de sólidos.
- Umidade específica: é a quantidade de vapor d'água contida no ar numa determinada condição. Geralmente é expressa em quilograma de água por quilograma de ar seco (Burger, 1995).
- Umidade relativa: é a razão entre a quantidade de vapor d'água no ar e a máxima quantidade de vapor que o ar poderia conter, na mesma temperatura (Cengel & Boles, 2002).
- Fator de Lewis: estabelece a relação entre o coeficiente de transferência de calor e o coeficiente de transferência de massa. Kern (1950) salienta que, para a difusão da água no ar o número de Lewis pode ser considerado igual a 1, sem grandes impactos nos cálculos de *performance* das torres.

2.1.2 Balanço de Energia de Uma Torre de Resfriamento

Considerando a Figura 2.2, a qual consiste em uma torre de resfriamento operando em circuito fechado, que recebe água de reposição para compensar as perdas por evaporação, pode-se estabelecer o seguinte balanço, em termos de vazão de ar, apresentado pela equação 2.1. Este balanço está descrito em termos de vazão de ar e tem como referência Kern (1950).

$$q + L_0 C_{pw} T_0 = G(H_{a,2} - H_{a,1}) \tag{2.1}$$

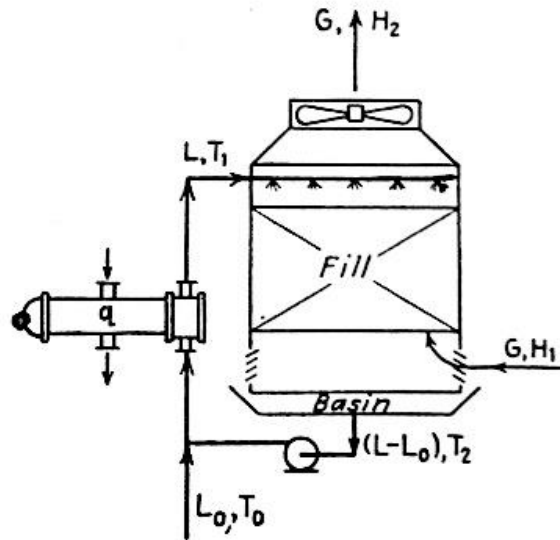


Figura 2.2: Torre de resfriamento de tiragem induzida (Fonte: Kern, 1950).

O subíndices 0, 1 e 2 referem-se, respectivamente, às correntes de reposição, retorno e saída da torre.

O mesmo balanço pode ser feito em relação à vazão de água:

$$q = LC_{pw}(T_{wi} - T_{wo}) + L_0 C_{pw}(T_{wo} - T_0) \tag{2.2}$$

Combinando as duas equações, obtém-se:

$$G(H_{a,2} - H_{a,1}) = LC_{pw}(T_{wi} - T_{wo}) + L_0 C_{pw}(T_{wo}) \tag{2.3}$$

A vazão de água de reposição requerida para compensar a evaporação pode ser expressa por:

$$L_0 = G(\phi_2 - \phi_1) \tag{2.4}$$

Dividindo a equação (2.2) por (2.3) e combinando com a primeira, é possível obter uma equação que dá a quantidade de *make-up* requerida para qualquer condição final fixada:

$$L_0 = \frac{q}{\frac{H_{a,2} - H_{a,1}}{\phi_2 - \phi_1} - C_{pw} T_0} \tag{2.5}$$

Todas as variáveis de fluxo acima descritas, G, L e q, são analisadas com base na área interna unitária da torre.

Baseado na teoria de Merkel, Kern (1950) afirma que toda a transferência de calor dentro de uma torre de resfriamento ocorre por difusão e convecção de calor da água para o ar. Sendo assim, a seguinte equação pode ser escrita:

$$q = q_d + q_c \quad (2.6)$$

Sendo q_d a parcela de calor transferida por difusão, q_c a parcela de calor transferida por convecção e sabendo que

$$q_d = L_0 \lambda \quad (2.7)$$

onde λ é o calor latente médio de vaporização da água, é possível determinar uma relação entre a parcela difusiva e a parcela convectiva:

$$\frac{q_c}{q_d} = \frac{1}{\lambda} \left(\frac{H_{a,2} - H_{a,1}}{\phi_2 - \phi_1} \right) - 1 \quad (2.8)$$

Esta relação é muito interessante, visto que estabelece que a razão do calor transferido por convecção pelo calor transferido por difusão é fixada pelas condições de entrada e saída do ar, as quais são conhecidas ou podem ser obtidas por cálculos.

Kern (1950) apresenta uma equação que relaciona a variação da entalpia da fase gasosa com a variação de entalpia da água:

$$H_{a,2} = H_{a,1} + \frac{L}{G} C_{pw} (T_{wo} - T_{wi}) \quad (2.9)$$

Esta equação descreve a linha de operação de uma torre de resfriamento cujo coeficiente angular é dado pela razão L/G . A Figura 2.3 apresenta a curva de equilíbrio de uma torre de resfriamento, a qual é obtida por diagramas psicrométricos. Também nesta figura está plotada a linha de operação, representada pela equação 2.9:

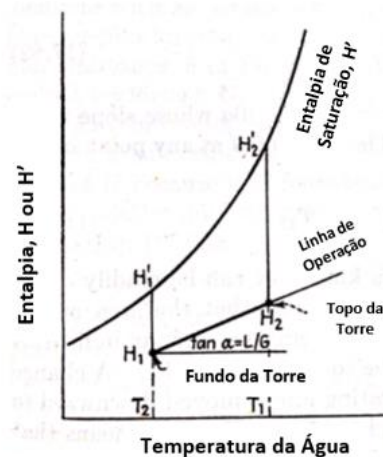


Figura 2.3: Curva de equilíbrio de uma torre de resfriamento (Adaptado de: Kern, 1950).

À medida que aumenta a razão L/G , a linha de operação se aproxima da curva de equilíbrio, diminuindo a área entre as duas curvas. Esta aproximação diminui a diferença de entalpia entre a interface e o ar, reduzindo a força motriz da troca térmica e, com isso, prejudicando a capacidade de remoção de calor da torre. Sendo assim, pode-se concluir que, quanto maior a vazão de ar (ou menor o valor da razão L/G) mais capacidade de retirar calor terá a torre.

2.1.3 Análise dos Parâmetros de Uma Torre de Resfriamento

A figura 2.3 é a representação gráfica da integração da equação 2.10:

$$\int_{T_{wo}}^{T_{wi}} \frac{dT}{H'-H} = Ka \frac{V}{G} \quad (2.10)$$

Esta equação é muito importante no cálculo de *design e performance* de uma torre de resfriamento (Kern, 1950). O produto Ka representa o coeficiente de desempenho da torre de resfriamento. Este coeficiente depende das vazões de ar e água da torre e, geralmente, é considerado constante ao longo da torre (Oliveira, 2010). A variável V refere-se ao volume de superfície molhada no interior da torre e, por isso, o Ka varia com o tipo de recheio.

É usual determinar o valor do produto Ka devido ao fato do valor de “ α ” ser de difícil determinação. A variável “ α ” refere-se à área específica de troca térmica da torre e envolve a consideração de toda a superfície do recheio e sua cobertura por filme de líquido (Kern, 1950), o que torna a sua determinação individual muito onerosa.

2.2 Análise de Desempenho de Torres de Resfriamento

Segundo Cortinovis (2009), a implementação de métodos de otimização e/ou controle em torres de resfriamento representa uma potencial possibilidade de aumento da eficiência energética e redução do consumo de água. De acordo com Cortinovis (2004), há diversos fatores que podem ser considerados na otimização de uma torre de resfriamento, como por exemplo: ajuste da rotação de ventiladores, regulagem da inclinação das pás dos ventiladores para captura de ar, variação da taxa de recirculação da água, entre outros.

Para otimizar a operação de uma torre de resfriamento, é necessário utilizar um modelo matemático que descreva de forma eficiente a operação deste equipamento. Muitas teorias já foram desenvolvidas descrevendo a transferência de calor e massa que ocorre dentro de uma torre de resfriamento, sendo a maioria delas baseadas em princípios clássicos da engenharia, visto que a torre de resfriamento deve ser considerada como um trocador de calor onde a água e o ar estão em contato direto um com o outro (Burger, 1995).

Os mecanismos de transferência de calor e massa que ocorrem dentro de uma torre de resfriamento são bastante complexos, o que torna difícil a elaboração de um modelo matemático capaz de simular todos os detalhes simultâneos deste processo. Por esta razão, simplificações e considerações podem ser feitas para a realização das análises da operação deste equipamento (Oliveira, 2010) como, por exemplo, considerar a vazão de água constante ao longo da torre, desprezando perdas por evaporação e respingos.

2.2.1 Modelos Matemáticos

O conceito mais geral de avaliação de desempenho do resfriamento de água foi desenvolvido por Merkel, em 1925. As análises e equações de Merkel incluem a transferência de calor sensível e latente, baseada na diferença de entalpia, como a principal força motriz do processo (Burger, 1995).

O modelo de Merkel apresenta algumas considerações para simplificar os cálculos. Kloppers e Kroger (2005) descrevem em seu artigo as três principais simplificações do método de Merkel e seus impactos no resultado:

- O ar que sai da torre é saturado de vapor d'água e é caracterizado apenas pela entalpia do vapor. Mello (2008) verificou, experimentalmente, que o ar saiu com umidade acima de 92% em todos os testes.
- O fator de Lewis, que relaciona a transferência de calor e massa, é igual a 1. Como o fator de Lewis indica a relação entre a transferência de calor e massa no sistema, quando se assume que o ar sai saturado da torre, esta simplificação não tem impacto considerável (Kloppers; Kroger, 2004).
- A redução de volume de água no sistema devido à evaporação é negligenciada no balanço energético. As perdas por evaporação representam em torno de 0,2% do volume total de água que circula no sistema para cada 10°C de variação da temperatura da água (CHEREMISINOFF, 1981), portanto, esta consideração é plausível.

Um método de avaliação do desempenho de torre de resfriamento de fluxo cruzado foi validado por Cortinovis (2004). A autora fez algumas considerações durante o equacionamento do modelo, sendo as mais importantes as seguintes:

- A vazão de água foi considerada constante, ou seja, perdas por evaporação e por respingos foram desconsideradas;
- As variáveis fluxo de ar e de água, calores específicos e coeficiente de desempenho foram consideradas constantes ao longo da torre;
- A entalpia do ar na interface foi considerada igual a entalpia do ar saturado, assumindo equilíbrio na interface.

A equação 2.11 foi validada por Cortinovis (2004) utilizando uma torre de resfriamento de tiragem forçada e fluxo em contracorrente:

$$\int_{T_{wo}}^{T_{wi}} \frac{dT_w}{[a_2 T_w^2 - T_w(-a_1 - \frac{LCp_w}{G}) + (a_0 - \frac{LCp_w T_{w,1}}{G} - H_{a,1})]} = \frac{zKa}{LCp_w} \quad (2.11)$$

Os parâmetros a_2 , a_1 , a_0 são parâmetros da equação que descreve a entalpia do ar saturado num intervalo de temperatura de 0 a 50°C (Foust, 1982):

$$H_{a,i} = a_0 + a_1 T_w + a_2 T_w^2 \quad (2.12)$$

A principal vantagem do modelo é a possibilidade de avaliar o desempenho de uma torre em operação utilizando dados comumente disponíveis na indústria (Cortinovis, 2004). As variáveis que devem ser monitoradas para que se possa aplicar o método são: vazão de água de resfriamento, vazão de ar, temperaturas de entrada e saída da água na torre, temperatura do ar e umidade absoluta e dimensões da torre.

Cortinovis (2009), propõe um método de otimização da operação de um sistema de resfriamento, considerando também os aspectos econômicos. A função custo otimizada por Cortinovis (2009) considera os gastos com energia elétrica e com a água de refrigeração. Compõem o gasto energético a potência utilizada para movimentar os ventiladores e as bombas, enquanto que o gasto com a água de refrigeração é representado pelo volume de água de reposição (*make-up*).

Para otimizar a função custo, foram determinadas as condições ótimas de operação da torre utilizando o modelo de coeficiente de desempenho (Cortinovis, 2009). Os parâmetros que devem ser fornecidos ao modelo também são variáveis comumente disponíveis via

instrumentação industrial, o que facilita a aplicação do modelo na indústria. Os resultados obtidos por Cortinovis (2004) foram testados em planta piloto e apresentaram resultados satisfatórios, visto que a diferença entre a temperatura da AR prevista pelo modelo e medida pelo instrumento variou em, no máximo, 0,8°C nos experimentos realizados pelo autor.

Vale destacar que o método utilizado por Cortinovis (2004) pode ser aplicado para torres de fluxo cruzado e em contra-corrente, mediante a aplicação de um fator de correção para fluxo cruzado (Cortinovis, 2004):

$$F = 1 - 0,106(1 - S)^{3,5} \quad (2.13)$$

Onde:

$$S = \frac{H_{ai,2} - H_{a,2}}{H_{ai,1} - H_{a,1}} \quad (2.14)$$

O modelo validado por Cortinovis (2004) foi aplicado em um estudo do impacto da temperatura da água de retorno de uma torre de resfriamento no fator de desempenho do equipamento (Ka). Para tanto, o autor fez testes experimentais desconsiderando perdas por evaporação e simulações matemáticas considerando as perdas por evaporação. Os resultados dos experimentos e da simulação matemática mostraram que, pelo menos para temperaturas de retorno de até 85°C, o fator de desempenho da torre aparentemente não é afetado (Mello, 2008).

O *Cooling Technology Institute* (CTI) padroniza um sistema de avaliação do desempenho das torres de resfriamento industriais. Este procedimento deve ser utilizado nos testes de performance para que este seja considerado legítimo quando se contratam empresas para realizar o serviço. Os testes de *performance* são realizados, geralmente, quando a torre é nova ou quando alguma mudança drástica foi realizada como, por exemplo, troca do recheio. Portanto, este tipo de avaliação é realizado com pouquíssima frequência pelas empresas.

A equação proposta pelo CTI para determinação da característica da torre é a seguinte:

$$\frac{KaV}{\dot{L}} = C p_w \int_{T_{wo}}^{T_{wi}} \frac{dT}{H_w - H_a} \quad (2.15)$$

O termo $\frac{KaV}{\dot{L}}$ é chamado de característica da torre e está relacionado diretamente às vazões de água e ar. As torres de resfriamento possuem uma curva que relaciona a característica com a razão entre as vazões de água e ar, a qual é fornecida pelo fabricante. Quando é realizado o teste de *performance*, os resultados obtidos são plotados nesta curva e, com isso, é possível verificar a diferença entre a performance real e a de projeto da torre *Cooling Technology Institute* (2000). É importante destacar que, nesta equação proposta pelo CTI, os termos \dot{L} e \dot{G} (que aparecerá nos cálculos de entalpia) são termos de vazão e não de fluxo, como no modelo exposto por Kern (1950) e Cortinovis (2004). Além disso, a equação 2.13 pode ser aplicada tanto para torres de fluxo cruzado como contracorrente (*Cooling Technology Institute*, 2000).

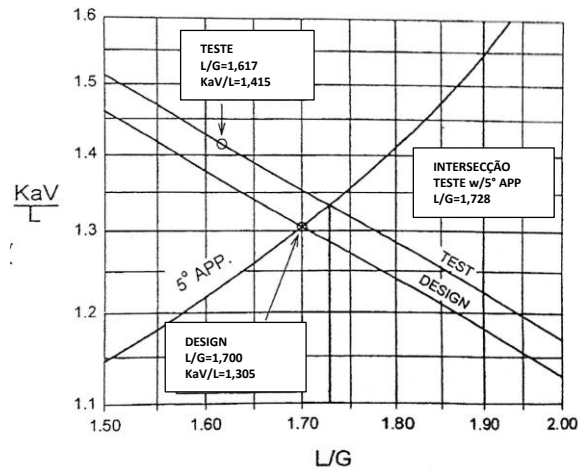


Figura 2.4: Curva característica fornecida pelo fabricante (Fonte: CTI, 2000).

A característica da torre pode ser determinada por uma equação mais simples do que as integrais acima mencionadas quando já se conhece os seus parâmetros. Esta equação relacionada a razão entre as vazões de água e ar com a característica da torre, diretamente e pode ser escrita de forma genérica como (CHEREMISINOFF, 1981):

$$\frac{KaV}{L} = \alpha \left(\frac{L}{G}\right)^m \quad (2.16)$$

A equação 2.16 é fornecida pelo fabricante juntamente com a curva característica.

3 Formulação do Problema

Neste trabalho, o objeto de estudo é um sistema de resfriamento de água situado em uma petroquímica do Rio Grande do Sul. O sistema é composto por duas torres de resfriamento: uma com nove ventiladores e uma com três ventiladores. Apesar de composto por duas torres, o sistema funciona como uma torre só, visto que a distribuição de água quente e a bacia de água fria são compartilhadas.

As torres são do tipo tiragem mecânica induzida e contêm 12 células no total com um ventilador em cada. Os ventiladores estão situados no topo de cada uma das células, encaixados dentro de um difusor de fibra de vidro, o qual aumenta a velocidade de saída do ar saturado com vapor d'água, minimizando problemas de recirculação.

O sistema foi projetado para uma vazão de circulação de água 33.654 m³/h em condições normais e 35.000 m³/h como vazão máxima, sendo a carga térmica 504.810 Mcal/h. A vazão real de circulação de água do sistema no período de estudo para este trabalho ficou em torno de 29.000 m³/h, a qual abastece o sistema de resfriamento de uma central de utilidades, de uma planta de purificação de aromáticos e outra de craqueamento de nafta. A Figura 3.1 mostra a torre de resfriamento estudada.



Figura 3.1: Torre de resfriamento estudada (fonte: acervo pessoal).

A água quente chega às torres com temperatura máxima nominal de 45 °C através de duas linhas de 60 polegadas cada uma, onde estão instalados medidores de vazão e temperatura, que transmitem indicação para o sistema de controle. Estas linhas percorrem horizontal e longitudinalmente as extremidades da parte superior das torres, dividindo a água entre as 12 células, nas respectivas caixas de admissão. Das caixas de admissão, a água passa para o tanque de distribuição no qual o nível é controlado por válvulas borboleta instaladas uma em cada célula. A água se distribui sob a forma de gotículas uniformemente pelo recheio das torres através de bocais aspersores instalados no tanque

de distribuição, promovendo a troca térmica pelo contato com o fluxo de ar provocado pelos ventiladores.

O ar entra na torre por venezianas laterais percorrendo horizontalmente o enchimento de plástico até o eliminador de respingos, passando pelo vão da torre, também chamado de “plenum”, onde é expulso para a atmosfera via cilindro difusor do ventilador. A Figura 3.2 mostra uma representação esquemática da torre de resfriamento estudada.

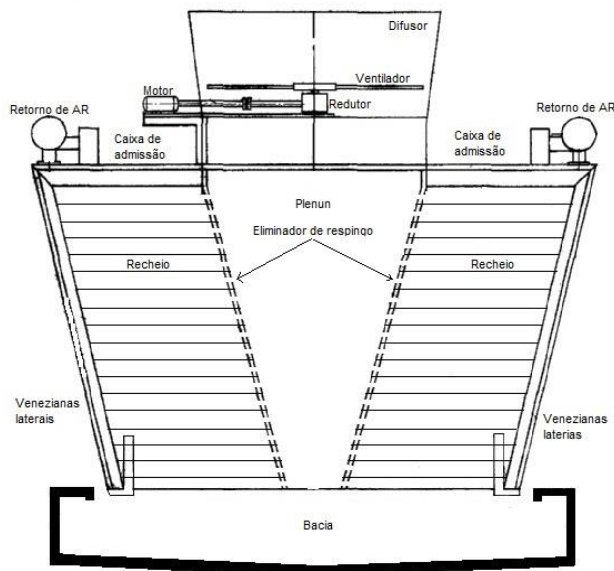


Figura 3.2: Representação esquemática da torre (Fonte: Braskem, 2013).

A água que passa pelo recheio da torre cai em uma bacia de concreto de onde é bombeada por sete bombas de volta ao sistema de refrigeração das plantas.

3.1 Temperatura da Água de Resfriamento

A temperatura da água de resfriamento que sai da torre depende de diversos fatores, como, por exemplo, tipo de recheio, vazão de ar, temperatura da água de retorno, temperatura do ar e umidade. Na torre de resfriamento estudada, o único ajuste que é feito para controlar a temperatura da água são os ventiladores, que são ligados ou desligados pela operação caso a temperatura da água de resfriamento fique abaixo de 28°C. Porém, este ajuste, muitas vezes, não é tão eficiente, visto que a água ainda sai mais fria do que o limite superior.

A operação dos ventiladores se dá somente pelos modos ligado ou desligado, sem ajuste intermediário. Em princípio, a torre opera com todos os ventiladores ligados, porém, caso a temperatura da água de resfriamento fique abaixo de 28°C, os ventiladores vão sendo desligados até que a temperatura chegue mais perto do limite superior, 30 °C. Quando o ventilador é desligado, o fluxo de água permanece inalterado na célula, ou seja, o fluxo de água na célula não é bloqueado.

Para o processo em si, a temperatura da água estar abaixo do limite superior não é um problema, mas reduzir a temperatura além do necessário significa um gasto energético que poderia ser evitado. Foram coletados dados de quatro em quatro horas da temperatura da água resfriada da torre no período de maio a dezembro de 2014. A distribuição da temperatura da água de resfriamento entre os dados coletados está representada na Figura 3.3.

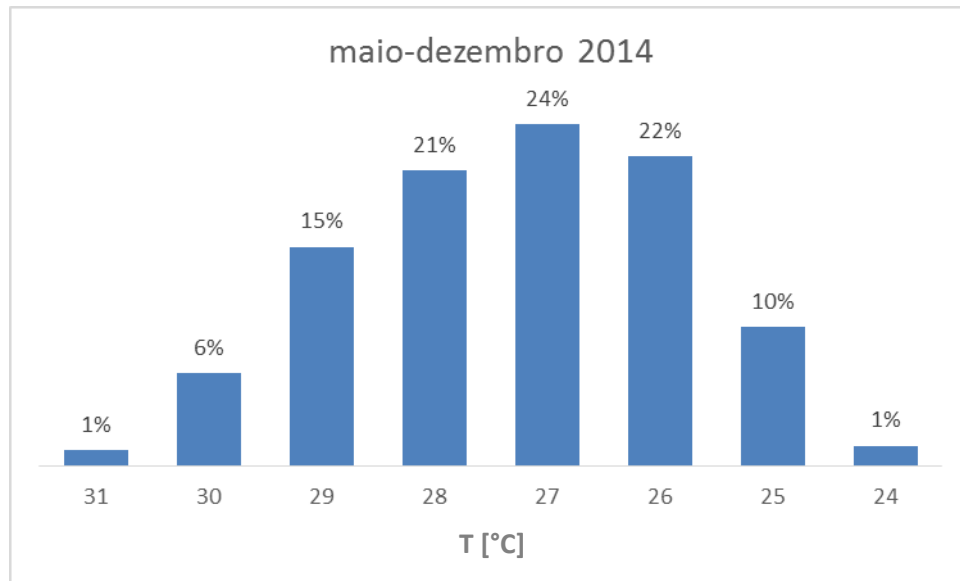


Figura 3.3: Temperatura da água de resfriamento no período de maio a dezembro de 2014.

A Figura 3.3 mostra que, em muitos pontos, a temperatura da água encontra-se de 3 a 4°C abaixo do limite, 30°C. Esta diferença abre espaço para um estudo sobre a influência da rotação dos ventiladores na troca térmica deste sistema em específico. Na unidade, não há um modelo matemático que descreva este sistema e que permita ligar ou desligar um ou mais ventiladores de forma que seja possível prever, já de antemão, qual será a temperatura da água de resfriamento, garantindo, assim, que o limite superior não será excedido.

Quando se pensa em economia de energia para um sistema rotativo, como é o caso do ventilador, uma alternativa eficiente é o inversor de frequência. Os inversores de frequência variam a rotação do ventilador de acordo com a temperatura da água de resfriamento, garantindo que a água fique sempre em 30°C ou em um *set point* mais baixo, por segurança, 29°C, por exemplo. O uso dos inversores garante que só será utilizada a energia suficiente para manter a água na temperatura desejada, sem uso desnecessário.

No entanto, a implantação de inversores deve ser feita com cautela, visto que são equipamentos caros, que só valem a pena se trouxerem um ganho econômico considerável. Um inversor de frequência para um ventilador como os da torre estudada custa, em média, R\$ 80.000,00, segundo a área de projetos da empresa onde este trabalho foi desenvolvido. Além do custo do equipamento, considera-se ainda 10% sobre o valor total o custo de instalação. Sendo assim, a instalação de inversores em todos os ventiladores da torre sairia em torno de R\$ 1.100.000,00.

4 Estudo de Caso

Para analisar a influência da rotação dos ventiladores na temperatura da água de resfriamento deste sistema é preciso, em primeiro lugar, dispor de um modelo matemático que permita prever a temperatura da água resfriada atingida de acordo a rotação do ventilador. De posse de um modelo eficiente, pode-se determinar quantos ventiladores precisam estar ligados para atingir uma temperatura o mais próximo possível de 30°C.

De acordo com a literatura, dois parâmetros das torres de resfriamento variam com a vazão de ar, mantendo-se fixa as demais condições: coeficiente de desempenho e característica da torre. Neste trabalho, foram testados os dois parâmetros, sendo o primeiro por um modelo proposto por Cortinovis (2004) e o segundo pelo CTI (2000).

Os dados necessários para análise do problema foram importados do historiador de dados InfoPlus da AspenTech com uma amostragem de quatro em quatro horas referente ao período de maio a dezembro de 2014. Estes dados foram utilizados para resolução dos dois modelos e suas soluções analíticas e avaliação dos resultados obtidos.

4.1 Modelo Utilizado para Determinação do Coeficiente de Desempenho

Para determinação do coeficiente de desempenho da torre foi utilizado o modelo proposto por Cortinovis (2004) devido a sua fácil aplicação em dados monitorados pela instrumentação industrial. Além disso, o modelo foi validado em uma torre piloto muito semelhante à torre estudada neste trabalho.

Uma amostra dos dados importados do historiador InfoPlus para aplicação no modelo encontra-se na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Dados coletados no ASPEN.

Data	Vazão AR	Vazão retorno	Temp. AR	Temp. Retorno	T bulbo seco	T bulbo úmido
26-MAIO-14 15:00:00.0	29556,8	28556,8	27,5	41,1	16,1	12,2
26-MAIO-14 16:00:00.0	29540,3	28540,3	27,9	41,4	16,2	12,7
26-MAIO-14 17:00:00.0	29514,3	28514,3	28,1	41,6	15,7	13,1

Onde:

Vazão AR: vazão de água fria enviada da torre para o processo [m³/h];

Vazão retorno: vazão de água quente que retorna do processo [m³/h];

Temp. AR: temperatura da água fria que deixa a torre [°C];

Temp. Retorno: temperatura da água quente que retorna do processo [°C];

T bulbo seco: temperatura de bulbo seco do ar medida por instrumento da torre [°C];

T bulbo úmido: temperatura de bulbo úmido medida por instrumento da torre [°C]

A vazão de ar, \hat{G} , bem como o fluxo, G , foram determinados baseados na vazão nominal de ar entregue pelo ventilador, em sua rotação nominal, ou seja, 117 rotações por minuto. De acordo com a curva de operação dos ventiladores (disponível no anexo A), para uma

rotação de 117 rpm, a vazão de ar é de 791 m³/h. Considerando a densidade do ar constante e igual a 1,05 kg/m³, pode-se determinar o fluxo de ar em kg/s.m² e a vazão em kg/s. A área de cada célula da torre vale 201,9 m².

O modelo validado por Cortinovis (2004) é representado pela equação 2.11:

$$\int_{T_{wo}}^{T_{wi}} \frac{dT_w}{[a_2 T_w^2 - T_w(-a_1 - \frac{L C_{pw}}{G}) + (a_0 - \frac{L C_{pw} T_{wi}}{G} - H_{a,i})]} = \frac{K a Z}{L C_{pw}} \quad (2.11)$$

Onde:

$$a_2 = 155,52$$

$$a_1 = 3693,1$$

$$a_0 = 69345$$

Para aplicar o modelo em uma torre do tipo fluxo cruzado é necessário aplicar a correção descrita pelas equações 2.14 e 2.15.

A altura de recheio da torre, z, é de 14,63 m.

O autor apresenta ainda uma solução analítica para a integral 2.11, dada pela equação 4.1:

$$\frac{z.Ka}{L C_{pw}} = \frac{1}{\sqrt{b^2 - 4ac}} \ln \left[\left(\frac{2aT_{wi} + b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2aT_{wi} + b + \sqrt{b^2 - 4ac}} \right) \left(\frac{2aT_{wo} + b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2aT_{wo} + b - \sqrt{b^2 - 4ac}} \right) \right] \quad (4.1)$$

Onde:

$$a = 155,52$$

$$b = 3693,1 - \frac{L \cdot C_{pw}}{G}$$

$$c = 69345 - \frac{L \cdot C_{pw} \cdot T_{wi}}{G} - H_{ar,1}$$

A entalpia do ar na entrada e na saída da torre pode ser determinada através dos diagramas psicométricos, utilizando as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido. Porém, a utilização do diagrama psicométrico é trabalhosa quando se tem muitos dados. Por isso, foi utilizada uma sequência de equações para determinação da entalpia do ar na entrada.

4.1.1 Cálculo da Entalpia do Ar na Entrada da Torre com Dados Online das Torres

O primeiro passo para a determinação da entalpia do ar na entrada da torre é calcular a pressão de vapor da água na temperatura de bulbo úmido. A pressão de vapor pode ser determinada pela equação de Antoine (Koretsky, 2003):

$$P_{sat} = \exp\left(A - \frac{B}{T_{wb} + C}\right) \quad (4.2)$$

Os parâmetros A,B e C referem-se a água e são fixos, para pressão em kPa e temperatura em Kelvin, válida na faixa de temperatura entre 284 e 441K (Koretsky, 2003): A=11,6834, B=3816,44, C=46,13.

O cálculo da pressão de vapor pela equação de Antoine não gera erros significativos comparando com os valores tabelados, conforme mostra a tabela 4.2.

Tabela 4.2: Comparação entre a pressão de vapor calculada pela equação de Antoine e valores tabelados.

T [K]	P [kPa]	P equação [kPa]	Erro relativo [%]
283	1,2276	1,1932	2,81
288	1,7051	1,6648	2,37
293	2,3390	2,2916	2,03
298	3,1690	3,1148	1,71
303	4,2460	4,1833	1,48
308	5,6280	5,5554	1,29

De posse da pressão de vapor para cada temperatura, pode-se calcular a umidade específica do ar na saída torre (w_2), assumindo que esteja saturado nesta condição e que a pressão atmosférica seja constante e igual a 101,325 kPa (Cengel & Boles, 2002):

$$w_2 = \frac{0,622 \cdot P_{sat}}{101,325 - P_{sat}} \quad (4.3)$$

Assumindo que o calor específico do ar é constante e igual a 1005 J/kg, o que é plenamente aceitável em um intervalo de temperatura de -10 a 50°C (Cengel & Boles, 2002), calcula-se então a umidade específica do ar na entrada da torre (w_1):

$$w_1 = \frac{c_{p_{ar}}(T_{wb} - T_{db}) + w_2 \lambda(T_{db})}{h_{vap}(T_{wb}) - H_w(T_{db})} \quad (4.4)$$

A equação 4.4 utiliza a temperatura de bulbo úmido (T_{wb}) ao invés de utilizar a temperatura de saturação adiabática. Esta consideração é aceitável, visto que na pressão atmosférica a temperatura de saturação do ar e a temperatura de bulbo úmido são praticamente idênticas (Cengel & Boles, 2002).

O termo $\lambda(T_{db})$ refere-se ao calor latente de vaporização da água avaliado na temperatura de bulbo seco. O calor latente pode ser calculado através de correlações em função da temperatura (Reid et al., 1987).

$$\lambda_1 = \lambda_2 \left(\frac{1 - T_{r2}}{1 - T_{r1}} \right)^n \quad (4.5)$$

$$n = (0,00264 \frac{\lambda_{T_b}}{RT_b} + 0,8794)^{10} \quad (4.6)$$

O termo T_b refere-se a temperatura de ebulição da água, considerada igual a 100°C sob pressão atmosférica de 101,325kPa.

Considerando o vapor d'água um gás ideal, sua entalpia pode ser calculada como função apenas da temperatura, considerando que a entalpia do vapor a 0°C vale 2500,9 kJ/kg e seu calor específico é constante e igual a 1,82kJ/kg°C (Cenge l& Boles, 2002):

$$h_{vap} = 2500,9 + 1,82T \quad (4.7)$$

A entalpia do ar úmido é definida como a soma da entalpia do ar seco e da entalpia do vapor d'água na mesma temperatura (Cengel & Boles, 2002):

$$H_{a,1} = C_{p_{ar}}T_{db} + w_1(2500,9 + 1,82T_{db}) \quad (4.8)$$

Os valores 2500,9 e 1,82 da equação 4.8 correspondem à entalpia do vapor d'água a 0°C (kJ/kg) e ao calor específico do vapor d'água entre as temperaturas de -10 a 50°C (kJ/kg°C), respectivamente. O calor específico do ar e a entalpia do vapor d'água podem ser assumidos constantes na faixa de temperatura de interesse deste trabalho, que está dentro no intervalo -10 a 50°C, sem prejuízos aos resultados. As Tabelas 4.3 e 4.4 mostram que a variação destas propriedades é muito pequena neste intervalo.

Tabela 4.3: Variação do calor específico do ar entre -10 e 50°C (Fonte: Cengel & Boles, 2002).

Ar seco	
T [°C]	Cp ar [kJ/kg°C]
-10	1,0038
0	1,041
10	1,0045
20	1,0049
30	1,0054
40	1,0059
50	1,0065

Tabela 4.4: Variação da entalpia do vapor d'água entre -10 e 50°C (Fonte: Cengel & Boles, 2002).

Entalpia Vapor d'água kJ/kg			
T [°C]	Tabelado	Eq 3.7	Diferença absoluta
-10	2482,1	2482,7	-0,6
0	2500,9	2500,9	0,0
10	2519,2	2519,1	0,1
20	2537,4	2537,3	0,1
30	2555,6	2555,5	0,1
40	2573,5	2573,7	-0,2
50	2591,3	2592,9	-0,6

Definida a equação que calcula a entalpia do ar na entrada da torre, a entalpia do ar saturado na saída da é determinada pela equação 2.9.

4.1.2 Cálculo da Entalpia do Ar na Entrada com Dados Ambientais da Estação Meteorológica

Apesar das torres de resfriamento possuírem medição de temperatura do ar ambiente e temperatura de bulbo úmido *online*, os modelos foram aplicados utilizando também dados provenientes da estação meteorológica do Polo Petroquímico de Triunfo. A estação

monitora e registra em um *software* dados de temperatura de bulbo seco, umidade relativa, precipitação, direção e velocidade dos ventos e pressão atmosférica. Foram utilizados os dados de temperatura de bulbo seco e umidade relativa para cálculo da entalpia do ar na entrada da torre.

Como a estação meteorológica não registra a temperatura de bulbo úmido, o cálculo da entalpia do ar na entrada foi realizado com base na umidade relativa.

O primeiro passo consiste em determinar a pressão de vapor da água (P_v), pela equação 4.9:

$$P_v = \phi_1 P_{sat}(T_{db}) \quad (4.9)$$

Onde:

$P_{sat}(T_{db})$: pressão de saturação da água (kPa) na temperatura de bulbo seco;

A pressão de saturação da água pode ser calculada pela equação de Antoine (4.2), porém, utilizando a temperatura de bulbo seco. Uma vez determinada a pressão de vapor da água, calcula-se a umidade específica (w_1) do ar na entrada da torre através da equação 4.10:

$$w_1 = \frac{0,622P_v}{P - P_v} \quad (4.10)$$

Onde P é a pressão atmosférica em kPa.

De posse da umidade específica do ar na entrada da torre, a entalpia é calculada da mesma forma que o procedimento utilizando a temperatura de bulbo úmido, ou seja, através da equação 4.8:

$$H_{a,1} = C_{p_{ar}} T_{db} + w_1(2500,9 + 1,82T_{db}) \quad (4.8)$$

4.2 Cálculo da Característica da Torre

A equação 2.15 é sugerida pelo CTI para avaliação do desempenho de torres de resfriamento. Esta equação também é apresentada por Perry & Green (2008) e permite que o termo TC (característica da torre) seja relacionado com a razão entre a vazão de água e ar (\dot{L}/\dot{G}) por equações no formato da equação 2.16.

Os dados necessários para calcular a característica da torre com o modelo do CTI (2000) são essencialmente os mesmos utilizados no modelo proposto por Cortinovis (2004). Observa-se que a literatura não sugere uma equação para cálculo da entalpia do ar saturado, mas, sim, o uso de dados tabelados, foi realizado um ajuste de dados de entalpia do ar saturado entre as temperaturas de 25 e 45°C. Os dados utilizados foram retirados das tabelas de Koretsky (2003) e ajustados conforme a Figura 4.1:

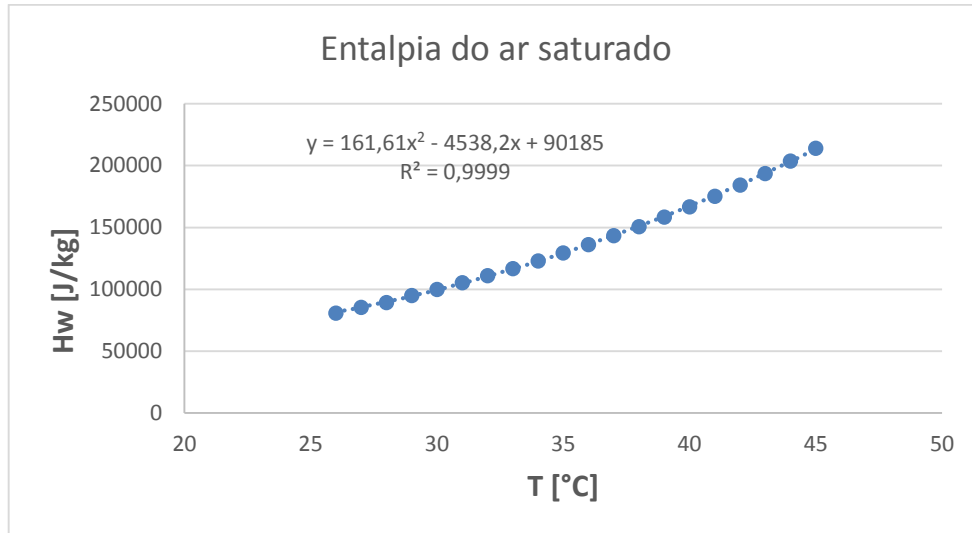


Figura 4.1: Ajuste de dados de entalpia [J/kg] do ar saturado.

Utilizando a equação que ajusta os dados de entalpia do ar saturado como H_w e assumindo que H_a é a variação de entalpia da fase gasosa descrita pela equação 2.9, a equação integral 2.15 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{KaV}{L} = C_{pw} \int_{T_{wo}}^{T_{wi}} \frac{dT}{D - ET + F} \quad (4.2)$$

Onde:

$$D = 0,1616 \quad [kJ/kg^{\circ}C^2];$$

$$E = 4,5382 + C_{pw} \frac{L}{G} \quad [kJ/kg^{\circ}C];$$

$$F = 90,185 - H_{ar1} - C_{pw} T_{wi} \frac{L}{G} \quad [kJ/kg].$$

Esta integral tem solução analítica, dada pela equação 4.11:

$$\frac{KaV}{L} = C_{pw} \frac{2(-\arctan(\frac{2T_{wo}D-E}{\sqrt{4FD-E^2}}) + \arctan(\frac{2T_{wi}D-E}{\sqrt{4FD-E^2}}))}{\sqrt{4FD-E^2}} \quad (4.3)$$

5 Resultados

5.1 Aplicação do Modelo de Desempenho da Torre

O primeiro método utilizado para caracterizar matematicamente a torre de resfriamento estudada foi o modelo proposto por Cortinovis (2004). A integral da equação 2.11 foi resolvida em MATLAB através do método da quadratura de Simpson, que aproxima o valor da função com um erro absoluto de 1×10^{-6} . Os dados meteorológicos utilizados foram a temperatura de bulbo seco e bulbo úmido medidos pela instrumentação das torres.

No MATLAB, foram implementadas duas equações: a integral da equação 2.11 e a solução analítica proposta pelo artigo, 4.1. Conforme a Tabela 5.1, o modelo de Cortinovis (2004) não convergiu para alguns dados, o que mostra que o modelo não é apropriado para o sistema estudado.

Tabela 5.1: Resultado da equação 2.11 quando aplicada aos dados de processo.

Data e hora	Ka Cortinovis
26-MAIO-14 15:00:00.0	0,38
26-MAIO-14 16:00:00.0	0,37
26-MAIO-14 17:00:00.0	0,39
26-MAIO-14 18:00:00.0	0,53
26-MAIO-14 19:00:00.0	0,69
26-MAIO-14 20:00:00.0	0,64
26-MAIO-14 21:00:00.0	Inf
26-MAIO-14 22:00:00.0	Inf
26-MAIO-14 23:00:00.0	0,39
27-MAIO-14 00:00:00.0	Inf
27-MAIO-14 01:00:00.0	Inf
27-MAIO-14 02:00:00.0	Inf
27-MAIO-14 03:00:00.0	Inf
27-MAIO-14 04:00:00.0	Inf
27-MAIO-14 05:00:00.0	Inf
27-MAIO-14 11:00:00.0	0,42
27-MAIO-14 12:00:00.0	0,29

5.2 Aplicação do modelo de característica da torre

A implementação das equações 4.10 e 4.11 também foram feitas em MATLAB, utilizando o método de integração por quadratura de Simpson. Neste método, proposto pelo CTI (2000), foram utilizados os dados meteorológicos da estação automática e a entalpia do ar foi calculada conforme descrito no item 4.1.2 deste trabalho.

A escolha do uso dos dados meteorológicos da estação e não da instrumentação da torre foi motivada pelo fato de a operação da torre relatar que muitas vezes os instrumentos que registram a temperatura de bulbo seco do ar e a temperatura de bulbo úmido não estarem confiáveis. Como a estação meteorológica passa por calibrações rigorosas a cada seis meses e, historicamente, registra dados coerentes e confiáveis, todos os cálculos de característica da torre foram efetuados utilizando dados de temperatura de bulbo seco e umidade relativa da estação meteorológica.

Os resultados obtidos foram satisfatórios, visto que convergiram para todos os pontos de operação importados do historiador InfoPlus, que é o sistema que armazena os dados de operação da torre. Além disso, ficou comprovado que a equação 4.11 corresponde à solução analítica da integral da equação 4.10. A Tabela 5.1 traz uma amostra dos dados referentes a 2014 aplicados no modelo:

Tabela 5.2: Amostra dos dados de processo utilizado na aplicação do modelo proposto por CTI (2000).

Hora	Temp. Retorno [°C]	Temp. AR [°C]	Vent. Ligados	L/G	%UMID	Temp. Ambiente [°C]	TC Integral	TC Analítico
11-JUNHO-14 08:00:00.0	36,1	25,8	6	1,56	92	13,1	0,409	0,409
11-JUNHO-14 20:00:00.0	37,4	27,0	9	1,01	78	19,2	0,491	0,491
12-JUNHO-14 00:00:00.0	37,0	26,9	9	1,01	77	17,9	0,467	0,467
12-JUNHO-14 04:00:00.0	37,2	26,8	9	1,01	81	16,9	0,470	0,470
12-JUNHO-14 08:00:00.0	37,0	26,6	9	1,01	72	19,5	0,501	0,501
12-JUNHO-14 20:00:00.0	38,1	27,1	10	0,92	65	22,2	0,531	0,531
13-JUNHO-14 00:00:00.0	37,3	26,4	10	0,92	67	21,4	0,548	0,548
13-JUNHO-14 04:00:00.0	36,9	26,0	10	0,92	67	21,3	0,560	0,560
13-JUNHO-14 08:00:00.0	37,1	26,3	10	0,92	73	20,7	0,552	0,552

Onde:

Vent. Ligados: número de ventiladores ligados;

Temp. Ambiente: temperatura do ar medida pela estação meteorológica [°C];

TC Integral: característica da torre calculada pela equação 4.10 [adimensional];

TC Analítico: característica da torre calculada pela equação 4.11 [adimensional].

5.2.1 Ajuste dos Dados Obtido pelo Modelo

Os resultados obtidos na aplicação da equação (4.11) foram separados em faixas de umidade relativa variando de 5 em 5%, iniciando em 50%, para verificar a existência de uma correlação entre a razão de água e ar (\dot{L}/\dot{G}) e a característica da torre. Este tipo de análise de dados foi definida com base na literatura, que mostra que a relação entre a TC e a razão \dot{L}/\dot{G} pode ser aproximada por uma equação como a (2.16), para cada valor de *approach*.

Como definido na subseção 2.1.1, o *approach* é o quanto a temperatura da água de resfriamento se aproxima da temperatura de bulbo úmido. Já que a estação meteorológica registra somente a umidade relativa e não a temperatura de bulbo úmido, optou-se por utilizar a umidade como parâmetro de separação dos dados.

O ajuste dos dados foi realizado utilizando o *software iPython*, o qual é uma plataforma de uso livre que possui uma ampla gama de opções de pacotes para os mais diversos problemas matemáticos. Para verificar a correlação entre a TC e o \dot{L}/\dot{G} para cada faixa de umidade foi utilizado o pacote *lmfit* do *iPython*, para ajuste dos parâmetros α e b através do método de mínimos quadrados não-lineares.

O modelo utilizado para ajustar os dados é dado pela equação 2.16:

$$\frac{KaV}{L} = \alpha \left(\frac{L}{G}\right)^b \quad (2.16)$$

Os parâmetros de ajuste são α e b . O código implementado em iPython está no apêndice A.

As Figuras 5.1 e 5.2 mostram o resultado do ajuste dos dados para duas faixas de temperatura. Todos os gráficos estão no apêndice B.

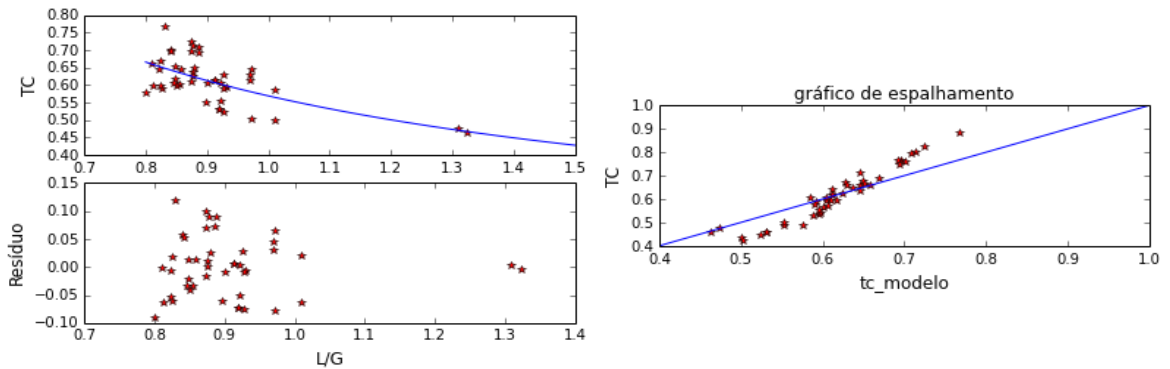


Figura 5.1: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 60 e 65%.

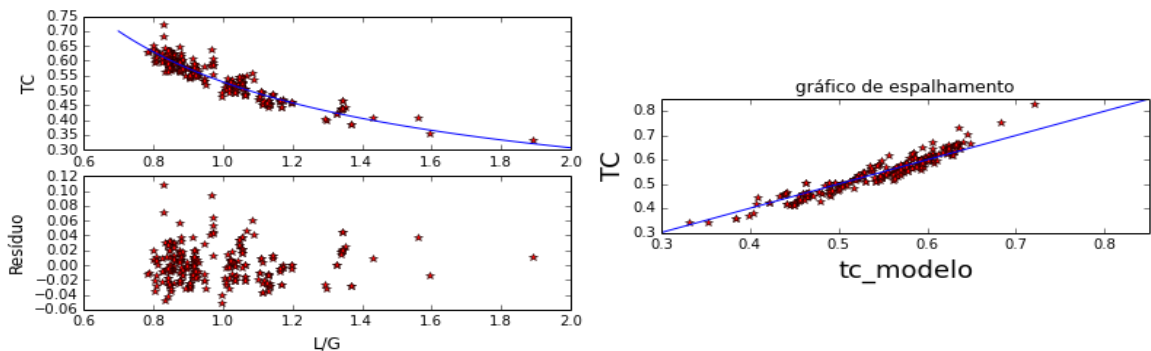


Figura 5.2: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 90 e 95%.

A Tabela 5.3 mostra os valores dos parâmetros α e b obtidos para cada faixa de umidade, bem como o desvio-padrão de cada ajuste.

De acordo com a Tabela 5.3, o ajuste dos dados foi satisfatório. O parâmetro alfa foi ajustado com desvio padrão máximo de 2,18% para faixa de umidade relativa entre 60 e 65%. A faixa de umidade entre 60 e 65% foi a que teve o pior ajuste também para o parâmetro b , o qual apresentou desvio padrão de 21,48%. A causa para este erro deve-se a dispersão dos dados de processos nesta faixa de umidade, como pode ser verificado na Figura 5.1. Isto pode estar relacionado a eventuais erros de medição do processo para este grupo de dados ou mesmo erros na estação meteorológica.

Uma maneira de analisar a qualidade do modelo é pelo qui-quadrado reduzido, dada pela equação 5.1, onde N é o número de dados e $N_{\text{variáveis}}$ é o número de variáveis do modelo.

$$\chi^2 = \frac{\sum_i^N [\text{Resíduos}]^2}{N - N_{\text{variáveis}}} \quad (5.1)$$

Os gráficos do ajuste do modelo mostram que o tamanho definido para as faixas de umidade foi satisfatório (5%), visto que o valor de X^y ficou entre 0,001 e 0,003 para todas as faixas de ajuste. A umidade é um fator crítico para o desempenho da torre, visto que quanto maior a umidade, menor é a força motriz para a transferência de massa entre a água quente e o ar, dificultando o processo de resfriamento.

Tabela 5.3: Resultados do ajuste dos dados a equação 2.16.

Faixa de Umidade (%)	α	Desvio Padrão α (%)	b	Desvio Padrão b (%)	X^y
50-55	0,558 +/- 0,00497	0,89	-0,698 +/- 0,061866	8,86	0,001
55-60	0,566 +/- 0,006119	1,08	-0,798 +/- 0,064605	8,10	0,001
60-65	0,568 +/- 0,012401	2,18	-0,704 +/- 0,151193	21,48	0,003
65-70	0,550 +/- 0,005346	0,97	-0,749 +/- 0,064118	8,56	0,002
70-75	0,535 +/- 0,006074	1,14	-0,902 +/- 0,068892	7,63	0,002
75-80	0,532 +/- 0,004274	0,80	-0,838 +/- 0,055490	6,62	0,001
80-85	0,534 +/- 0,003467	0,65	-0,789 +/- 0,041121	5,21	0,001
85-90	0,529 +/- 0,002529	0,48	-0,828 +/- 0,030921	3,73	0,001
90-95	0,528 +/- 0,001632	0,31	-0,788 +/- 0,021427	2,72	0,001
95-100	0,535 +/- 0,001613	0,30	-0,762 +/- 0,018967	2,49	0,001

5.2.2 Validação do Modelo

Para validar o modelo foram coletados dados de 4 em 4 horas do ano de janeiro a maio de 2015, isto é, dados que não foram utilizados para estimação dos parâmetros.

Para verificar a resposta do modelo para cada faixa de umidade, foi utilizado o valor de \dot{L}/\dot{G} de cada dado ponto amostrado na respectiva equação do modelo, de acordo com a umidade. Desta forma foi possível calcular a característica da torre (TC) através do modelo, para cada faixa de umidade.

Os valores de TC calculados pelo modelo foram utilizados na solução analítica da integral proposta pelo CTI (equação 4.11) e, utilizando o *fsolve* no *iPython*, o qual resolve o problema encontrando a raiz da equação, foi determinada a temperatura de saída da AR prevista pelo modelo. O valor de temperatura previsto pelo modelo foi comparado com o valor medido pela instrumentação. As Figuras 5.3 e 5.4 mostram exemplos dos resultados. Os resultados para todas as faixas de umidade encontram-se no apêndice C.

O código implementado em *iPython* para encontrar as temperaturas encontra-se no apêndice D.

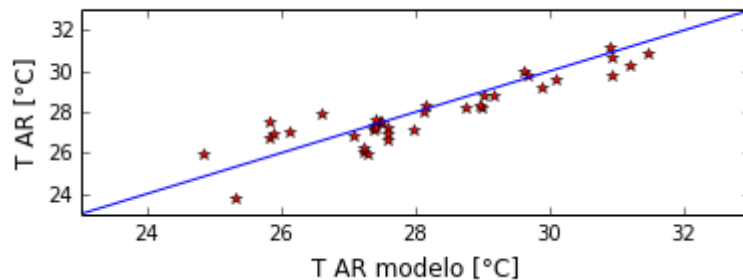


Figura 5.3: Temperatura da água resfriado prevista pelo modelo *versus* a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 60 e 65%.

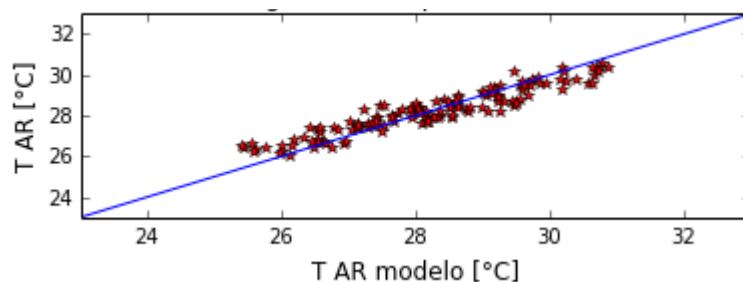


Figura 5.4: Temperatura da água resfriado prevista pelo modelo *versus* a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 90 e 95%.

A temperatura prevista pelo modelo ficou próxima da temperatura medida pela instrumentação. A maior diferença foi de 2°C em um ponto da faixa de umidade que apresentou o pior ajuste, ou seja, entre 60 e 65%. Em 90% dos dados amostrados em 2015, a diferença de temperatura da AR prevista pelo modelo e medida pela instrumentação ficou abaixo de 1°C.

5.2.3 Determinação da Razão \dot{L}/\dot{G} Ideal para a Temperatura de AR Igual a 29°C

Como o modelo apresentou uma resposta satisfatória para a predição da temperatura da AR na bacia da torre, foi determinada a razão \dot{L}/\dot{G} necessária para que a temperatura de saída da AR ficasse em 29°C, de acordo com o modelo validado neste trabalho. Foi utilizada a temperatura de 29°C porque a temperatura da AR prevista pelo modelo variou, no máximo, 1°C em relação ao valor medido pelo instrumento, para 90% dos dados. Para encontrar a razão \dot{L}/\dot{G} mais uma vez foi utilizado o *fsolve* em *iPython*, utilizando um código semelhante ao utilizado para encontrar a temperatura da água na seção 5.2.2. O código completo está no apêndice E.

Determinada a razão \dot{L}/\dot{G} ideal para cada dado de operação, e sabendo a vazão de água quente que passa pela torre (\dot{L}) e a vazão nominal de ar que cada ventilador entrega (\dot{G}), pode-se verificar, de acordo com o modelo, quantos ventiladores precisariam estar ligados em cada dado amostrado. Como, na maioria dos casos, o número de ventiladores calculados é um número não inteiro, foi utilizado o número inteiro imediatamente superior, como uma forma de manter uma margem de segurança.

A Figura 5.15 mostra a comparação entre o número de ventiladores ligados nos dados amostrados e o número de ventiladores que precisariam estar ligados para resfriar a água a 29°C de acordo com o modelo.

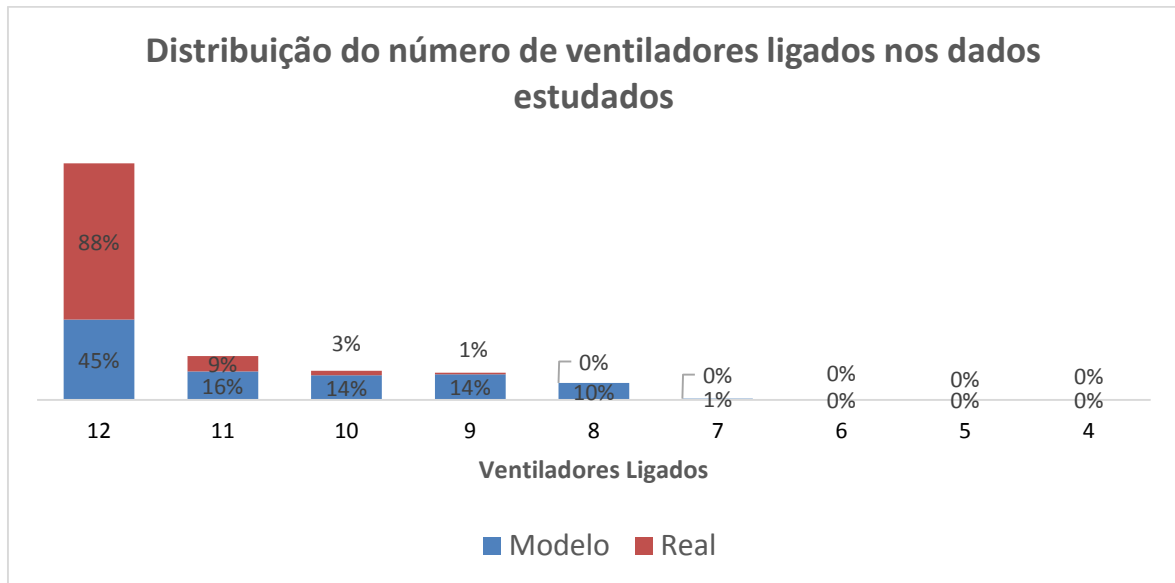


Figura 5.1: Distribuição do número de ventiladores ligados nos dados estudados.

De acordo com a Figura 5.5, na realidade, a torre opera com um excesso de ventiladores ligados, o que abaixa a temperatura além do necessário em alguns momentos. Caso fosse utilizado um método de ajuste dos ventiladores baseado em um modelo que representasse de forma eficiente a operação da torre, uma grande quantidade de energia poderia ser economizada.

5.2.4 Ajuste \dot{L}/\dot{G} versus Temperatura Ambiente

Com a determinação da razão \dot{L}/\dot{G} necessária para que a água seja resfriada a 29°C, foi verificado que o valor desta razão varia com a temperatura ambiente, dentro de cada faixa de temperatura. Isto era esperado, já que é evidente que com a temperatura do ar mais baixa seja necessária uma vazão de ar menor para atingir a mesma temperatura. Sendo assim, mais uma vez foi utilizado o *Imfit* do *iPython* para ajustar um modelo matemático que represente a relação entre a razão \dot{L}/\dot{G} e a temperatura ambiente.

Os dados foram ajustados por uma relação linear, descrita pela equação 5.1:

$$\frac{\dot{L}}{\dot{G}} = -k1 * Tamb + k2 \quad (5.2)$$

Onde $k1$ e $k2$ são os parâmetros do modelo. O código, em *iPython*, utilizado para este ajuste está no apêndice F.

Os resultados do ajuste para algumas faixas de umidade estão nas Figuras 5.6 e 5.7. Os resultados completos estão no apêndice G.

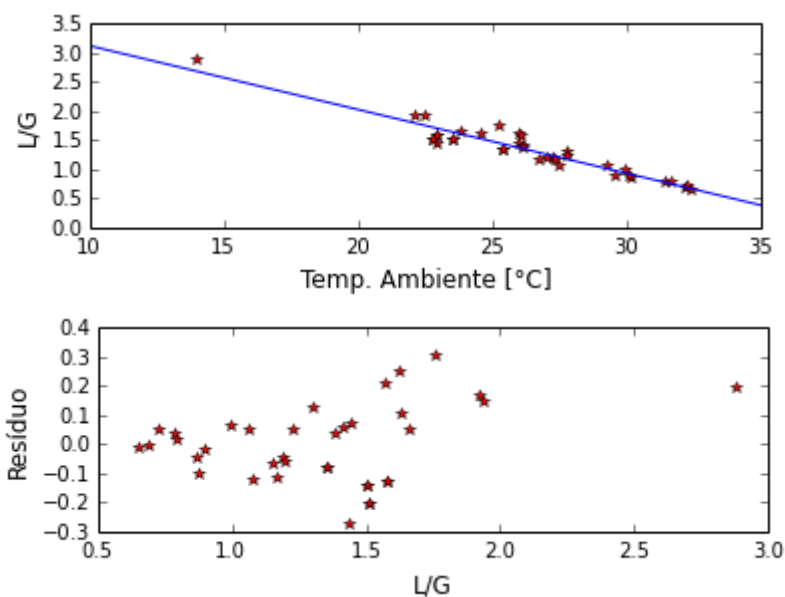


Figura 5.2: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 60 e 65%.

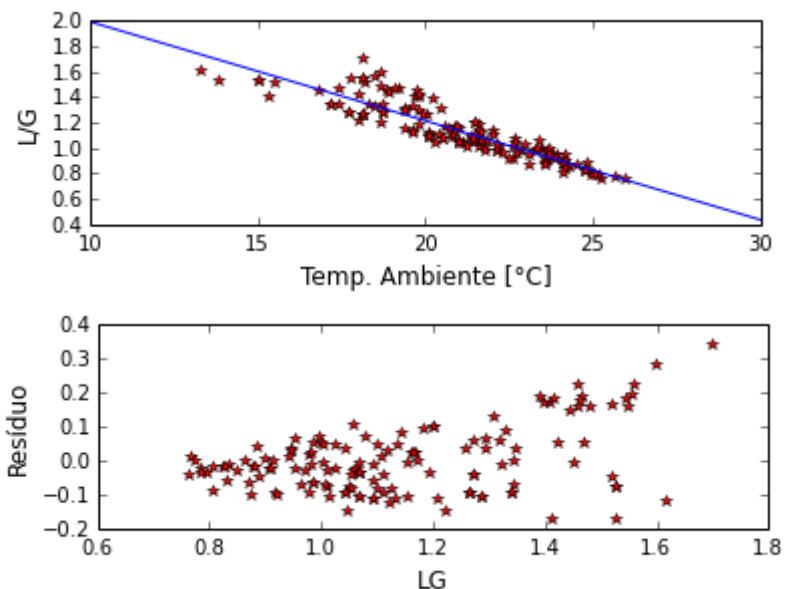


Figura 5.7: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 90 e 95%.

Os gráficos de resíduo mostram que o ajuste piora à medida que aumenta a razão \dot{L}/\dot{G} , ou seja, à medida que diminui o número de ventiladores ligados. Isto pode ser explicado, provavelmente, pelo fato da maior parte dos dados coletados estar com 11 ou 12 ventiladores ligados. Por este motivo, o ajuste ficou melhor para razões \dot{L}/\dot{G} menores.

A Tabela 5.4 mostra o resultado do ajuste dos parâmetros k_1 e k_2 para cada faixa de umidade bem como o desvio-padrão de cada parâmetro e o X^y para cada faixa de umidade.

Tabela 5.4: Resultados do ajuste dos dados a equação 5.1.

Faixa de Umidade %	k_1	Desvio Padrão k_1 (%)	k_2	Desvio Padrão k_2 (%)	χ^2
50-55	0,0797+/- 0,004289	5,38	3,147+/- 0,129729	3,80	0,002
55-60	0,0675+/- 0,086959	4,58	3,029+/- 0,086959	2,87	0,004
60-65	0,109+/- 0,006035	5,51	4,216+/- 0,160640	3,81	0,018
65-70	0,073+/- 0,002923	4,02	3,026+/- 0,077435	2,56	0,007
70-75	0,0516 +/- 0,002202	4,27	2.331 +/- 0.055746	2,39	0,003
75-80	0,059+/- 0,001585	2,65	2,478+/- 0,038541	1,56	0,002
80-85	0,070+/- 0,002280	3,25	2,694+/- 0,052234	1,94	0,005
85-90	0,065+/- 0,0002535	3,90	2,509+/- 0,054392	2,17	0,005
90-95	0,078+/- 0,003166	4,07	2,771+/- 0,066886	2,41	0,009
95-100	0,086+/- 0,002422	2,81	2,922+/- 0,050527	1,73	0,006

5.2.5 Custo da Energia

O consumo de energia de cada ventilador da torre de resfriamento é de 200 kWh. Considerando que de 1° de janeiro a 1° de maio de 2015 tem-se 2880 horas, o consumo de energia elétrica, em kWh, foi calculado para a realidade da torre e para a situação proposta pelo modelo, com base nos percentuais da Figura 5.15. O valor do kWh de energia elétrica foi considerado o de menor custo, ou seja, a bandeira verde da concessionária CEEE: R\$ 0,45662/kWh. A tabela com o valor do kWh da CEEE encontra-se no Anexo B. A Tabela 5.5 mostra os resultados dos cálculos de consumo de energia para a realidade e para o modelo, para a AR a temperatura de 29°C.

Tabela 5.5: Consumo de energia elétrica, em kWh, pelos ventiladores no período estudado.

Ventiladores	Real (h)	kW	Modelo (h)	kW
12	30403,5	6080691,9	15645,4	3129081,1
11	2739,9	547978,4	5094,5	1018897,3
10	739,5	147891,9	4008,6	801729,7
9	210,2	42032,4	3747,9	749578,4
8	0,0	0,0	2210,6	442118,9
7	0,0	0,0	136,2	27243,2
6	0,0	0,0	0,0	0,0
5	0,0	0,0	0,0	0,0
4	0,0	0,0	0,0	0,0
	Total	6818594,6	Total	6168648,6

A diferença de consumo de energia entre a realidade e o modelo é de 649.945,9 kWh. Considerando o valor do kWh em bandeira verde e sem impostos, o que representa a situação em que o ganho econômico oriundo de uma melhor estratégia de operação baseado no modelo desenvolvido em relação a realidade é menor, tem-se uma diferença de R\$ 296.778,30, para o período de janeiro a maio de 2015.

Caso o mesmo cálculo seja feito considerando 100% do tempo em bandeira vermelha e impostos, a diferença é de R\$ 332.525,3, sem impostos.

O sistema de bandeiras tarifárias foi incorporado a conta de energia elétrica no Brasil em 2015. O sistema possui três cores e estas indicam se as condições de geração de energia estão favoráveis ou não. Caso as condições de geração não estejam favoráveis, há um acréscimo no preço do kWh. A bandeira verde indica condição favorável e, por isso, não há acréscimo no valor da energia. Já a bandeira amarela indica geração menos favorável e a vermelha condições custosas de geração. Ambas representam acréscimo no valor, sendo a bandeira vermelha a situação de maior acréscimo.

6 Conclusões e Trabalhos Futuros

Neste trabalho, foi estudada a influência da vazão de ar na temperatura da água de resfriamento de uma torre de resfriamento de grande porte de uma indústria petroquímica. Foram utilizados dados de maio a dezembro de 2014, coletados de 4 em 4 horas, para obter um modelo matemático que representasse de forma satisfatória a operação da torre.

Para avaliar o efeito dos ventiladores na temperatura final da AR, foi calculada a característica da torre (TC) e, a partir disso, a operação do equipamento foi estudada para faixas de umidade relativa variando de 5 em 5%, de 50 a 100%. Para cada faixa de umidade foi obtido um modelo matemático que relaciona a TC com a razão entre a vazão de água e a vazão de ar entregue pelo ventilador (\dot{L}/\dot{G}), para cada faixa de temperatura. Constatou-se que os modelos obtidos representam a torre de forma satisfatória, visto que a temperatura da AR prevista pelo modelo diferiu da temperatura medida pelo instrumento em, no máximo, 2°C. Além disso, a máxima diferença de temperatura ocorreu na faixa de umidade que teve o pior ajuste, entre 60 e 65%. Em 90% dos dados utilizados para testar o modelo (janeiro e maio de 2015), a diferença de temperatura ficou abaixo de 1°C.

De posse dos modelos obtidos neste trabalho, pode-se constatar que a torre operou, no período de janeiro a maio de 2015, com mais ventiladores do que seria necessário para manter a temperatura da AR em 29°C, conforme o modelo. A temperatura utilizada para determinar o número mínimo de ventiladores ligados foi de 29°C para garantir que a temperatura real não passe dos 30°C, visto que a diferença entre o modelo e a medição instrumental ficou abaixo de 1°C para a maioria dos dados estudados.

Caso a torre operasse seguindo os modelos obtidos neste trabalho para cada faixa de temperatura, deixariam de ser gastos com energia um valor em torno de R\$ 297.000,00, no período de janeiro a maio de 2015, considerando a operação sempre em bandeira verde e R\$ 332.000,00 considerando bandeira vermelha, ambas sem impostos. Sendo assim, pode-se garantir que há um potencial de economia no consumo de energia dentro desta faixa de valores, caso a operação da torre seja adaptada para um ajuste mais fino da operação dos ventiladores.

A implementação dos modelos obtidos neste trabalho na operação da torre pode ser feita através da implantação de inversores de frequência nos ventiladores, os quais possibilitam um ajuste contínuo da rotação dos ventiladores por um sistema automatizado. Caso não haja possibilidade de investimento, o ajuste pode ser feito de forma manual pela operação, desde que os gráficos que relacionam a temperatura ambiente e a razão \dot{L}/\dot{G} estejam disponíveis em painel. O ajuste manual tem a desvantagem, em relação ao inversor de frequência, de possibilitar apenas o ajuste discreto da vazão de ar, o que certamente fará com que a água fique abaixo de 29°C em alguns momentos.

É preciso salientar que os resultados deste trabalho só são válidos para a torre estudada e com a operação desta da mesma forma como no período de estudo: não interrompendo a vazão de água nas células cujos ventiladores estejam desligados.

Como trabalhos futuros, é interessante estender este estudo para todas as torres da unidade industrial estudada que não possuam inversores de frequência. Além disso, o estudo desta mesma torre medindo a temperatura da água no fundo de cada célula, de

forma individual, permitiria a avaliação da influência que a temperatura da AR sofreria caso ao desligar-se um ventilador, se interrompesse também o fluxo de água. Adicionalmente, deveria ser feita análise de viabilidade econômica da implantação de inversores de frequência. Adicionalmente, os modelos desenvolvidos neste TCC já permitem que se melhore a operação da torre estudada através da sua implementação no sistema de controle da unidade. Essa simples implementação poderá levar a redução no consumo de energia elétrica da ordem de R\$ 60.000,00 por mês ou R\$ 720.000,00 por ano trazendo retorno econômico significativo, considerando-se o baixo investimento necessário para sua implementação na planta real.

7 Referências

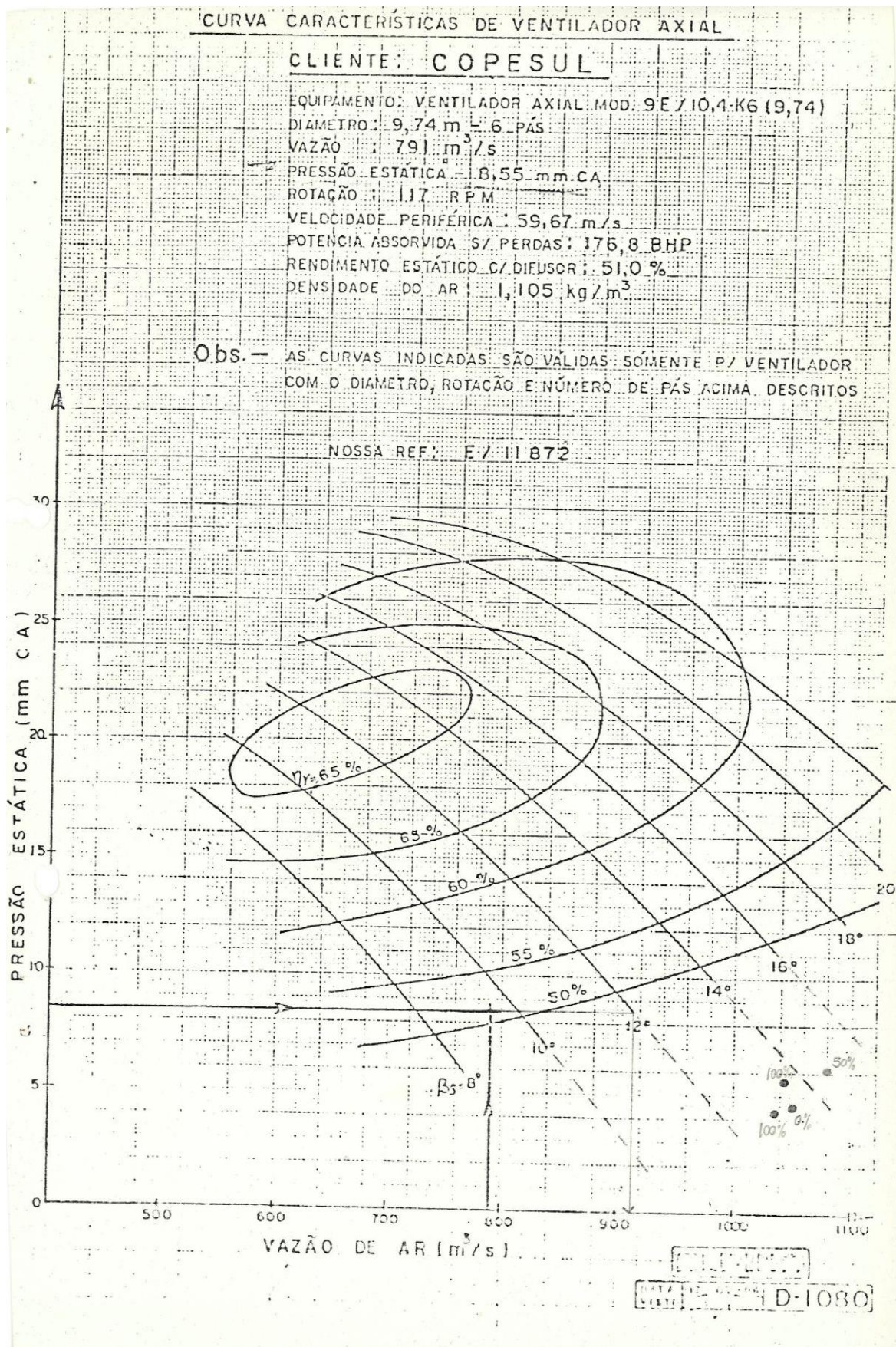
- BRASKEM. **Manual de Operação - Sistema Operacional da Torre de Resfriamento - A48**. Triunfo, RS, Brasil, 2013.
- BURGER, R. **Cooling tower technology: maintenance, upgrading and rebuilding**. 1995.
- CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: An Engineering Approach**. McGraw-Hill, 2002.
- CHEREMISINOFF, N. P., CHEREMISINOFF, P. N. **Cooling Towers: Selection, design and practice**. Ann Arbor, MI: Ann Arbor Science Publishers, 1981.
- COOLING TECHNOLOGY INSTITUTE, C. **Acceptance Test Code for Water Cooling Towers**. Houston, USA: CTI, 2000.
- CORTINOVIS, G. F. **Modelagem e otimização de um sistema de resfriamento e validação experimental**, 2004. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
- CORTINOVIS, G. F.; PAIVA, J. L.; SONG, T. W.; PINTO, J. M. A systemic approach for optimal cooling tower operation. **Energy Conversion and Management**, v. 50, n. 9, p. 2200–2209, 2009. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2009.04.033>>.
- CORTINOVIS, G. F.; RIBEIRO, M. T.; PAIVA, J. L.; SONG, T. W.; PINTO, J. M. Integrated analysis of cooling water systems: Modeling and experimental validation. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 14-15, p. 3124–3131, 2009. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.04.008>>.
- FOUST, A. **Princípios das Operações Unitárias**. Second ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 1982.
- GREEN, D. W.; PERRY, R. H. **Perry's Chemical Engineering Handbook**. 2008.
- KERN, D. Q. **Process heat transfer**. New York: McGraw-Hill, 1950.
- KLOPPERS, J. C.; KROGER, D. G. Cooling Tower Performance: A Critical Evaluation of the Merkel Assumptions. **R & D Journal, incorporated into the SA Mechanical Engineer**, v. 20, n. 1, p. 24–29, 2004.
- KORETSKY, M. D. **Engineering and Chemical Thermodynamics**. 2003.
- MELLO, L. C. **Influência de variáveis de processo no desempenho de torre de resfriamento**, 2008. USP.
- OLIVEIRA, V. F. **DIAGNÓSTICO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO DE ÁGUA DA TORRE DE RESFRIAMENTO DE ÁGUA DA ARCELORMITTAL INOX BRASIL**, 2010.

REID, R. C.; PRAUSNITZ, J. M.; POLING, B. E. **The Properties of Gases & Liquids**. Fourth ed. New York: McGraw-Hill, 1987.

RODRIGUES, W. **Critérios para o Uso Eficiente de Inversores de Freqüência em Sistemas de Bombeamento de Água.**, 2007.

ZEN, B. P. **Caracterização da purga da torre de resfriamento de uma indústria petroquímica e propostas de tratamento.** 2013.

8 Anexo A



9 Anexo B

TARIFAS E CUSTOS DE SERVIÇOS

Vigentes a partir de 02/03/2015, conforme Resolução Homologatória ANEEL nº 1.858, de 27/02/2015



Tabela de Tarifas de Energia Elétrica Baixa Tensão - em R\$/kWh sem impostos

Classe	Valor do kWh Bandeira VERDE	Valor do kWh Bandeira AMARELA	Valor do kWh Bandeira VERMELHA	Alíquota ICMS
Residencial Convencional	0,456620	0,481620	0,511620	Até 50 kWh 12%
Residencial Baixa Renda até 30 kWh	0,157553	0,166303	0,176802	
Residencial Baixa Renda 31-100 kWh	0,270090	0,285090	0,303090	Acima de 50 kWh 25%
Residencial Baixa Renda 101-220 kWh	0,405135	0,427635	0,454635	
Residencial Baixa Renda Acima de 220 kWh	0,450150	0,475150	0,505150	
Industrial - Reconhecido pela SEFAZ-RS				17%
Industrial	0,456620	0,481620	0,511620	25%
Comercial				
Poder Público				
Rural Sem CPR	0,319630	0,344630	0,374630	25%
Rural Com CPR				Diferido
Iluminação Pública	0,251140	0,276140	0,306140	20%
Serviço Público	0,388127	0,413127	0,443127	25%

O acionamento das Bandeiras Tarifárias é realizado dentro do mês civil de acordo com a divulgação da ANEEL a partir de janeiro 2015. A aplicação do adicional é apresentada de forma proporcional de acordo com a data de início e fim do ciclo de faturamento.

Os preços dispostos na tabela acima apresentam os valores da TUSD e TE somados.

Composição do Preço a ser Aplicado

$$\text{Preço Final} = \frac{\text{Preço Homologado}}{(1 - \text{PIS}(\%) - \text{COFINS}(\%) - \text{ICMS}(\%))}$$

As alíquotas de PIS e COFINS têm variação mensal. Estas podem ser consultadas no site www.ceeel.com.br

Custo de Disponibilidade do Sistema Elétrico para o Grupo B

Monofásico	Bifásico	Trifásico
30 kWh	50 kWh	100 kWh

Mínimos Faturáveis

Valor de referência para faturamento da energia reativa excedente em R\$/kWh	0,240350
--	----------

Conforme Art. 97 da REN ANEEL 414/2010

Custos de serviços - em R\$

Serviços Cobráveis (Artigos 102, 103 e 131 REN ANEEL 414/2010)	BT Monofásico	BT Bifásico	BT Trifásico	AT Grupo A
Vistoria de unidade consumidora	5,38	7,70	15,41	46,27
Aferição de medidor	6,94	11,56	15,41	77,13
Verificação de nível de tensão	6,94	11,56	13,88	77,13
Religação normal	6,15	8,47	25,43	77,13
Religação normal - DJ	1,84	2,54	7,62	23,13
Religação de urgência	30,84	46,27	77,13	154,27
Religação de urgência - DJ	9,25	13,88	23,13	46,28
Segunda via de fatura	2,30	2,30	2,30	4,62
Segunda via declaração de quitação anual	2,30	2,30	2,30	4,62
Disponibilização dados de medição	5,38	7,70	15,41	46,27
Desligamento programada	30,84	46,27	77,13	154,27
Religação programada	30,84	46,27	77,13	154,27
Fornecimento pulsos potência e sincronismo	5,38	7,70	15,41	46,27
Comissionamento de obra	16,15	23,11	46,22	138,81
Visita técnica	5,38	7,70	15,41	46,27
Custo administrativo de inspeção	88,76	133,15	221,99	2.959,55
Custo administrativo de inspeção - DJ	44,38	66,57	110,99	1.479,77

10 Apêndice A

```

import pandas as pd
import os
import sys
%matplotlib inline
import xlswriter
from lmfit import minimize, Parameters, Parameter, report_fit,
conf_interval, printfuncs, conf_interval2d
import numpy as np
from scipy.optimize import fsolve
dados = pd.read_excel('dados_processo-ANÁLISE2.xlsx', 'Plan4',
index_col=None, na_values=['NA'])
mask = (dados['%UMID'] >= 45) & (dados['%UMID'] <= 50)
dados1 = dados[mask]
LG=dados1['L/G']
TC=dados1['TC']
# definindo a função que será minimizada
def fcnlmin(params, LG, TC):
    alfa = params['alfa'].value
    b = params['b'].value
    tc_model = alfa*(LG**b)
    return TC - tc_model
# criando o grupo de parâmetros que serão ajustados
params = Parameters()
params.add('alfa', value= 0.55)
params.add('b', value= -0.6)
# determinando os parâmetros ótimos pelo método leastsq
# outros métodos também podem ser empregados: cobyla, nelder, etc.
# veja http://lmfit.github.io/lmfit-py/fitting.html#fit-methods-table
result = minimize(fcnlmin, params, method='leastsq', args=(LG,TC))
# calculate final result
tc_model = TC + result.residual
# write error report
report_fit(params)
alfa=params['alfa'].value
b = params['b'].value
LG2= linspace(0.8,1.5,100)

subplot(2,1,1)
plot(LG,TC,'r*')
xlabel('L/G',fontsize=12)
ylabel('TC',fontsize=12)
plot(LG2,alfa*(LG2**b),'b');
subplot(2,1,2)
plot(LG,result.residual,'r*')
xlabel('L/G',fontsize=12)
ylabel('Resíduo',fontsize=12)

report_fit(result)

x=linspace(0.45,0.65,100)
y=linspace(0.45,0.65,100)
subplot(2,1,1)
plot(TC,tc_model,'r*')
xlabel('tc_modelo',fontsize=12)
ylabel('TC',fontsize=12)
plot(x,y,'b');

title('gráfico de espalhamento');

```

11 Apêndice B

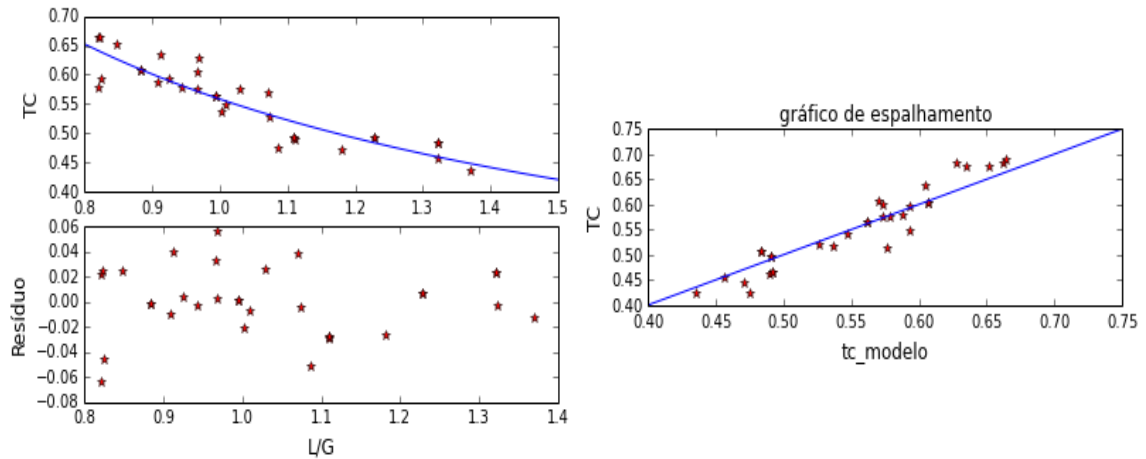


Figura 11.1: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 50 e 55%.

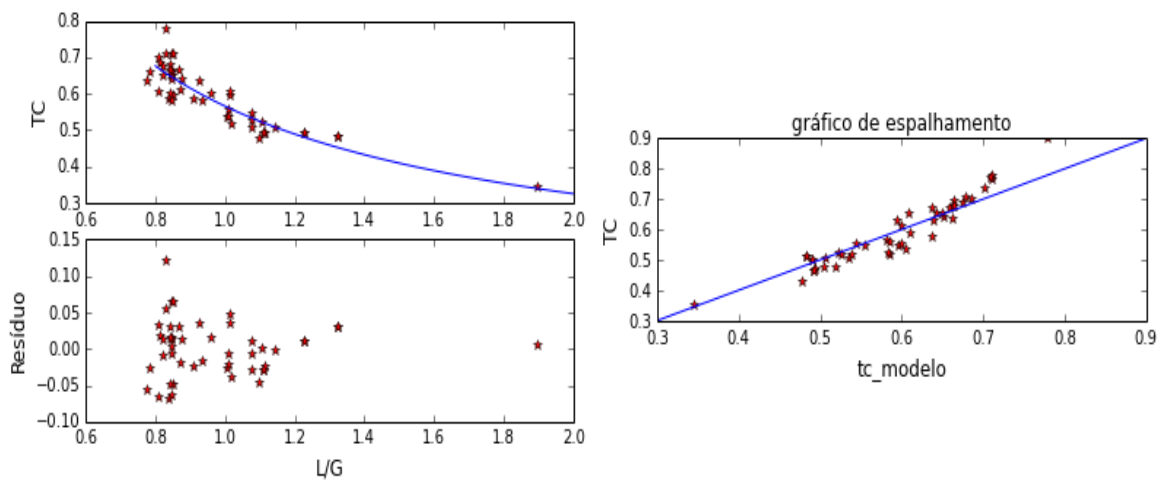


Figura 11.2: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 55 e 60%.

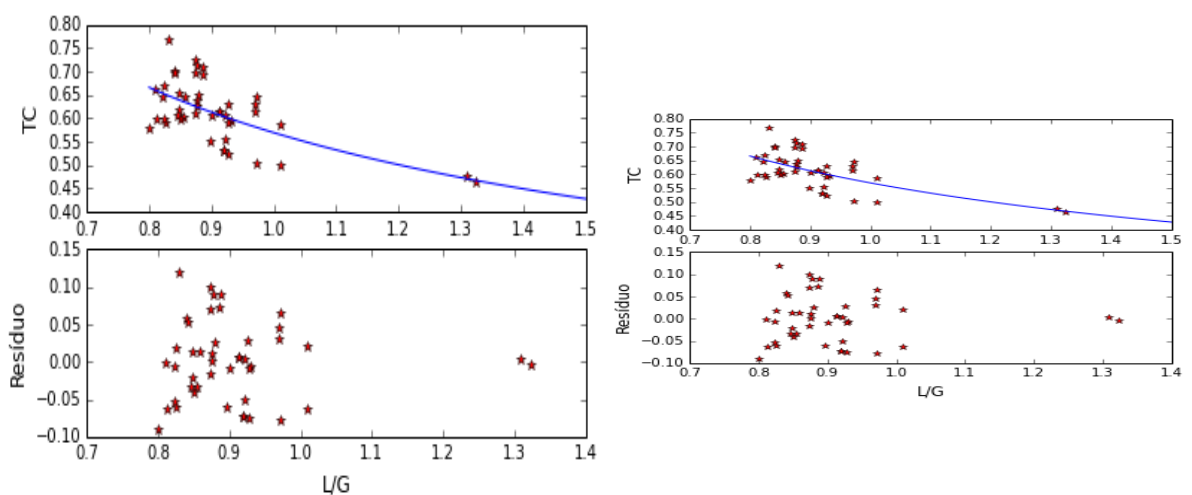


Figura 11.3: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 60 e 65%.

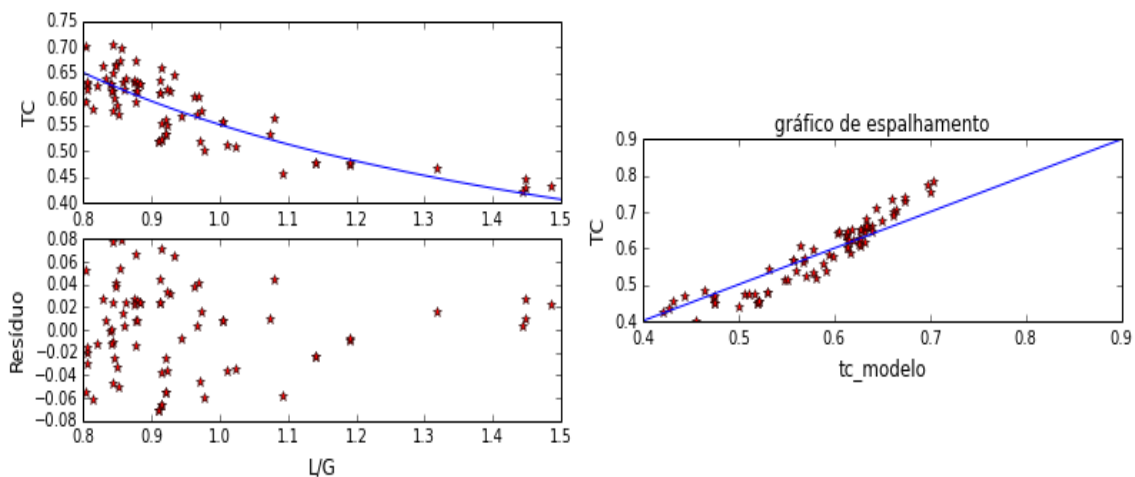


Figura 11.4: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 65 e 70%.

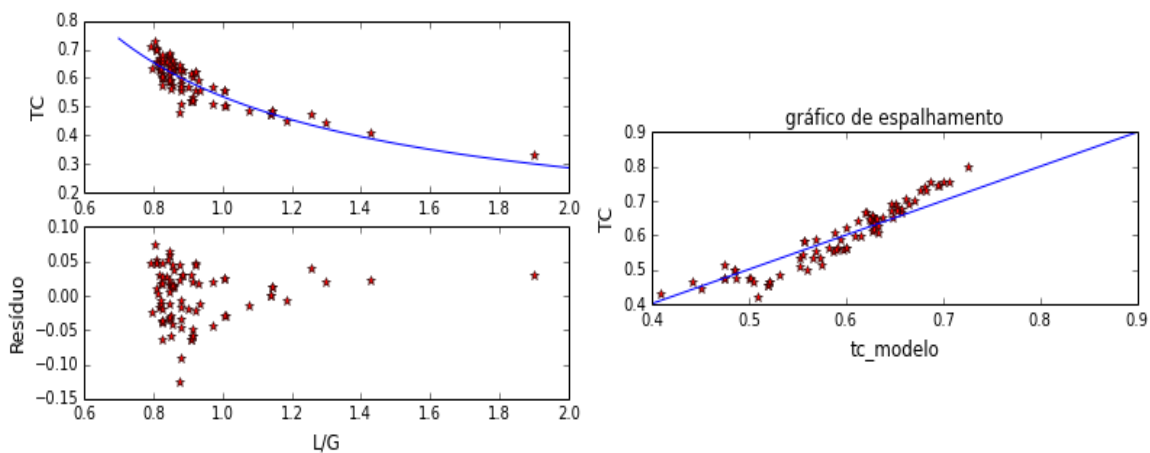


Figura 11.5: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 70 e 75%.

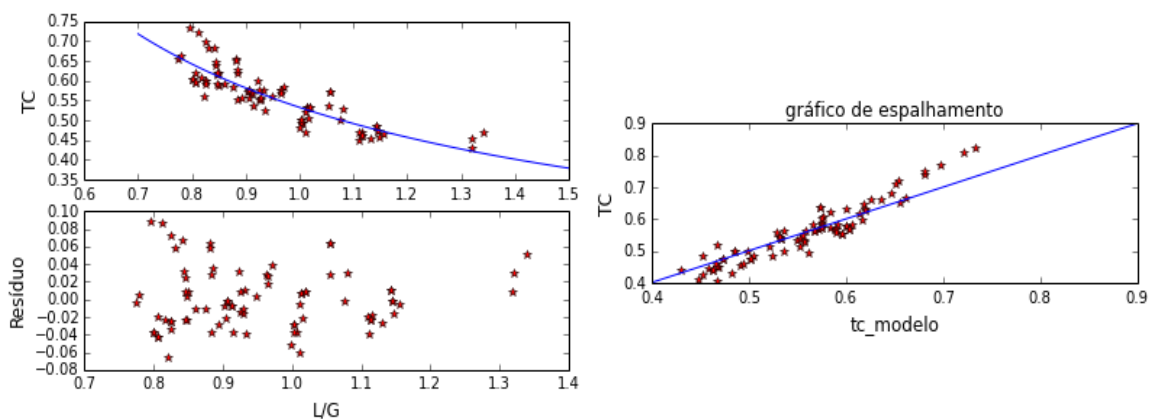


Figura 11.6: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 75 e 80%.

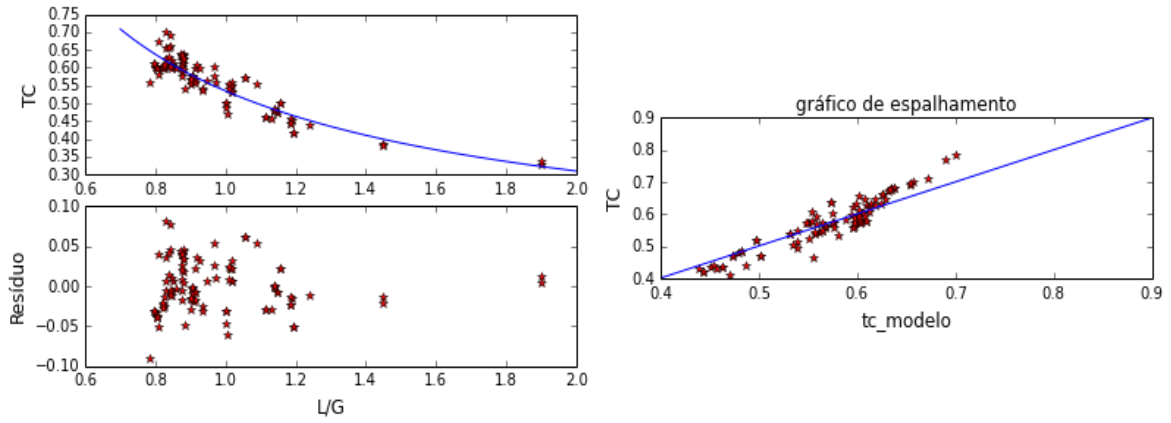


Figura 11.7: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 80 e 85%.

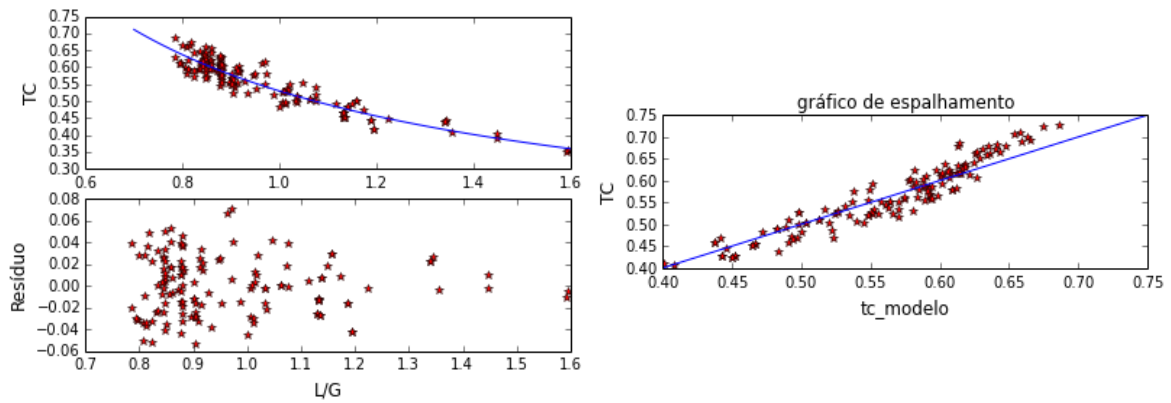


Figura 11.8: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 85 e 90%.

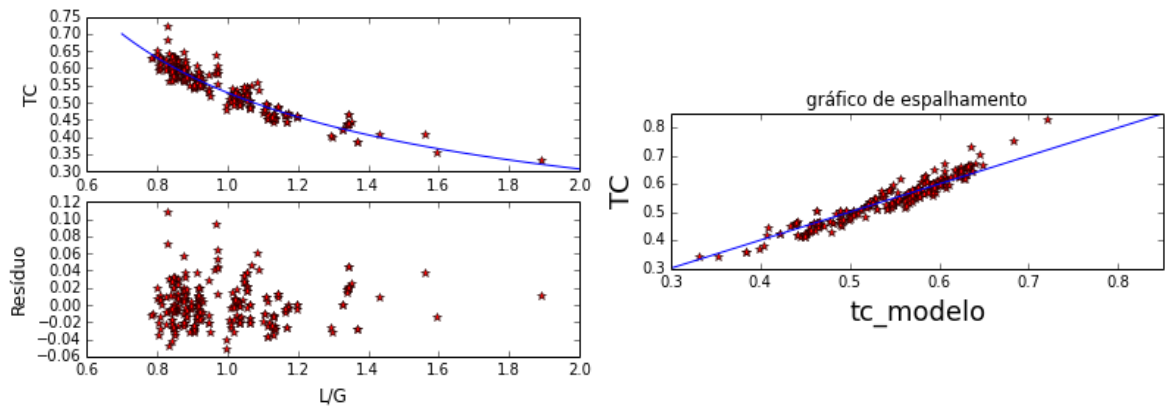


Figura 11.9: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 90 e 95%.

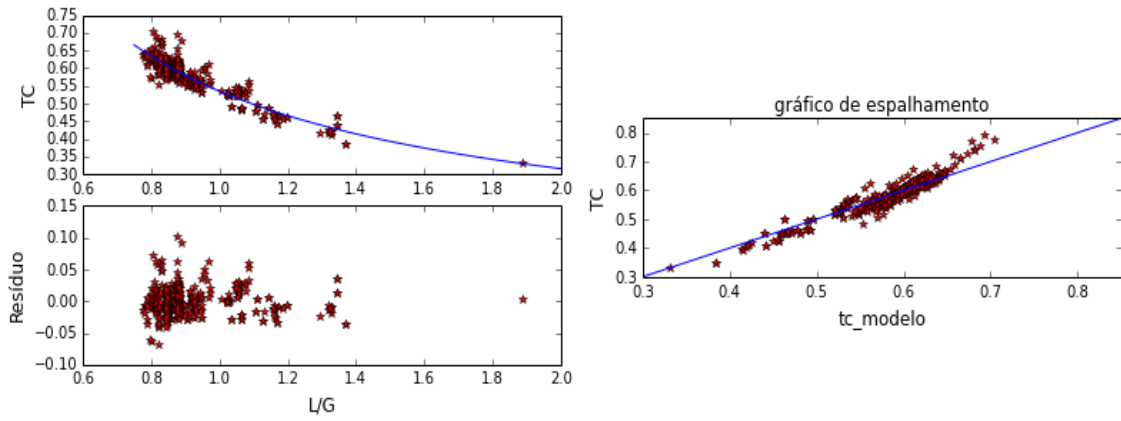


Figura 11.10: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 95 e 100%.

12 Apêndice C

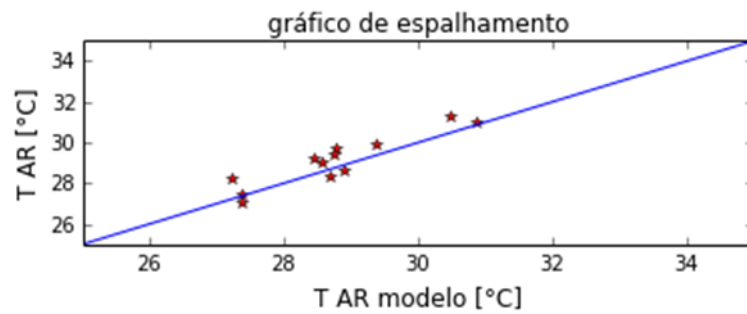


Figura 12.1: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo *versus* a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 50 e 55%.

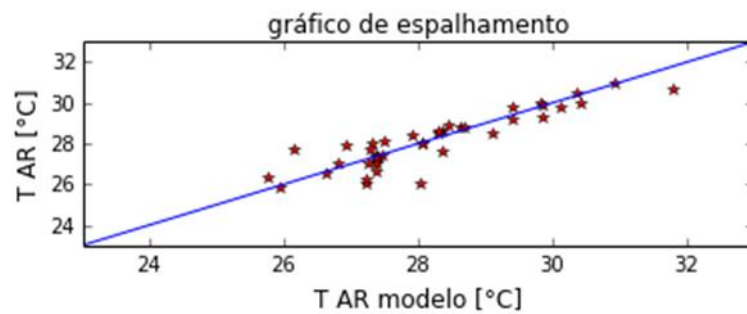


Figura 12.2: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo *versus* a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 55 e 60%.

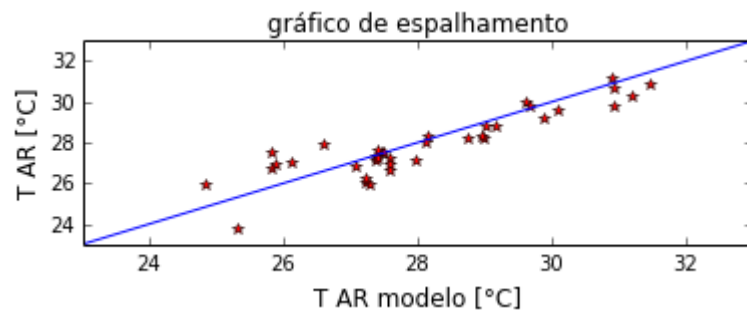


Figura 12.3: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo *versus* a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 60 e 65%.

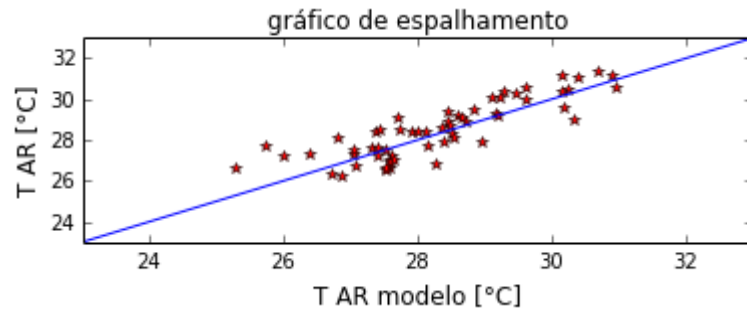


Figura 12.4: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo *versus* a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 65 e 70%.

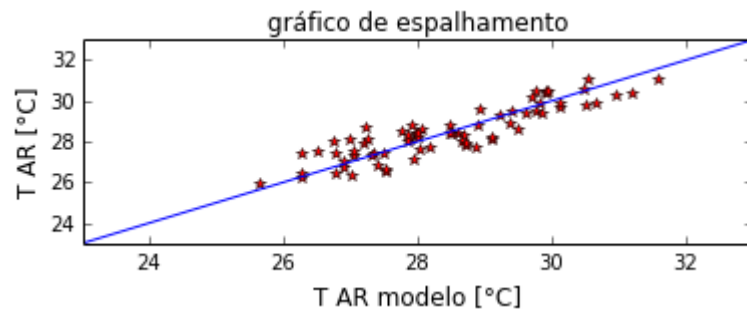


Figura 12.5: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo *versus* a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 70 e 75%.

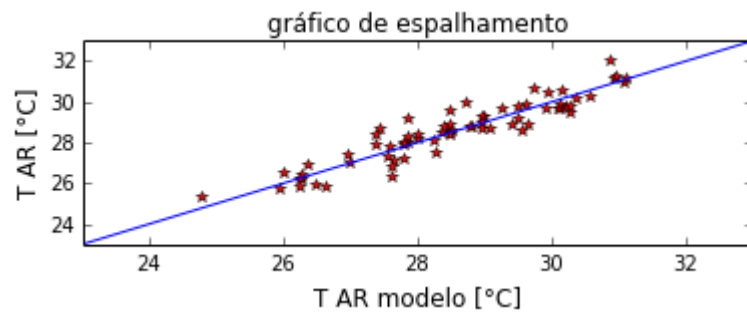


Figura 12.6: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo *versus* a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 75 e 80%.

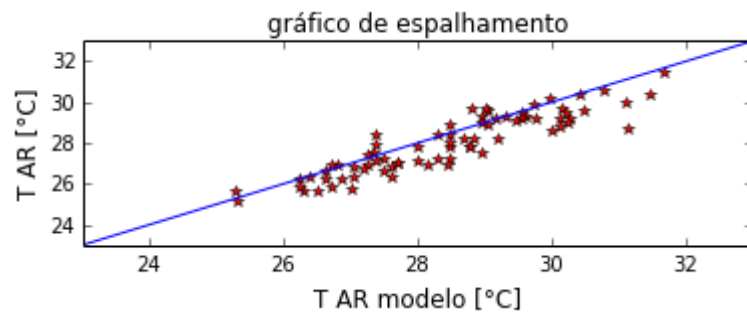


Figura 12.7: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo *versus* a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 80 e 85%.

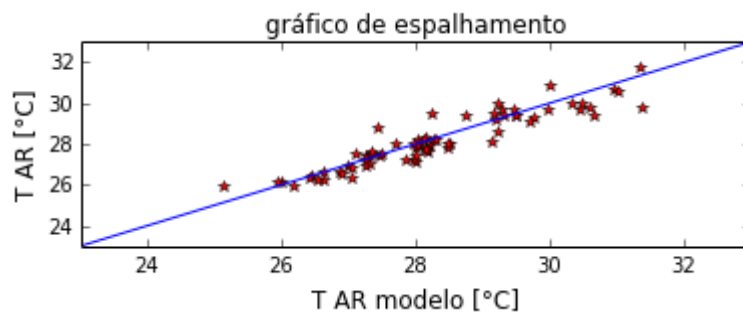


Figura 12.8: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo *versus* a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 85 e 90%.

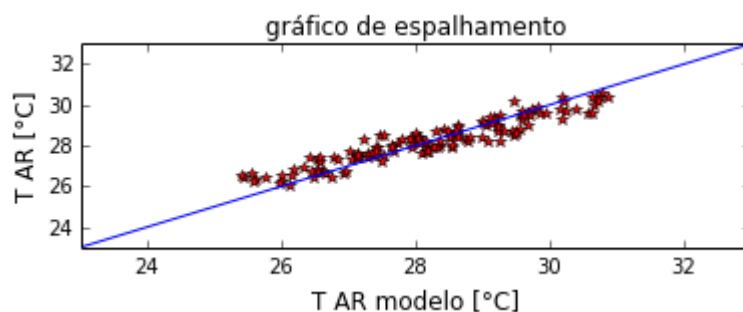


Figura 12.9: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo *versus* a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 90 e 95%.

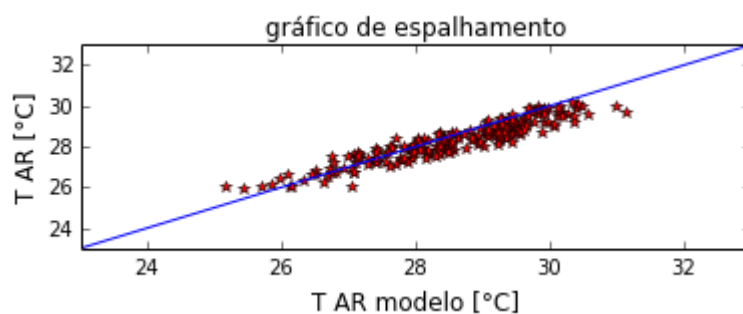


Figura 12.10: Temperatura da água resfriada prevista pelo modelo *versus* a temperatura medida pela instrumentação para faixa de umidade entre 95 e 100%.

13 Apêndice D

```
import pandas as pd
import os
import sys
%matplotlib inline
import xlswriter
from lmfit import minimize, Parameters, Parameter, report_fit,
conf_interval, printfuncs, conf_interval2d
import numpy as np
from scipy.optimize import fsolve

dados = pd.read_excel('dados_processo-ANÁLISE2.xlsx', 'Plan4',
index_col=None, na_values=['NA'])
LG=data['L/G']
TC=data['TC formula']
Har1=data['Har1']
twi=data['T RET']
p1=0.16161
two=[]
def f1(two, LG, TC, Har1, twi, p1, i):
    p2=-4.5382-4.186*LG[i]
    p3=90.185-Har1[i]+4.186*LG[i]*twi[i]
    return TC[i]- (4.186*- (2*((arctan((2*p1*two+p2)/sqrt(-
p2**2+4*p3*p1)))-arctan((2*p1*twi[i]+p2)/sqrt(-p2**2+4*p3*p1)))/sqrt(-
p2**2+4*p3*p1)))

two_0=25
for i in range(0, size(data['%UMID'])):
    two_aux=fsolve(f1, two_0, (LG, TC, Har1, twi, p1, i))
    two.append(two_aux[0])
#two.append(fsolve(f1, two_0, (LG, TC, Har1, twi, p1, i)))
two
```

14 Apêndice E

```

import pandas as pd
import os
import sys
%matplotlib inline
import xlswriter
from lmfit import minimize, Parameters, Parameter, report_fit,
conf_interval, printfuncs, conf_interval2d
import numpy as np
from scipy.optimize import fsolve

dados1 = pd.read_excel('dados_processo-ANÁLISE2.xlsx', 'A-45 50',
index_col=None, na_values=['NA'], skip_footer=11)
LG=[]
def f1(LG,i):
    Har1=dados1['Har1']
    twi=dados1['T RET']
    p1=0.16161
    two=29
    p2=-4.5382-4.186*LG
    p3=90.185-Har1[i]+4.186*LG*twi[i]
    tc=0.566*(LG**(-0.5977))
    return tc-(4.186*-(2*((arctan((2*p1*two+p2)/sqrt(-
p2**2+4*p3*p1)))-arctan((2*p1*twi[i]+p2)/sqrt(-p2**2+4*p3*p1)))/sqrt(-
p2**2+4*p3*p1)))
    LG_0=0.7
    for i in range(0,size(dados1['%UMID'])):
        LG_aux=fsolve(f1, LG_0, args=(i))
        LG.append(LG_aux[0])
        #two.append(fsolve(f1, two_0, (LG,TC,Har1, twi, p1, i)))
LG

```

15 Apêndice F

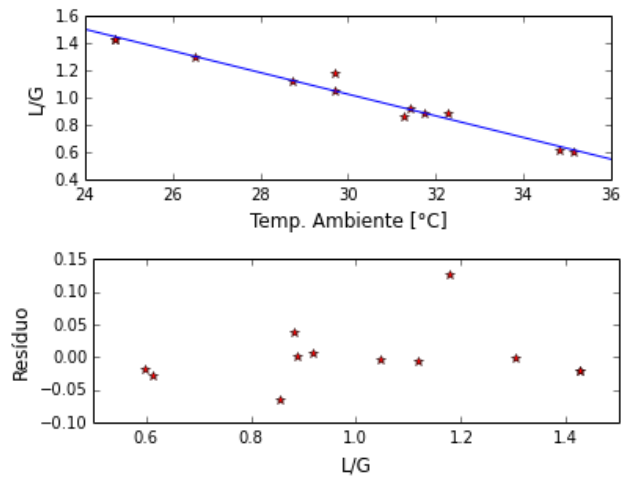
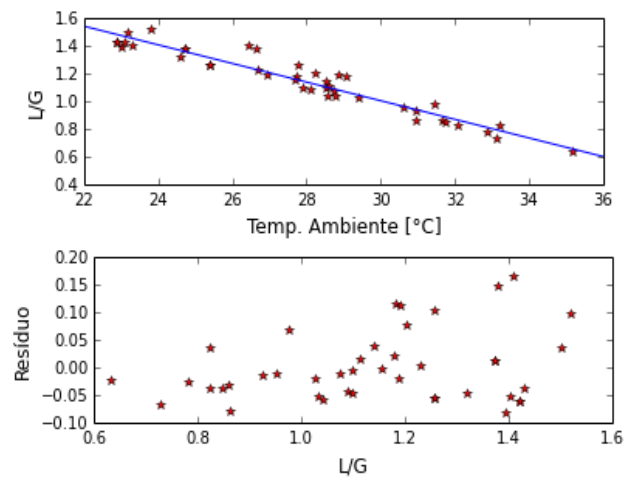
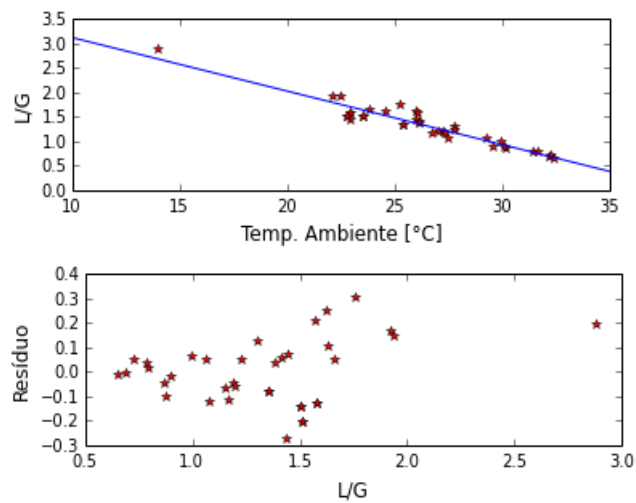
```
import pandas as pd
import os
import sys
%matplotlib inline

import xlswriter
from lmfit import minimize, Parameters, Parameter, report_fit,
conf_interval, printfuncs, conf_interval2d
import numpy as np
from scipy.optimize import fsolve
dados2 = pd.read_excel('dados_processo-ANÁLISE2.xlsx', 'A-50 55',
index_col=None, na_values=['NA'], skip_footer=11)
LG=dados2['LG ideal']
Tamb=dados2['T AMB']
# definindo a função que será minimizada
def fcnlmin(params, LG, Tamb):
    xis = params['xis'].value
    beta = params['beta'].value
    LG_model = -xis*Tamb+beta
    return LG - LG_model
# criando o grupo de parâmetros que serão ajustados
params = Parameters()
params.add('xis', value= -0.55)
params.add('beta', value= 2.5)
# determinando os parâmetros ótimos pelo método leastsq
# outros métodos também podem ser empregados: cobyla, nelder, etc.
# veja http://lmfit.github.io/lmfit-py/fitting.html#fit-methods-table
result = minimize(fcnlmin, params, method='leastsq', args=(LG,Tamb))
# calculate final result
LG_model = LG + result.residual

# write error report
report_fit(params)
xis=params['xis'].value
beta = params['beta'].value
Tamb2= linspace(24,36,100)

subplot(2,1,1)
plot(LG,Tamb, 'r*')
xlabel('L/G', fontsize=12)
ylabel('Temp. Ambiente [°C]', fontsize=12)
plot(-xis*Tamb2+beta, Tamb2, 'b');
subplot(2,1,2)
plot(LG,result.residual, 'r*')
xlabel('L/G', fontsize=12)
ylabel('Resíduo', fontsize=12)

report_fit(result)
```


16 Apêndice G**Figura 16.1:** Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 50 e 55%.**Figura 16.2:** Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 55 e 60%.**Figura 16.3:** Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 60 e 65%.

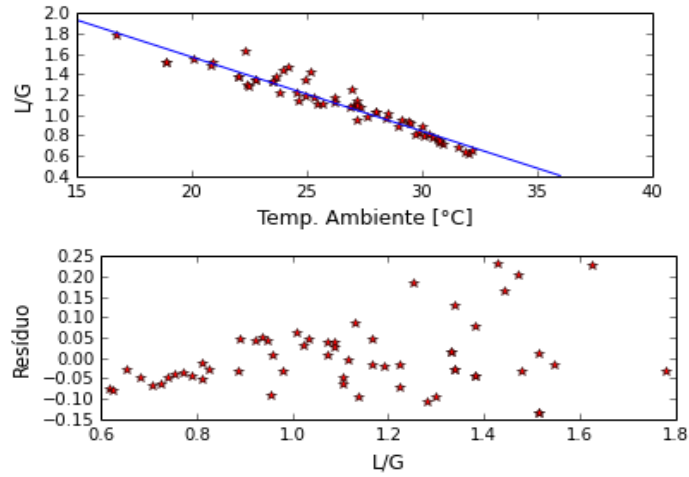


Figura 16.4: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 65 e 70%.

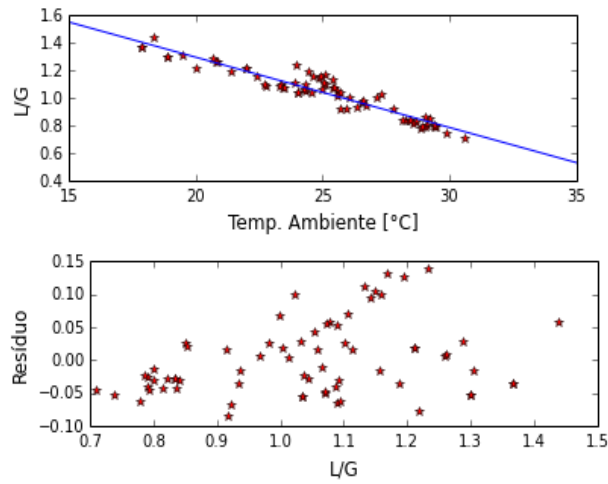


Figura 16.5: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 70 e 75%.

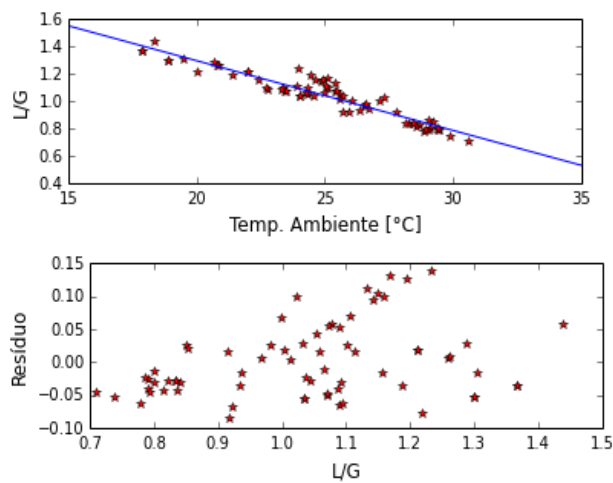


Figura 16.6: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 75 e 80%.

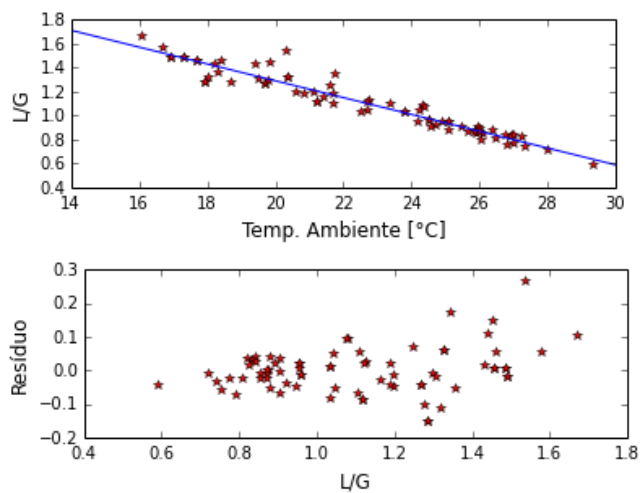


Figura 16.7: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 80 e 85%.

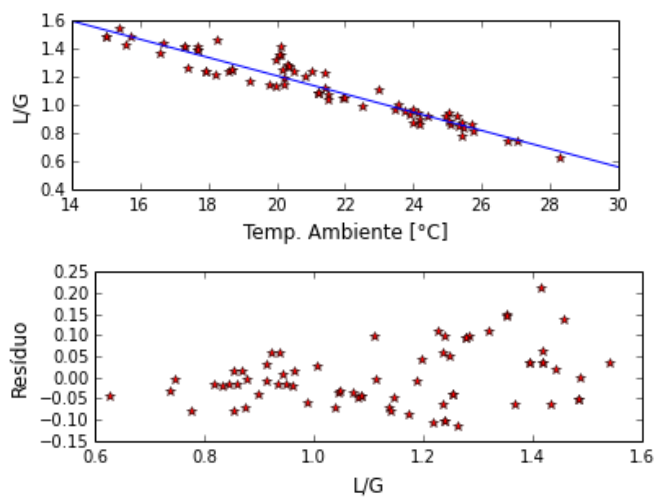


Figura 16.8: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 85 e 90%.

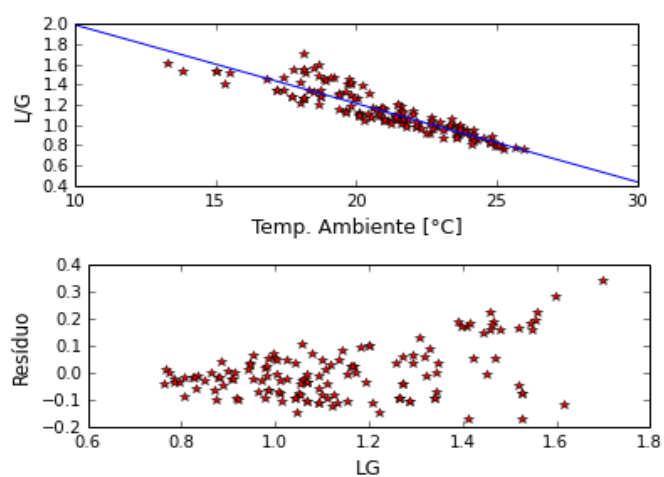


Figura 16.9: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 90 e 95%.

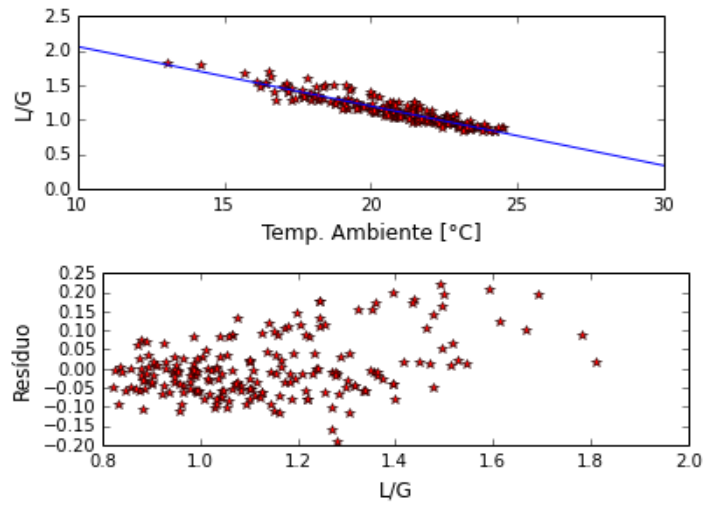


Figura 16.10: Ajuste de dados na faixa de umidade relativa entre 95 e 100%.