



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO EM ENGENHARIA
QUÍMICA



Eficiência Energética: Estudo de caso em uma Torre de Resfriamento Industrial

Autora: Djennifer Neckel

Orientadora: Débora Jung Luvizetto Faccin

Porto Alegre, abril de 2023

Autora: Djennifer Neckel

Eficiência Energética: Estudo de caso em uma Torre de Resfriamento Industrial

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à COMGRAD/ENQ da Universidade Federal do Rio Grande do Sul como parte dos requisitos para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Química

Orientadora: Débora Jung Luvizetto Faccin

Banca Examinadora:

Dr. Pedro Juarez Melo, Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Dr. Nilson Romeu Marcilio, Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Porto Alegre

2023

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer aos meus pais que sempre me apoiaram e me incentivaram a querer entrar para uma universidade de pública e de grande renome como é a UFRGS. Obrigada a todos os ensinamentos, conversas e palavras de incentivo, com certeza fizeram e ainda fazem toda a diferença na minha formação como pessoa e como engenheira.

Também agradeço ao demais familiares e amigos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha trajetória até o momento. Aos colegas de trabalho e meus superiores pelos ensinamentos e, principalmente, pela confiança e pela oportunidade em poder participar em diferentes projetos e atuar em diferentes frentes a fim de me tornar uma profissional cada vez mais completa e pronta para o mercado de trabalho.

Agradeço à professora Debora, minha orientadora, por me ajudar a entregar com êxito um projeto técnico. Por ter me mostrado “o caminho das pedras”, por toda paciência e por sempre estar disponível para auxiliar no que precisasse. Por fim, agradeço a UFRGS, seu corpo docente e funcionários, por não apenas formar tecnicamente seus alunos, mas torna-los cidadãos melhores.

RESUMO

Ações que visem a eficiência energética estão cada vez mais pautadas dentro das indústrias, uma vez que podem, além de diminuir o custo operacional, aproximar a empresa aos processos sustentáveis. A norma ABNT ISO 50001 estabelece parâmetros internacionais vinculados ao tema e, estando a empresa estudada certificada pela norma, esta deve adotar projetos que oportunizem a melhoria do desempenho energético. Nesse panorama, verificou-se que uma torre de resfriamento da fábrica entregava uma temperatura menor do que a necessária em períodos específicos do ano, o que pode acarretar em um custo energético desnecessário. Sendo assim, o objetivo do trabalho é avaliar a viabilidade de aquisição de inversores de frequência para controlar a vazão de ar da torre e, conseqüentemente, diminuir a rotação dos ventiladores ou até mesmo desliga-los, a fim de melhorar a eficiência energética do processo. No entanto, por políticas internas da empresa, foi necessário realizar uma avaliação prévia de viabilidade, sendo que o projeto deveria ter um tempo de retorno do investimento de até três anos. Para verificar a possibilidade de diminuição da vazão de ar na torre e ainda assim alcançar a temperatura desejada na corrente de água resfriada, foi utilizado um modelo matemático com parâmetros ajustados com dados históricos de operação no período de fevereiro a julho de 2022, o qual apresentou um bom ajuste. O modelo então foi validado com dados histórico no período de agosto a outubro de 2022, apresentando erros de predição de temperatura na ordem de 3 %. De posse do modelo validado, foi estimada, para uma dada temperatura de saída da água da torre, qual a vazão de ar necessária e, então, determinado a quantidade de ventiladores necessários em cada momento. Com dados históricos, para o período de um ano comparou-se a quantidade de ventiladores utilizados e a necessária, conforme predição do modelo, nos momentos em que a temperatura de saída da água era inferior ao limite superior estabelecido pelas áreas consumidoras. Assim, foi possível projetar o ganho anual com a aquisição dos inversores de frequência e calcular o *payback* do projeto em diferentes cenários. Ao fim, observou-se que o projeto teria o retorno em dois anos e cinco meses na aquisição do equipamento para uma das quatro células da torre. Para os demais casos o tempo de retorno do projeto era superior ao aceitado pela empresa e, apesar de promover uma melhor eficiência energética, não era viável do ponto de vista econômico.

Palavras-chave: *eficiência energética, torre de resfriamento, estudo de caso, característica da torre, ISO 50001.*

ABSTRACT

Actions aimed at energy efficiency are increasingly guided within industrial companies, because they can, in addition to reducing operating costs, to bring the company closer to sustainable processes. The ABNT ISO 50001 establishes international parameters related to the subject and, once the studied company is certified by the standard, it must adopt projects that allow for the improvement of energy performance. In this scenario, it was found that a cooling tower at the factory operated a lower temperature than necessary in specific periods of the year, which can lead to unnecessary energy costs. Therefore, the objective of this work is to evaluate the feasibility of acquiring frequency inverters to control the air flow in the tower and, consequently, reduce the rotation of the fans or turn them off, in order to improve the energy efficiency of the process. However, due to the company's internal policies, it was necessary to carry out a prior feasibility assessment, and the project should have a payback period of up to three years. To verify the possibility of decreasing the air flow in the tower and still reaching the desired temperature in the cooled water stream, a mathematical model was used with parameters adjusted with historical operating data from February to July 2022, which presented a good fit. Then, the model was validated with historical data from August to October 2022, with temperature prediction errors of around 3 %. With the validated model, the necessary air flow was estimated for a given outlet temperature of the tower and the number of fans needed at each moment was determined. With historical data, for the period of one year at times when the water outlet temperature was lower than the upper limit established by the consuming areas, the number of fans used and the number needed were compared, as predicted by the model. Thus, it was possible to project the annual gain with the acquisition of frequency inverters and calculate the payback of the project in different scenarios. In the end, it was observed that the project would have a return in two years and five months in the acquisition of equipment for one of the four cells of the tower. For the other cases, the payback time for the project was longer than accepted by the company and, despite promoting better energy efficiency, it was not viable from an economic point of view.

Keywords: *energy efficiency, cooling tower, case study, tower characteristic, ISO 50001.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1: Perfis de umidade e de temperatura no fundo (a), (b) e no topo (c) de uma torre de resfriamento em fluxo contracorrente (Fonte: Mello, 2008).	5
Figura 2-2: Volume de controle de uma torre de resfriamento (Fonte: Próprio autor).	6
Figura 2-3: Representação da operação de uma torre de resfriamento escoamento água-ar em contracorrente (Adaptado de: Kern, 1950).	7
Figura 3-1: Torre de resfriamento de tiragem induzida fluxo contracorrente (Fonte: Hensley, 2009).	9
Figura 3-2: Fluxograma simplificado do sistema de resfriamento estudado.	9
Figura 3-3: Temperatura média da temperatura de saída da água da torre, por mês.	10
Figura 3-4: Valores de temperatura e umidade médios da cidade de Guaíba, ao longo do ano.	11
Figura 3-5: Ajuste de dados de entalpia do ar saturado (kJ/kg).	12
Figura 4-1: Valores médios de CT no período de fevereiro a julho de 2022 pelo método CTI (2000).	16
Figura 4-2: Correlação entre o valor de CT e as principais variáveis de entrada do cálculo. ...	17
Figura 4-3: Ajuste de dados para o modelo simplificado.	18
Figura 4-4: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 70 e 75 %.	19
Figura 4-5: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 50 e 55 %.	19
Figura 4-6: Histograma da variação da temperatura obtida pelo modelo com a temperatura real medida no período.	20
Figura 4-7: Relação entre as faixas de diferença de temperatura e as variáveis: umidade relativa do ar e razão L/G.	20
Figura 4-8: Painel de preços da média mensal do preço do MWh e sua variação de 2022 a 2023 (Fonte: CCEE, 2023).	23
Figura B-1: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 95 e 100 %.	29
Figura B-2: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 90 e 95 %.	29
Figura B-3: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 85 e 90 %.	29
Figura B-4: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 80 e 85 %.	30
Figura B-5: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 75 e 80 %.	30
Figura B-6: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 65 e 70 %.	30
Figura B-7: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 60 e 65 %.	31
Figura B-8: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 55 e 60 %.	31

LISTA DE TABELAS

Tabela 4-1: Amostra de dados utilizados no cálculo da característica da torre (CT).	16
Tabela 4-2: Parâmetros α e β em diferentes faixas de umidade relativa do ar.	18
Tabela 4-3: Comparação entre o número de ventiladores ligados no período estudado (real) e os valores obtidos por cálculo (teórico).....	21
Tabela 4-4: Quantidade de ventiladores utilizados quando a temperatura de saída da torre era inferior a 25°C e quantidade sugerida pelo modelo nas mesmas condições.	22
Tabela 4-5: Tempo de retorno do projeto para diferentes cenários.....	23

LISTA DE SÍMBOLOS

a : área de transferência de calor por unidade de volume [$\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$]

$C_{p_{ar}}$: capacidade calorífica do ar [$\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$]

C_{p_w} : capacidade calorífica da água [$\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$]

G : fluxo de ar da torre [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$]

\hat{G} : vazão de ar da torre [m^3/s]

H_{ar}^* : entalpia específica do ar na interface ar-líquido [kJ/kg]

H_{ar1} : entalpia específica do ar na entrada da torre [kJ/kg]

H_{ar2} : entalpia específica do ar na saída da torre [kJ/kg]

H_{cw} : entalpia específica da água [kJ/kg]

K_G : coeficiente total de transferência de calor [$\text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$]

L : fluxo de água na entrada da torre [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$]

\hat{L} : vazão de água na entrada da torre [m^3/s]

\hat{L}_{mu} : vazão de água de *make up* da torre [m^3/s]

\hat{L}_{out} : vazão de água na saída da torre [m^3/s]

m : parâmetro da equação simplificada de caracterização

q : fluxo de calor da torre [$\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$]

\dot{P}_{arr} : vazão de água perdida por arraste na torre [m^3/s]

\dot{P}_{arr} : vazão de água perdida por evaporação na torre [m^3/s]

P_v : pressão de vapor da água [kPa]

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

q_{conv} : fluxo de calor trocado por convecção [$\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$]

q_{dif} : fluxo de calor trocado por difusão [$\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$]

T_{ar1} : temperatura do ar na entrada da torre [$^\circ\text{C}$]

T_{ar2} : temperatura do ar na saída da torre [°C]

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

T_{cw1} : temperatura da água na entrada da torre [°C]

T_{cw2} : temperatura da água na saída da torre [°C]

V : volume específico da superfície molhada no interior da torre [m³/ m²]

X' : qui-quadrado reduzido [adimensional]

ω_1 : umidade absoluta do ar que entra na torre [kg vapor/kg ar seco]

ω_2 : umidade absoluta do ar que sai da torre [kg vapor/kg ar seco]

λ : calor latente de vaporização da água [kJ/kg]

α : parâmetro da equação simplificada de caracterização

β : parâmetro da equação simplificada de caracterização

ϕ_1 : umidade relativa do ar na entrada da torre [%]

SUMÁRIO

1	Introdução	1
2	Revisão Bibliográfica	3
2.1	Torre de resfriamento de água	3
2.2	Terminologia de torres de resfriamento	3
2.3	Conceito de transferência de calor e massa entre a água e o ar	4
2.4	Balanco de massa e energia de uma torre de resfriamento	5
2.4.1	Linha de operação da torre de resfriamento	7
2.5	Modelo para caracterização de uma torre de resfriamento	8
3	Estudo de Caso	9
3.1	Descrição da unidade	9
3.2	Formulação do problema	10
3.3	Modelo matemático de desempenho da torre	12
3.3.1	Cálculo de entalpia do ar na entrada da torre de resfriamento	13
3.3.2	Vazão de água na entrada da torre de resfriamento	14
4	Resultados e Discussão	16
4.1	Modelo simplificado para caracterização da torre de resfriamento	17
4.2	<i>Payback</i> do investimento	21
5	Conclusões e Trabalhos Futuros	24
	REFERÊNCIAS	26
	APÊNDICE A	27
	APÊNDICE B	29

1 Introdução

O conceito de sustentabilidade está cada vez mais presente no mundo corporativo, tornando-se um desafio para as empresas que desejam se adequar ao tema. As organizações mundiais governamentais e não governamentais, tem papel fundamental na promoção de iniciativas a fim de fomentar ações por parte dos países.

Segundo Fossa e Sgarbi (2023), a promoção da eficiência energética apresenta-se com uma perspectiva de 49% do potencial total de ações que podem ser realizadas para a redução da emissão dos gases de efeito estufa até 2030. No entanto, para os autores, sem o acompanhamento adequado torna-se impraticável a melhoria contínua do tema.

Assim, visando auxiliar na promoção de ações e estratégias vinculadas à eficiência energética nos mais diferentes países, em 2011, foi criada a ISO 50001 – Sistema de Gestão de Energia (SGEn). Essa norma visa estabelecer parâmetros internacionais para manter e melhorar a gestão energética da organização e, assim, promover a melhoria contínua do desempenho energético que está diretamente atrelada à eficiência energética, ao uso e ao consumo de energia (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2018).

Um dos requisitos da norma está vinculada a adoção de projetos que oportunizem a melhoria do desempenho energético, seja por meio de aquisição de novos equipamentos, modificação de processos e/ou sistemas (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2018). Nesta perspectiva, as torres de resfriamento de tiragem mecânica induzida têm potencial de redução de consumo de energia elétrica da fábrica, nos casos onde a água que sai da torre é disponibilizada em temperaturas inferiores à necessária pelo processo.

Uma alternativa é a utilização de inversores de frequências que atuam no motor do ventilador de cada uma das células da torre de resfriamento. Assim, os inversores controlariam a velocidade de rotação dos exaustores presentes no topo da torre, tendo como base a temperatura da água na saída do sistema que é distribuída para as áreas consumidoras.

A implantação deste projeto, portanto, possibilitaria que em momentos em que as condições climáticas do local onde a torre está instalada e/ou quando o cenário da fábrica estivesse favorável, tornasse possível entregar, mesmo com ventiladores desligados, a temperatura da água dentro dos parâmetros estabelecidos e sem consumo desnecessário de energia elétrica.

Apesar do potencial do projeto e do cumprimento da norma ISO 50001, por políticas internas da empresa, projetos com esta característica precisam passar por uma avaliação prévia de viabilidade. Deve-se estimar o tempo necessário para que os lucros com o projeto sobreponham os custos com sua implantação e, este valor, deve ser inferior a três anos.

Assim, o presente trabalho tem o objetivo de avaliar a viabilidade econômica para a inserção de um sistema automatizado de controle de temperatura da água da torre, por meio das seguintes etapas:

1. Estabelecer um modelo matemático que descreva o desempenho da torre de resfriamento estudada e preveja a temperatura de água de saída da torre de acordo com a vazão de ar requerida pelo processo;

2. Determinar quantos ventiladores são necessários durante os períodos nos quais os aspectos climáticos favorecem a disponibilidade da água com temperatura inferior a 25 °C;
3. Projetar o retorno financeiro do projeto frente ao custo do investimento.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Torre de resfriamento de água

O resfriamento evaporativo consiste na transferência simultânea de calor e massa entre os componentes, sendo a torre de resfriamento a tecnologia mais amplamente utilizada nas indústrias para esta finalidade. O processo se baseia na exposição da superfície da água que se deseja resfriar com o ar a ser saturado, onde 80% do calor trocado é latente e se deve pela vaporização da água, enquanto que os 20% restantes são decorrentes da troca de calor sensível entre a água e o ar (GREEN; SOUTHARD, 2019).

As torres de resfriamento podem ser classificadas com base no fornecimento do ar para o sistema, podendo ser tanto por circulação natural quanto por mecânica. No primeiro caso, a circulação do ar se deve pela diferença de massa específica interna e externa do ar e pelas correntes de ar atmosférico do local. Enquanto que no segundo caso, a circulação de ar é decorrente da utilização de ventiladores que ficam localizados nas laterais da torre de resfriamento, no caso de tiragem forçada, ou na parte superior, no caso de tiragem induzida, atuando como exaustor.

O fluxo da água e do ar neste sistema também pode diferir entre as torres de resfriamento. No fluxo contracorrente o ar tem a mesma direção, mas o sentido oposto da água e no fluxo cruzado o ar entra perpendicularmente à corrente de água. Em ambas as situações, as torres podem conter dentro da sua estrutura recheios que têm a função de promover a máxima superfície de contato água-ar, pelo maior período de tempo possível e com perda mínima de pressão do ar (CHERMISINOFF; CHERMISINOFF, 1981).

Segundo Hensley (2009), os recheios preferencialmente utilizados são o do tipo respingo e do tipo filme, sendo o primeiro geralmente presente em torres de resfriamento de fluxo cruzado e estruturado de forma que os recheios são dispostos em camadas horizontais a fim de repetidamente interromper a queda d'água ao longo do sistema e formar respingos. Já, o segundo é empregado preferencialmente em torres de fluxo contracorrente, onde o enchimento é composto por múltiplas superfícies verticais por onde a água quente flui na forma de uma película (CHERMISINOFF; CHERMISINOFF, 1981). Ainda assim, diferentes tipos de recheio podem ser empregados dentro de uma torre de resfriamento, podendo variar entre tipo de material, forma do recheio e tipo de disposição dentro da torre, sendo escolhidos de acordo com os parâmetros necessários do processo.

Outro aspecto que diferencia as torres entre si é quanto à alimentação da água quente. Para tornar o sistema de distribuição de água homogêneo, emprega-se o método por gravidade, ou seja, insere-se uma bacia aberta para a atmosfera, no topo da torre de resfriamento, por onde a água quente gravita uniformemente pelos orifícios até o interior da torre. Ainda, pode-se empregar o método de distribuição por pulverização (*sprays*) em que a água passa por um duto principal e se ramifica em bicos e, estes, promovem a distribuição uniforme.

2.2 Terminologia de torres de resfriamento

Ao estudar o projeto e a operação de uma torre de resfriamento diversos termos e parâmetros são empregados, sendo os principais apresentados a seguir:

- I. Temperatura do Bulbo Seco: Temperatura medida pelo termômetro em que o bulbo está em contato direto com o ar.
- II. Temperatura do Bulbo Úmido: Temperatura medida pelo termômetro em que o bulbo está envolto por uma mecha úmida quando em contato direto com o ar não saturado. Deve-se considerar a temperatura quando o sistema está em regime permanente, ou seja, quando ocorre o equilíbrio entre o calor latente proveniente da água vaporizada da mecha e o calor sensível decorrente da troca térmica entre o ar e a água (OLIVEIRA, 2010).
- III. Umidade absoluta: quantidade de vapor d'água por unidade de ar isento de vapor.
- IV. Umidade relativa: Razão entre a pressão parcial do vapor d'água em uma mistura água-ar e a pressão de saturação deste vapor na mistura, quando em uma mesma temperatura (GREEN & SOUTHARD, 2019).
- V. *Range*: Diferença entre a temperatura da água quente (na entrada) e da água fria (na saída) da torre de resfriamento (HENSLEY, 2009).
- VI. *Approach*: Diferença entre a temperatura da água de saída da torre e a temperatura de bulbo úmido do ar que está entrando na torre de resfriamento (HENSLEY, 2009).
- VII. *Make-up*: Água adicionada ao sistema de circulação devido perdas decorrentes do processo tanto da torre, quanto das demais áreas.
- VIII. Fator de Lewis: Define a relação entre o coeficiente de transferência de calor e de massa (CHEREMISINOFF; CHEREMISINOFF, 1981).

2.3 Conceito de transferência de calor e massa entre a água e o ar

Para compreender a transferência de calor e massa que ocorre dentro da torre de resfriamento, primeiro, pode-se considerar uma gota de água suspensa no ar e realizar algumas considerações. Segundo McCabe et al. (1993) existe uma interface que representa a fronteira entre a gota e o ar e que nesta interface não há resistência ao transporte de calor ou de massa e que as duas fases estão em equilíbrio.

Agora, quando se contempla o processo de transferência de calor e de massa dentro da torre de resfriamento se observa que ocorre, de forma simplificada, a partir do contato da água quente com a corrente de ar fria. Assim, a transferência de calor da fase líquida para a fase gasosa é promovida por meio da vaporização de parte da água para o ar e pela troca de calor entre as fases.

Mello (2008) descreve de forma qualitativa o que ocorre com a umidade do ar e a temperatura das fases no topo e no fundo de uma torre com fluxo contracorrente (Figura 2-1). Ressalta-se que cada análise é realizada em uma seção diferencial da torre e as correntes que estão em contato nesta seção que são avaliadas.

Assim, no primeiro cenário (a), o autor expõe que a temperatura do ar que entra no fundo da torre pode ser inferior à da água que está chegando nesta seção e, mesmo assim, a temperatura de saída do líquido diminuir. Isto ocorre visto que a temperatura da fase líquida é maior que a temperatura da interface e que a umidade na interface é maior do que a média no ar, promovendo a transferência de massa do processo.

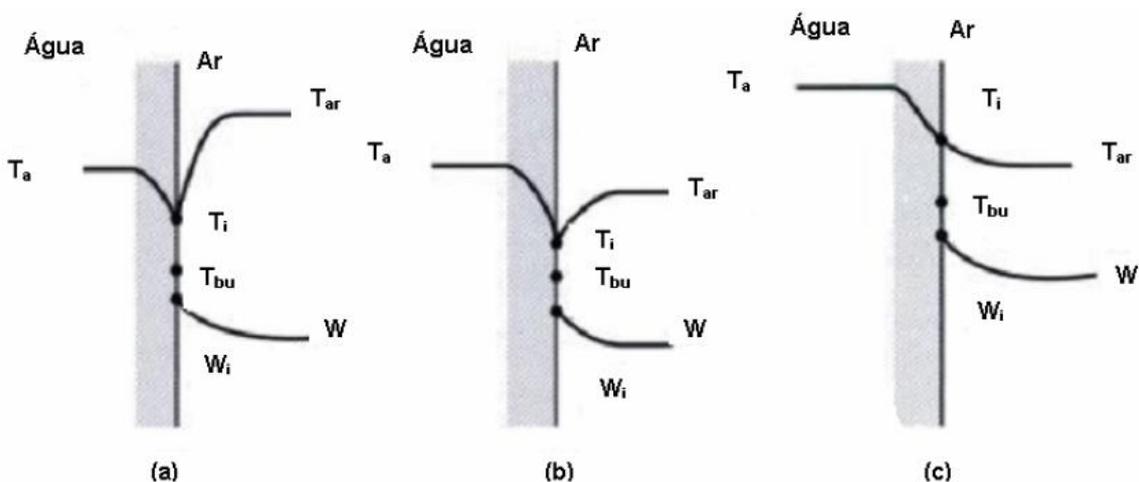


Figura 2-1: Perfis de umidade e de temperatura no fundo (a), (b) e no topo (c) de uma torre de resfriamento em fluxo contracorrente (Fonte: Mello, 2008).

Outra possibilidade é a temperatura do ar que entra na torre ser menor que a temperatura da água na mesma seção, mas ainda superior à da interface (b). Esta configuração permite que ocorra a transferência de calor sensível para o ar, mas em menor proporção do que no primeiro caso, uma vez que a forma motriz do sistema diminuiu.

Quando se observa os perfis no topo da torre (c), verifica-se que a água está entrando a uma temperatura superior ao do ar e o ar apresenta uma umidade superior ao que se encontrava quando entrou na torre. Por esta razão, a água então cede calor ao ar, fazendo com que diminua sua umidade relativa e acarretando a vaporização de parte da água que entra em contato com o ar e o resfriamento da água que permanece líquida.

2.4 Balanço de massa e energia de uma torre de resfriamento

A teoria de Merkel é a mais aceita quanto ao processo de transferência de calor em torres de resfriamento. Ilustrativamente, o balanço de massa e energia de uma torre com fluxo contracorrente e escoamento água-ar pode ser apresentado a partir do volume de controle exposto na Figura 2-2.

Neste volume de controle, assume-se que a água que é alimentada no topo da torre é uniformemente distribuída no recheio; o fluxo do ar é ascendente e distribuído uniformemente pela seção transversal; os fluxos de água e de ar, as umidades, as entalpias do ar e as temperaturas são constantes em uma determinada seção (MCCABE et al., 1993).

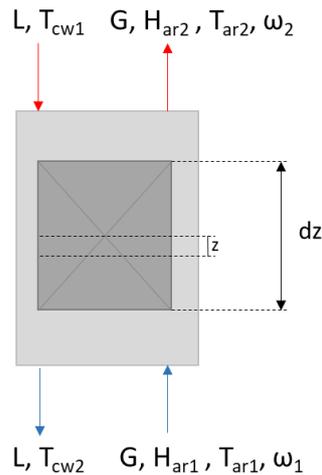


Figura 2-2: Volume de controle de uma torre de resfriamento (Fonte: Próprio autor).

Baseando-se na teoria de Merkel, McCabe et al. (1993) desenvolveram o balanço energético entre as duas fases e apontaram, conforme Equação 2-1, que o calor cedido por uma das fases é o mesmo calor absorvido pela outra:

$$d(G * H_{ar}) = d(L * H_{cw}) \quad (2-1)$$

Onde G e L são, respectivamente, o fluxo de ar e de água que passam pela torre [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$], H_{ar} é a entalpia específica do ar atmosférico [kJ/kg] e H_{cw} é a entalpia específica da água [kJ/kg].

Considera-se que o fluxo de ar, por estar expresso em base seca, é constante ao longo do volume de controle e que a fração de água evaporada e perdida pelo sistema pode ser desconsiderada frente ao montante de líquido que passa pela torre, para fins de aplicação do balanço de massa. Reescrevendo a equação acima e levando em consideração que a entalpia específica da água pode ser expressa em função do seu calor específico (C_{pw}) em $\text{kJ}/\text{kg}^\circ\text{C}$ e da variação da sua temperatura (T_{cw}) em $^\circ\text{C}$, tem-se:

$$G * dH_{ar} = L * C_{pw} * dT_{cw} \quad (2-2)$$

Considerando que, para a difusão da água no ar, o número de Lewis é aproximadamente 1 (KERN, 1950), isto por que se define que em condições normais de temperatura e pressão o calor úmido é praticamente igual ao calor específico para o sistema, pode-se reescrever o primeiro termo da Equação 2-2 como:

$$G * dH_{ar} = K_G \cdot a * (H_{ar}^* - H_{ar1}) * dV \quad (2-3)$$

Onde a é a área de transferência de calor por unidade de volume [m^2/m^3], K_G é o coeficiente total de transferência de calor [$\text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^2$], H_{ar}^* é a entalpia específica do ar na interface ar-líquido [kJ/kg], H_{ar1} é a entalpia específica do ar na entrada da torre [kJ/kg] e V é volume específico da superfície molhada no interior da torre [m^3/m^2].

Considerando que o coeficiente global volumétrico de transferência de massa é constante, ao relacionar as Equações 2-2 e 2-3 e integrar, tem-se:

$$Cp_w \int_{T_{cw2}}^{T_{cw1}} \frac{dT_{cw}}{(H_{ar}^* - H_{ar1})} = K_G \cdot a \frac{V}{L} \quad (2-4)$$

A Equação 2-4 pode ser utilizada para analisar a *performance* de uma torre de resfriamento, uma vez que o lado direito da equação é um parâmetro adimensional que representa o coeficiente de desempenho da torre. Enquanto que o lado esquerdo depende apenas das propriedades da água e do ar, ou seja, independe do dimensionamento da torre de resfriamento.

2.4.1 Linha de operação da torre de resfriamento

A partir da integração da Equação 2-2, pode-se relacionar a variação de entalpia do ar com a variação da entalpia da água e, assim, obter a linha de operação de uma torre em fluxo contracorrente (KERN, 1950):

$$H_{ar2} = H_{ar1} + \frac{\dot{L}}{\dot{G}} * Cp_w * (T_{cw2} - T_{cw1}) \quad (2-5)$$

Onde H_{ar2} é a entalpia específica do ar na saída da torre [kJ/kg], \dot{L} e \dot{G} são as vazões de água e de ar na torre [m^3/s] e T_{cw2} e T_{cw1} são as temperaturas de saída e de entrada da água na torre [$^{\circ}C$].

Na Figura 2-3 são apresentadas a curva de equilíbrio, que é obtida através de diagrama psicrométrico, a linha de operação em função da temperatura da água, e a área hachurada entre as duas que é uma indicação do potencial térmico da torre.

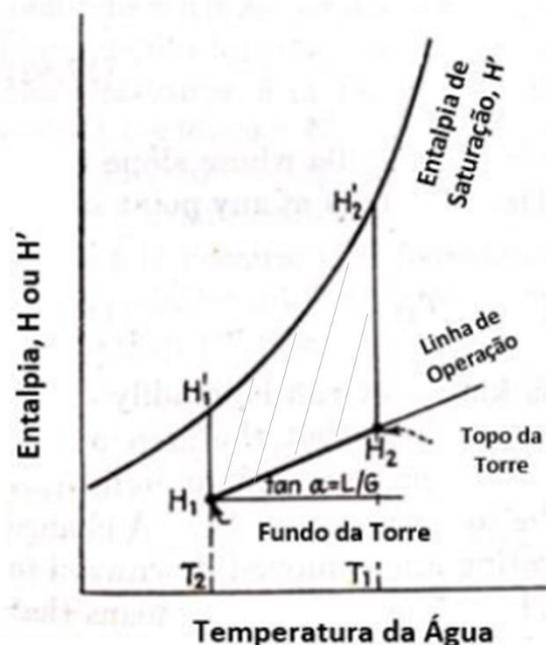


Figura 2-3: Representação da operação de uma torre de resfriamento escoamento água-ar em contracorrente (Adaptado de: Kern, 1950).

Variações na inclinação da reta, representado pela razão \dot{L}/\dot{G} , ou nas temperaturas de entrada e saída da água na torre, ocasionam a modificação da altura da torre e do número de unidades

de transferência (GREEN & SOUTHARD, 2019). Assim, aumentando o fluxo de água ou diminuindo o fluxo de ar a linha de operação se aproxima da curva de equilíbrio, o que acarreta em uma diminuição da força motriz de troca térmica, prejudicando a remoção de calor da torre. Inversamente, ao diminuir o fluxo de água e aumentar o de ar, aumentaria a força motriz do sistema e a troca de calor entre as fases seria mais efetiva.

2.5 Modelo para caracterização de uma torre de resfriamento

Segundo Cheremisinoff e Cheremisinoff (1981) as características das torres de resfriamento somente podem ser deduzidas através de testes reais e geralmente são apresentadas na forma de correlações empíricas. A avaliação de uma torre de resfriamento que se encontra em operação pode ser realizada através de modelos descritos pela norma ATC 105 do *Cooling Technology Institute* (CTI).

O método utilizado para determinar a característica da torre (CT) segue a Teoria de Merkel e é descrito pela Equação 2-4, tanto para torres de tiragem induzida com fluxo contracorrente, como para com fluxo cruzado (COOLING TECHNOLOGY INSTITUTE, 2000). Especificamente, a CT é expressa pelo termo $K_G \cdot a V / L$ e tem relação direta com as vazões de água e de ar.

Ainda, quando previamente se identifica o comportamento da relação entre a característica da torre com as vazões de água e de ar, pode-se simplificar a Equação 2-4 pela equação genérica (CHEREMISINOFF; CHEREMISINOFF, 1981):

$$K_G \cdot a \frac{V}{L} = \alpha \left(\frac{L}{G}\right)^\beta \quad (2-6)$$

Onde α e β são os parâmetros de ajuste da equação.

3 Estudo de Caso

3.1 Descrição da unidade

A torre de resfriamento estudada neste trabalho representa uma dentre cinco torres que fazem parte da área de utilidades de duas plantas de produção de celulose presente no município de Guaíba no Rio Grande do Sul. Trata-se de uma torre de tiragem mecânica induzida com fluxo contracorrente, conforme ilustrada pela Figura 3-1.

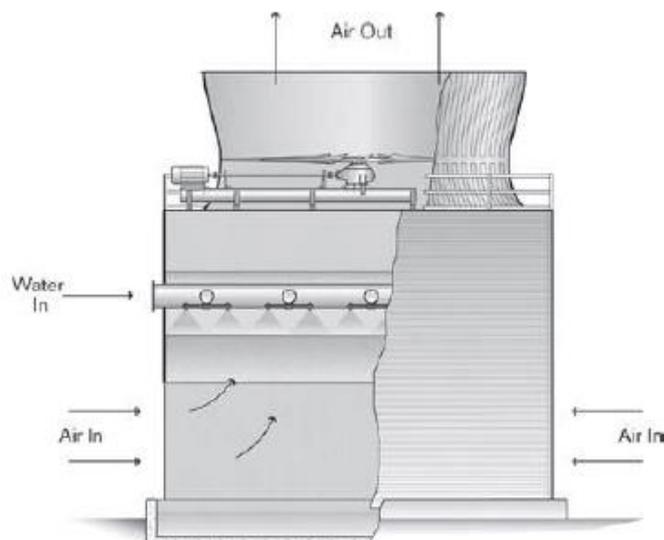


Figura 3-1: Torre de resfriamento de tiragem induzida fluxo contracorrente (Fonte: Hensley, 2009).

A água, proveniente da evaporação e dos turbo geradores (TG's), entra por dois lados opostos de um duto principal e é distribuída, por meio de ramais com bicos, sobre a área das quatro células, onde cada célula conta com um ventilador do tipo axial. A água percola pelo recheio da torre, entra em contato com o ar, que se encontra em fluxo contrário, e cai sobre uma bacia de concreto, no fundo da coluna. Nesta torre cada célula possui uma bacia dedicada, mas toda a água resfriada passa por um único duto de saída, de onde é distribuída para as áreas consumidoras novamente (Figura 3-2).

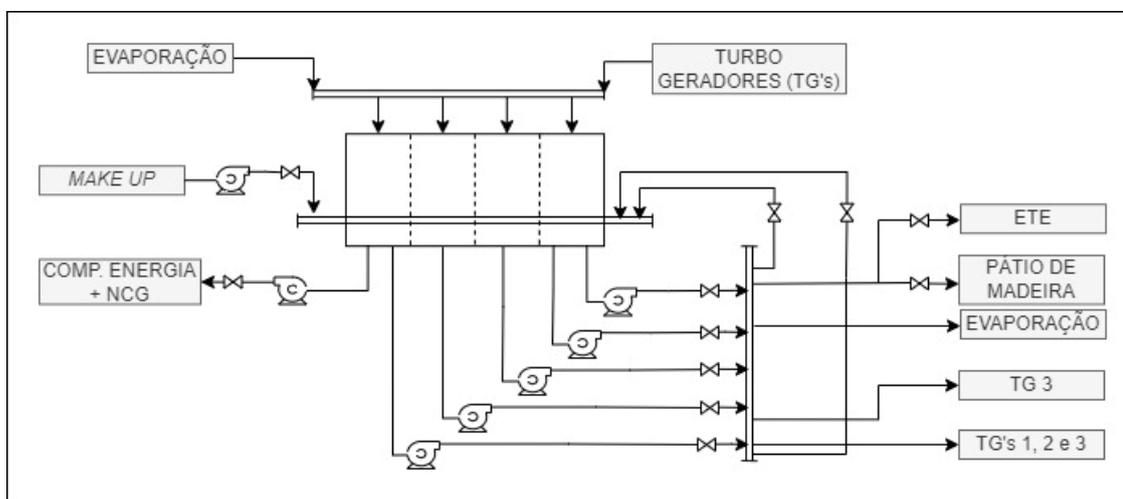


Figura 3-2: Fluxograma simplificado do sistema de resfriamento estudado.

Apesar da torre de resfriamento contar com apenas um duto principal de entrada e uma bacia de água integrada na saída da torre, análises de temperatura histórica tanto das vazões de entrada como de saída mostraram a presença de caminhos preferenciais da água em termos da distribuição da água entre as células da torre. Ou seja, a água proveniente da evaporação terá uma tendência maior de passar pelas duas células que se encontram mais à esquerda da figura acima e, ao cair na bacia, ser destinada aos TG's. Essa heterogeneidade na temperatura da água na saída da torre entre os diferentes consumidores, em um mesmo período de tempo, é mitigada pela recirculação parcial da água de saída para a bacia, quando necessário.

Ainda assim, dados históricos mostram variações nessa temperatura de água de saída, mas que serão desconsideradas nos cálculos. Isso porque, na entrada da torre tem-se apenas um indicador de temperatura e, na saída, a indicação de temperatura pode ser considerada confiável em apenas dois termopares.

O sistema também conta com um *make up* médio de 540 m³/h que é adicionado diretamente na bacia, entra a uma temperatura média de 27 °C e é fornecida pela estação de tratamento de água da fábrica. Esta torre de resfriamento foi projetada para uma vazão de 14000 m³/h, range de 13 °C e approach de 5 °C; no entanto, com base nos dados históricos do ano de 2022, apresentou valores médios de vazão e *range* de 10500 m³/h e 5 °C. O valor de *approach* não pôde ser calculado, pois a empresa não conta com medições de temperatura de bulbo úmido.

3.2 Formulação do problema

A temperatura da água na saída da torre de resfriamento é uma variável de resultado e que deve permanecer entre 23°C e 25°C para cargas nominais de produção de celulose. Conforme observado na Figura 3-3, essa faixa de operação não é atingida em todos os meses do ano, uma vez que no período de 2022 a temperatura média variou entre 20,7 °C e 27,9 °C. Tais temperaturas fora dos limites de especificação podem acarretar na ineficiência do processo das áreas consumidoras, no caso do recebimento de água com temperaturas acima dos padrões de operação, ou promover um consumo desnecessário de energia elétrica, no caso de a temperatura da água estar abaixo dos limites inferiores.

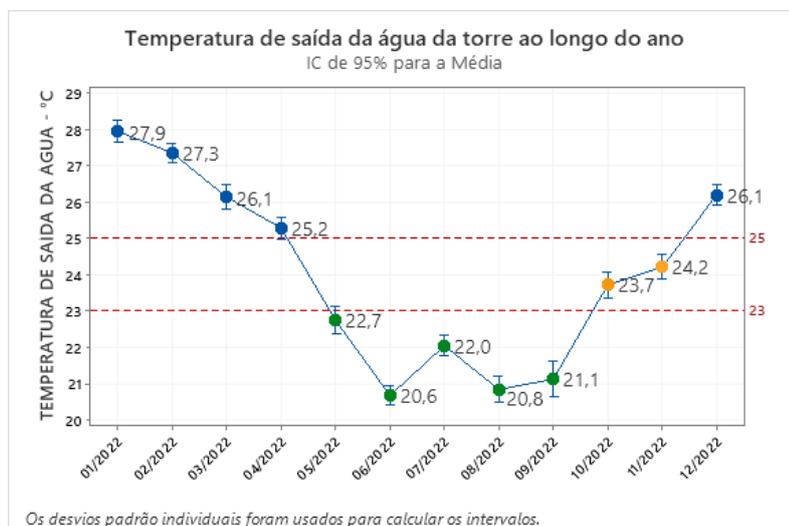


Figura 3-3: Temperatura média da temperatura de saída da água da torre, por mês.

Oscilações nesta temperatura podem estar atreladas as vazões de ar e de água, a temperatura e a umidade ambiente, além da deterioração, do aparecimento de caminhos preferencias e da troca dos recheios da torre. Como nenhuma modificação significativa ocorreu na torre durante o ano de 2022 e as vazões de ar e de água de entrada não variaram consideravelmente, observa-se que as principais variáveis de entrada que poderiam justificar esses desvios de temperatura da água de saída da torre são as climáticas.

Para validar esta hipótese, os dados históricos de temperatura e umidade do ar da Estação de Monitoramento da Qualidade do Ar (EMQA), que fica situada na mesma cidade onde a planta opera, foram analisados. Conforme a Figura 3-4, observou-se que as variações da temperatura na saída da torre acompanharam a temperatura do ar ao longo dos meses, mas que a umidade do ar, apesar de apresentar um desvio padrão de 15,99 e variar ao longo dos meses, não seguiu a mesma tendência.

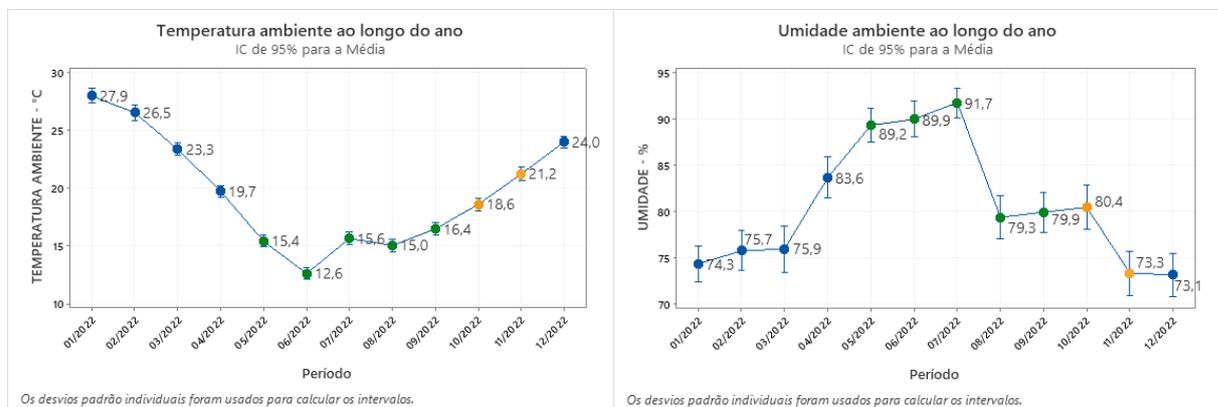


Figura 3-4: Valores de temperatura e umidade médios da cidade de Guaíba, ao longo do ano.

Essa suposição é evidenciada ao calcular o coeficiente de correlação de Person para cada uma das variáveis climáticas e relacionando-as com a temperatura de saída da água da torre. Esse coeficiente mede o grau de relação entre as variáveis quantitativas e apresenta valores entre -1 e 1, sendo que quanto mais próximo das extremidades, maior é a correlação linear entre as variáveis. Assim, para a temperatura do ar, obteve-se um coeficiente de correlação de 0,96 e para a umidade do ar, um coeficiente de -0,64, evidenciando a forte influência direta da temperatura ambiente e uma pequena influência inversa da umidade do ar. No entanto, esperava-se uma correlação maior para a umidade relativa, visto que esta variável está vinculada a força motriz para a transferência de massa do sistema.

Esse panorama demonstra o potencial de intervenção e de melhorias que podem ser realizadas neste sistema de resfriamento devido aos aspectos climáticos da região; no entanto, no primeiro momento, devido a certificação da empresa na norma ABNT NBR ISO 50001:2018, optou-se por estudar uma alternativa para os períodos em que a temperatura de saída da água da torre se encontra abaixo do limite inferior.

Segundo relatos da operação da área, a única intervenção realizada por eles nesses períodos em que a temperatura sai abaixo de 23 °C é o desligamento manual de um ou mais ventiladores quando solicitado pela área consumidora. Esse movimento depende diretamente da percepção e da ação do operador e pode causar distúrbios no processo caso mais ventiladores, do que o necessário, tenham sido desligados. Assim, uma alternativa a esse

procedimento seria a automatização da rotação dos ventiladores com controle avançado. Cada ventilador teria então um inversor de frequência que, conforme a temperatura de *set point* definida, variaria a velocidade do motor.

3.3 Modelo matemático de desempenho da torre

Para realizar a caracterização da torre de resfriamento previsto pelo modelo do *Cooling Technology Institute* (2000) utilizou-se a Equação 2-4 e foram aplicados os dados de monitoramento do EMQA e do processo. Assim, foram exportados dados monitorados pela instrumentação industrial por meio do *software* PI *ProcessBook*, com uma amostragem de quatro em quatro horas.

O período de análise escolhido contempla os meses de fevereiro a julho de 2022, pois representam as variações de umidade relativa e temperatura ambiente que podem ocorrer ao longo do ano, além de se tratar de um período onde nenhuma grande descontinuidade do processo de fábrica de celulose ocorreu a ponto de impactar significativamente a torre de resfriamento.

Para o modelo utilizado, dentre outras variáveis, faz-se necessário a entalpia do ar saturado; porém a literatura não atribui uma equação específica para a determinação deste parâmetro, apenas faz referência ao uso de dados tabelados. Assim, foram utilizados os dados de entalpia do ar saturado disponibilizados pelo CTI (2000) para elaboração de uma equação de segundo grau que descrevesse o comportamento da variável entre as temperaturas de 0 °C e 46 °C e pressão de 101,325 kPa, conforme ilustrado na Figura 3-5.

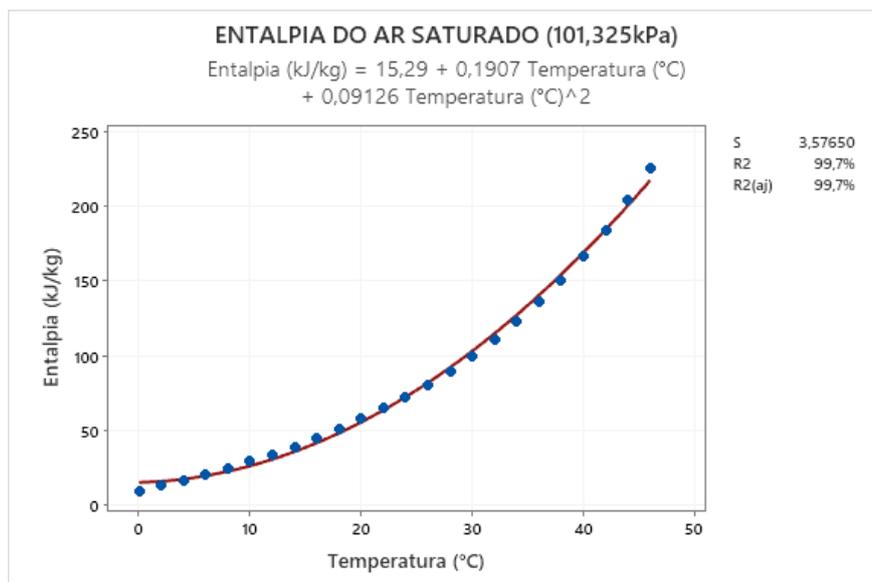


Figura 3-5: Ajuste de dados de entalpia do ar saturado (kJ/kg).

Aplicando a equação de ajuste dos dados de entalpia do ar saturado para representar H_{ar}^* na Equação 2-4 e, considerando que a H_{ar} é a entalpia na fase gasosa que pode ser calculada pela Equação 2-5, a forma integral do modelo descrito por *Cooling Technology Institute* (2000) pode ser apresentada como:

$$K_G \cdot a \frac{V}{L} = C p_w \int_{T_{cw2}}^{T_{cw1}} \frac{dT_{cw}}{AT^2 + BT + C} \quad (3-1)$$

Onde:

$$\begin{aligned} A &= 0,09126 \quad [kJ/kg \cdot ^\circ C^2] \\ B &= 0,1907 - C p_w \dot{L} / \dot{G} \quad [kJ/kg] \\ C &= 15,29 - H_{ar1} + C p_w T_{cw1} \dot{L} / \dot{G} \quad [kJ/kg] \end{aligned}$$

Outra forma de representar a Equação 3-1 é por meio de sua solução analítica, conforme apresentado na Equação 3-2 abaixo:

$$K_G \cdot a \frac{V}{L} = C p_w \frac{2(-\arctan(\frac{2T_{w2}A+B}{\sqrt{4CA-B^2}}) + \arctan(\frac{2T_{w1}A+B}{\sqrt{4CA-B^2}}))}{\sqrt{4CA-B^2}} \quad (3-2)$$

Esta equação é aplicada quando $4CA - B^2 > 0$, do contrário a solução analítica será:

$$K_G \cdot a \frac{V}{L} = C p_w \frac{-\ln\left(\frac{2T_{w2}A+B-\sqrt{B^2-4CA}}{2T_{w2}A+B+\sqrt{B^2-4CA}}\right) + \ln\left(\frac{2T_{w1}A+B-\sqrt{B^2-4CA}}{2T_{w1}A+B+\sqrt{B^2-4CA}}\right)}{\sqrt{B^2-4CA}} \quad (3-3)$$

A partir do desmembramento da Equação 2-4 nas Equações 3-1 e 3-2, verifica-se a necessidade de detalhamento de algumas variáveis do processo para se chegar nas variáveis necessárias para o cálculo. A vazão de ar em base seca que entra na torre, proveniente da rotação dos ventiladores, foi retirada da folha de dados do equipamento que é desenvolvida pelo fornecedor. Por se tratar de quatro ventiladores axiais com as mesmas configurações, para a rotação de 115 rpm, cada ventilador promoverá uma vazão de ar de 630,91 m³/s.

A capacidade calorífica da água para temperaturas entre 15°C e 40°C pode ser considerada praticamente constante no valor de 4,18 kJ/kg.°C (KORETSKY, 2003). Já, para a determinação da entalpia específica do ar na entrada da torre utilizou-se uma sequência de equações e para a definição da vazão da água de retorno foi necessário a elaboração simplificada de um balanço.

3.3.1 Cálculo de entalpia do ar na entrada da torre de resfriamento

Dentre os sistemas de medição da fábrica, não são realizadas medições de temperatura de bulbo úmido e de bulbo seco. Logo, para o cálculo da entalpia do ar na entrada da torre foram utilizados os dados da temperatura de bulbo seco e da umidade relativa do ar da EMQA da cidade que estão vinculadas ao *software* interno de monitoramento utilizado pela empresa.

Para a realização do cálculo da entalpia na entrada na torre, primeiro é necessário determinar a pressão de vapor d'água (P_v) em kPa, a partir da umidade relativa do ar (ϕ_1) em % e a pressão

de saturação da água (P_{sat}), também em kPa, na temperatura ambiente (T_{db}), conforme descrito pela Equação 3-4:

$$P_V = \phi_1 P_{sat}(T_{db}) \quad (3-4)$$

Onde a pressão de saturação, por variar com a temperatura de bulbo seco, deve ser calculada pela equação de Antoine a seguir (KORETSKY, 2003):

$$P_{sat} = \exp\left(D - \frac{E}{T_{db} + F}\right) \quad (3-5)$$

Os parâmetros D, E e F para a água, considerando temperatura em K e pressão em kPa, na faixa de temperatura entre 284 K e 441 K, podem ser considerados fixos com os valores de 11,6934, 3816,44 e 46,13, respectivamente (KORETSKY, 2003).

Determinada a pressão de vapor da água, calcula-se a umidade absoluta do ar na entrada da torre (ω_1) em kg vapor/kg ar seco, pela Equação 3-6 (GREEN; SOUTHARD, 2019):

$$\omega_1 = \frac{0,622 P_v}{P - P_v} \quad (3-6)$$

Onde P é a pressão atmosférica, considerada constante e igual a 101,325 kPa.

Considerando que o calor específico do vapor é constante em 1,82 kJ/kg°C, que a entalpia do vapor a 0 °C é 2501 kJ/kg e tomando esta temperatura como de referência, pode-se calcular a entalpia do ar na entrada da torre pelo cálculo da entalpia do ar úmido, conforme Equação 3-7 (GREEN; SOUTHARD, 2019):

$$H_{ar1} = C_{p_{ar}} T_{db} + \omega_1 (2501 + 1,82 T_{db}) \quad (3-7)$$

Onde o calor específico do ar ($C_{p_{ar}}$) pode ser considerado constante e igual a 1,00 kJ/kg°C, para a faixa de temperatura ambiente analisadas (KORETSKY, 2003).

3.3.2 Vazão de água na entrada da torre de resfriamento

Durante as paradas de manutenção da fábrica, as torres de resfriamento, por não serem equipamentos determinantes no processo, acabam não sendo priorizadas. Desta forma, ao coletar e analisar superficialmente as variáveis vinculadas à torre, verificou-se que alguns valores apresentavam resultados incoerentes a mais de dois anos. Assim, realizou-se um trabalho em conjunto com a operação das áreas consumidoras e da área responsável pelo gerenciamento da torre de resfriamento para mapeamento e identificação dos medidores que apresentavam dados coerentes e confiáveis.

A partir desta investigação, constatou-se que os medidores de vazão de água da entrada da torre estavam com falha por limite de escala e, portanto, não poderiam ser utilizados no cálculo da caracterização da torre. Por outro lado, as vazões de saída apresentaram valores adequados, quando comparados com os valores de projeto, bem como os valores qualitativos conhecidos pela experiência em campo da operação das áreas.

Por fim, optou-se por realizar um balanço de massa da torre. Conforme a configuração ilustrada na Figura 3-2, pode-se apresentar o balanço como:

$$\dot{L} = \dot{L}_{out} + \dot{P}_{arr} + \dot{P}_{evap} - \dot{L}_{mu} \quad (3-8)$$

Onde, para o cálculo da vazão total de água entrando na torre (\dot{L}), subtraiu-se a água de *make up* (\dot{L}_{mu}) que é inserida diretamente no duto de saída da torre de resfriamento e foram considerados no somatório: todas as cinco saídas da torre de resfriamento (\dot{L}_{out}); as perdas por arraste mecânico promovido pela corrente de ar (\dot{P}_{arr}); e as perdas por evaporação durante o processo de resfriamento da água (\dot{P}_{evap}). Todas as vazões são expressas em [m³/s].

Para determinar a vazão água que sofre arraste e de água evaporada, utilizou-se dados de projeto. Assim, considerou-se que 1,90 % da vazão total de água que entra na torre é perdida no processo. De posse desta informação, das vazões de saída da torre e de *make up*, calculou-se a vazão das perdas e a da água que entra na torre de resfriamento por meio da função “Atingir meta” do Excel.

4 Resultados e Discussão

A partir dos dados históricos da planta foram realizados os cálculos necessários para a determinação da característica da torre (CT). Na Tabela 4-1 é apresentado uma amostra dos valores obtidos dentro do período de análise e considerando diferentes variáveis de entrada.

Tabela 4-1: Amostra de dados utilizados no cálculo da característica da torre (CT).

Data	Umidade [%]	Temp. Bulbo Seco [°C]	Temp. Água Saída TR [°C]	Temp. Água Entrada TR [°C]	Range [°C]	Vent. Ligados	Vazão Ar Vent. [kg/s]	Vazão Água Entrada TR [kg/s]	L/G	Entalpia Ar Úmido [kJ/kg]	CT Analítico
07/02/2022 12:00	64,30	29,48	24,82	27,84	3,03	4	3091,46	3120,87	1,01	51,12	0,33
16/02/2022 04:00	79,78	21,32	22,92	34,87	11,94	4	3091,46	2073,29	0,67	41,85	0,70
15/04/2022 04:00	86,04	12,30	20,56	25,94	5,38	3	2318,59	2411,27	1,04	28,48	0,43
18/04/2022 08:00	78,85	20,75	25,26	27,86	2,60	3	2318,59	2954,26	1,27	40,66	0,21
29/04/2022 04:00	99,16	14,17	20,17	30,36	10,20	4	3091,46	2544,79	0,82	34,13	0,68
04/05/2022 20:00	100,07	17,95	26,24	31,23	4,99	2	1545,73	2291,04	1,48	40,97	0,29
09/05/2022 04:00	100,10	12,41	22,08	24,26	2,19	3	2318,59	2446,95	1,06	31,34	0,22
13/05/2022 16:00	79,39	17,98	22,81	23,73	0,92	4	3091,46	2910,99	0,94	36,19	0,11
25/05/2022 08:00	88,13	18,77	24,71	28,14	3,43	3	2318,59	2930,59	1,26	39,58	0,27
09/06/2022 16:00	99,43	16,61	22,09	22,97	0,88	4	3091,46	2906,78	0,94	38,42	0,13
12/06/2022 16:00	61,28	12,84	24,02	27,48	3,46	2	1545,73	2512,16	1,63	24,56	0,21
03/07/2022 16:00	96,71	15,07	21,12	27,20	6,09	4	3091,46	2921,73	0,95	35,17	0,51
15/07/2022 08:00	100,08	16,81	24,22	26,68	2,46	3	2318,59	2882,44	1,24	38,92	0,22
21/07/2022 16:00	85,96	21,37	24,79	27,86	3,08	4	3091,46	2881,30	0,93	43,55	0,28
24/07/2022 12:00	73,57	24,98	24,01	27,48	3,47	4	3091,46	2891,31	0,94	46,38	0,35
20/08/2022 20:00	80,38	11,95	22,28	23,09	0,81	3	2318,59	2908,10	1,25	26,87	0,08

Apesar da variação nos valores de CT apresentados na tabela acima, pela Figura 4-1 pode-se observar que a média do valor calculado pelo método do CTI (2000) ficou em 0,25 e desvio de 0,12. Da mesma forma, quando se analisa os resultados mês a mês, não são constatadas variações no valor.

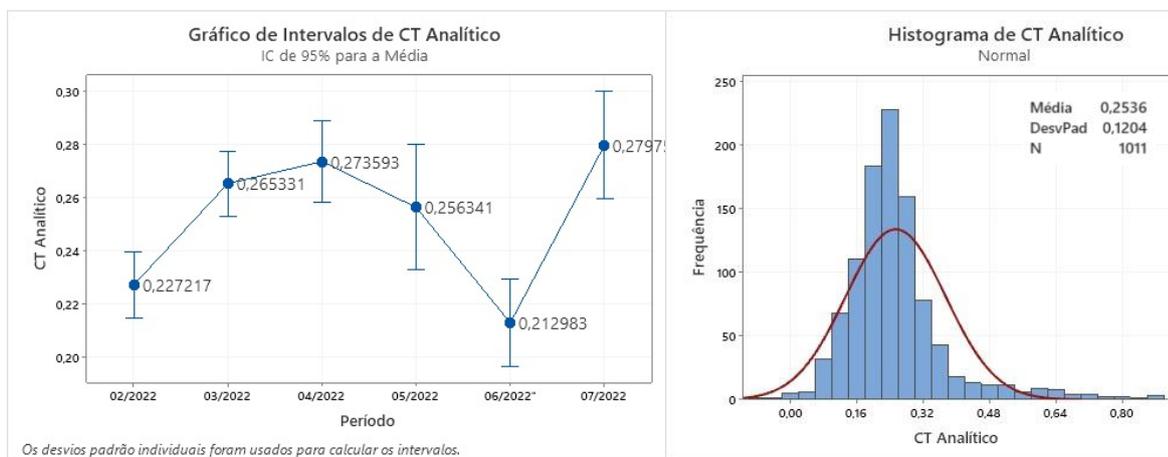
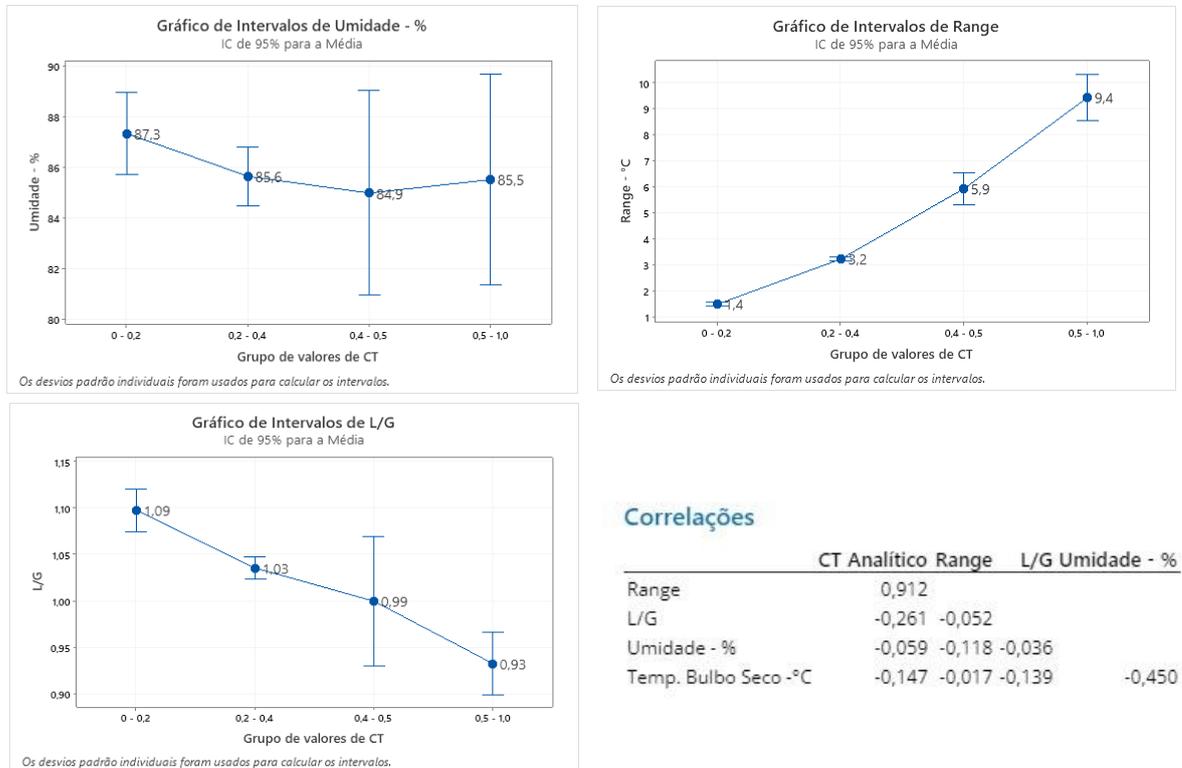


Figura 4-1: Valores médios de CT no período de fevereiro a julho de 2022 pelo método CTI (2000).

Por outro lado, ao analisar os valores de entrada frente ao valor obtido pelo cálculo de CT, verifica-se uma relação inversa com a razão \dot{L}/\dot{G} e uma correlação direta com o *range* (Figura

4-2). Essa observação é evidenciada pela correlação de Pearson no caso para o *range*; porém, com relação a razão L/G , o coeficiente não apresentou um resultado próximo a extremidade (1 ou -1) o que sugere uma baixa correlação linear o que sugere que o valor de β no modelo simplificado deve ser diferente de 1.



Correlações

	CT Analítico	Range	L/G	Umidade - %	
Range		0,912			
L/G		-0,261	-0,052		
Umidade - %		-0,059	-0,118	-0,036	
Temp. Bulbo Seco -°C		-0,147	-0,017	-0,139	-0,450

Figura 4-2: Correlação entre o valor de CT e as principais variáveis de entrada do cálculo.

Para a umidade não é observado um grau de correlação com o CT, uma vez que o coeficiente de Pearson para esta variável ficou próximo ao valor zero. Essa baixa correlação pode ser consequência de que, dentro do período em que os dados foram analisados, a umidade relativa do ar não teve grandes variações, pois os intervalos dos valores ficaram com médias entre 80% e 90%. No entanto, a umidade relativa do ar impacta diretamente na transferência de massa que ocorre dentro da torre, evidenciando assim que a correlação entre a umidade e o CT não é linear.

Além disso, como para caracterizar a torre são utilizados dados reais da planta, não é possível isolar individualmente as variáveis que podem influenciar no seu cálculo. Logo, a correlação direta entre as variáveis pode não ser visualizada.

4.1 Modelo simplificado para caracterização da torre de resfriamento

Tendo os valores que caracterizam a torre em diferentes configurações, pode-se utilizar a Equação 2-6, descrita por Chremisinoff e Chremisinoff (1981), para encontrar um modelo simplificado que relacione a razão L/G com o CT. Logo, para definir os parâmetros α e β da

equação, optou-se por utilizar o *software Jupyter Notebook*, onde aplicou-se a linguagem *Python* para a realização dos cálculos. O código utilizado é apresentado no APÊNDICE A.

Primeiro, foi definido os parâmetros de ajuste com base em todos os dados do período. Por este método, obteve-se o valor de α como 0,258 +/- 0,003, com percentual de desvio padrão de 1,43 % e valor de β como -0,834 +/- 0,094, com percentual de desvio padrão de 11,33 %. Para validar a qualidade do modelo foi realizado o teste do qui-quadrado reduzido que é a razão entre a soma de todos os resíduos do modelo elevado ao quadrado, pelos graus de liberdade do ajuste. Considerando um nível de significância igual a 0,05, para este modelo simplificado, obteve-se um valor de qui-quadrado reduzido igual a 0,013.

A Figura 4-3 apresenta a curva obtida através do ajuste, o gráfico de espalhamento que relaciona os valores obtidos pelo modelo simplificado com o modelo do CTI (2000) e o resíduo da equação que apresentou a maior quantidade de dados amostrados próximo ao valor zero.

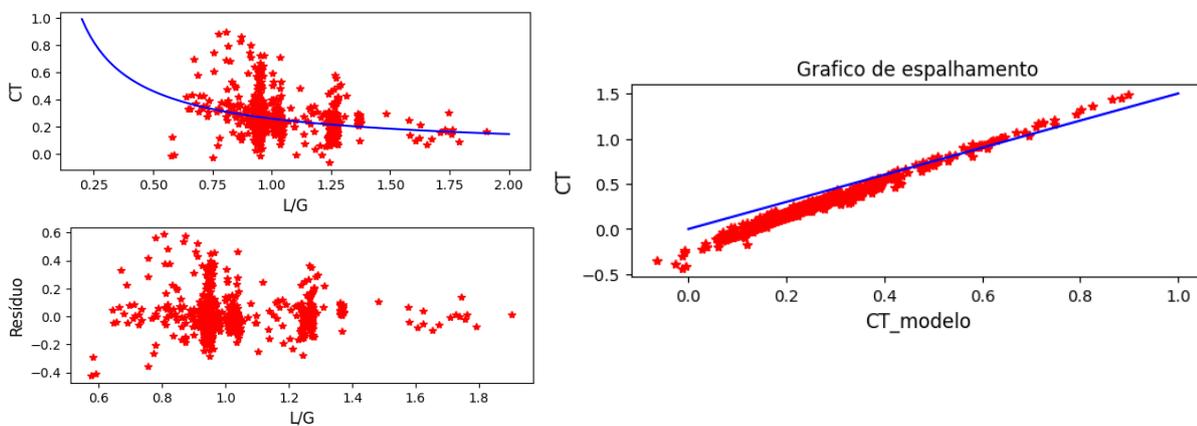


Figura 4-3: Ajuste de dados para o modelo simplificado.

A fim de buscar parâmetros que caracterizem a torre de resfriamento com maior precisão, optou-se por separar e analisar os dados em diferentes faixas de umidade do ar. Isto por que, a literatura prevê que quanto menor a umidade relativa do ar, maior é a força motriz para a troca térmica entre o ar e a água. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 4-2, bem como a representação gráfica dos modelos em duas faixas de umidade (Figura 4-4 e 4-5). As figuras nas outras faixas de umidade são apresentadas no Apêndice B.

Tabela 4-2: Parâmetros α e β em diferentes faixas de umidade relativa do ar.

Umidade Relativa do Ar [%]	Nº de dados	α	Desvio Padrão α [%]	β	Desvio Padrão β [%]	χ^v
50 - 55	19	0,272 +/- 0,014	5,46	-3,382 +/- 0,342	10,12	0,003
55 - 60	34	0,229 +/- 0,019	8,72	-0,109 +/- 0,435	396,55	0,012
60 - 65	47	0,255 +/- 0,020	7,89	-1,124 +/- 0,507	45,13	0,018
65 - 70	55	0,255 +/- 0,018	7,19	-0,687 +/- 0,405	59,00	0,017
70 - 75	79	0,280 +/- 0,014	5,25	-0,582 +/- 0,29	514,38	0,017
75 - 80	80	0,270 +/- 0,012	4,80	-1,415 +/- 0,270	19,12	0,013
80 - 85	80	0,285 +/- 0,013	4,65	-1,450 +/- 0,338	23,30	0,014
85 - 90	94	0,276 +/- 0,011	4,32	-0,718 +/- 0,281	39,27	0,013
90 - 95	96	0,239 +/- 0,010	4,52	-1,022 +/- 0,375	36,37	0,011
95 - 100	412	0,247 +/- 0,005	2,21	-0,765 +/- 0,167	21,87	0,012

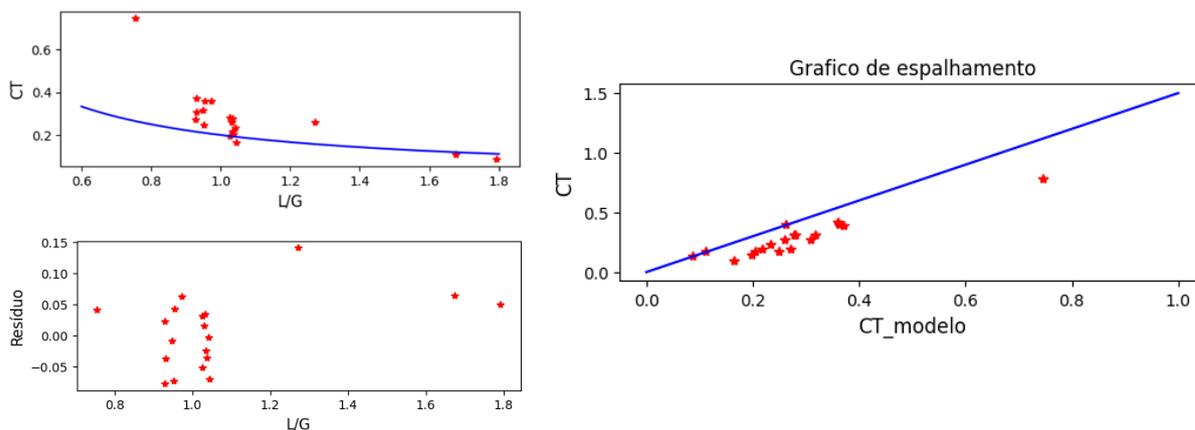


Figura 4-5: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 50 e 55 %.

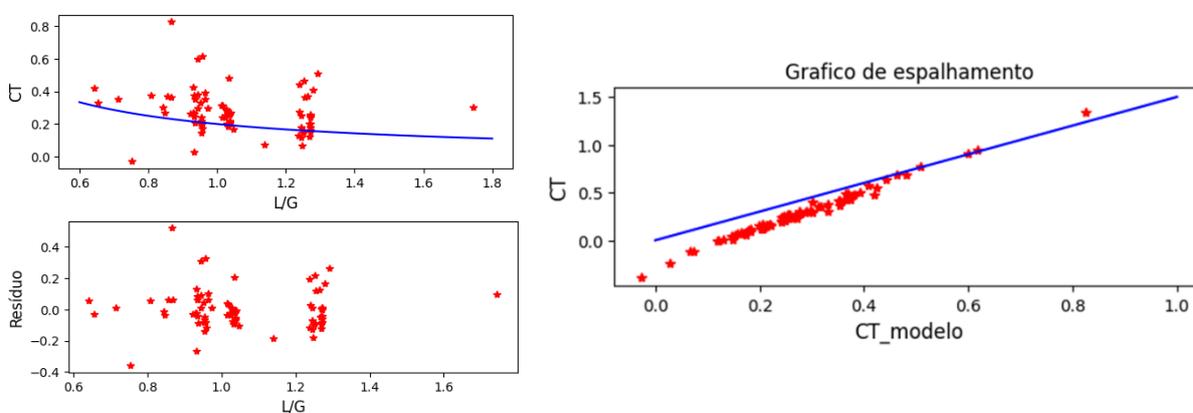


Figura 4-4: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 70 e 75 %.

Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 70 e 75 %. Os resultados obtidos a partir desta segregação em faixas de umidade relativa do ar não foram satisfatórios. Uma vez que foram observados desvios maiores para os parâmetros de ajuste, quando comparado com o modelo anterior. Além disso, no período analisado, 41,3 % dos dados estavam com valores de umidade entre 95 e 100 %. Agora, quando são comparados os valores de qui-quadrado reduzido, observa-se um valor menor que o valor obtido pelo modelo sem segregação, o que caracteriza um modelo mais bem ajustado; no entanto, este valor inferior não é observado em todas as faixas de umidade. Assim, optou-se por utilizar uma equação única para caracterizar a torre, sendo ela:

$$K_G \cdot a \frac{V}{L} = 0,258 \left(\frac{L}{G} \right)^{-0,834} \quad (4-1)$$

De posse do modelo simplificado, torna-se necessário validá-lo. Para isso, realizou-se a coleta dos dados históricos da planta no período de agosto a outubro de 2022, período diferente do utilizado para a construção do modelo. Da mesma forma que para as análises anteriores, para esta avaliação foram utilizados dados coletados com frequência de quatro horas por meio do *software PI Processbook*.

Primeiramente, utiliza-se os valores de vazão para cada amostra do período para calcular a razão L/G e aplicar no modelo simplificado (Equação 4-1). A variável de resposta do modelo

será a caracterização da torre que é aplicada nas Equações 3-2 e 3-3. Destas equações, obtém-se a temperatura de saída da água da torre prevista pelo modelo, ou seja, a temperatura teórica que é, então, comparada com a medida apresentada pelo termopar.

Conforme observado na Figura 4-6, a diferença entre a temperatura do modelo simplificado e a temperatura real ficou em 0,52 °C em média e apresentou desvio de 1,91 °C. Assim, apenas 7,96 % dos resultados obtidos pelo cálculo do modelo simplificado apresentaram valores acima de 2 °C, validando a utilização do modelo para o cálculo da estimativa da economia energética com o desligamento dos ventiladores.

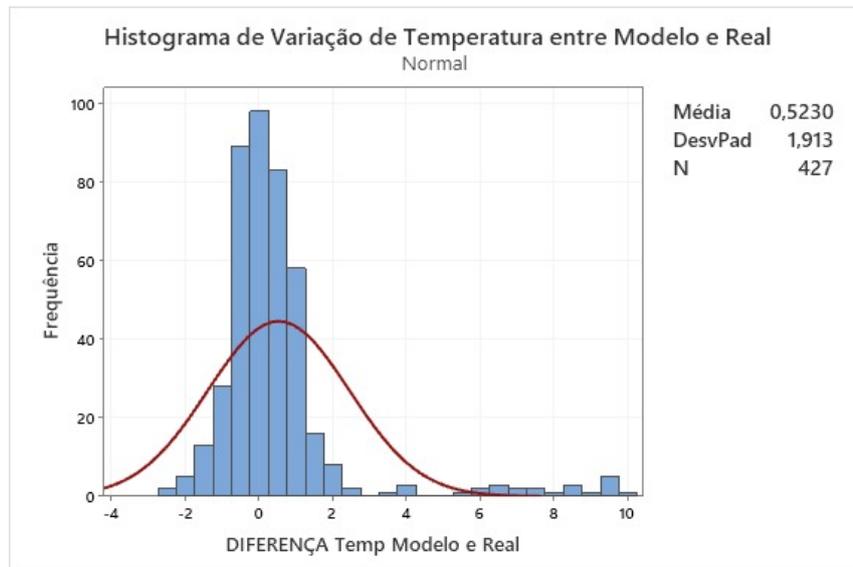


Figura 4-6: Histograma da variação da temperatura obtida pelo modelo com a temperatura real medida no período.

Por outro lado, conforme ilustrado pela Figura 4-7, quando se analisa as variáveis umidade relativa do ar e a razão entre as vazões de água e de ar, tendo como base as faixas de diferença de temperatura predita pelo modelo e a temperatura real, observa-se que: quanto menor o desvio dos dados frente seu valor médio, menor é a diferença entre a temperatura teórica e a do modelo; e que os dados amostrados com umidade perto de 86,11 %, que é a umidade média dos dados do período de construção do modelo, obtiveram diferenças menores entre as temperaturas real e teórica.

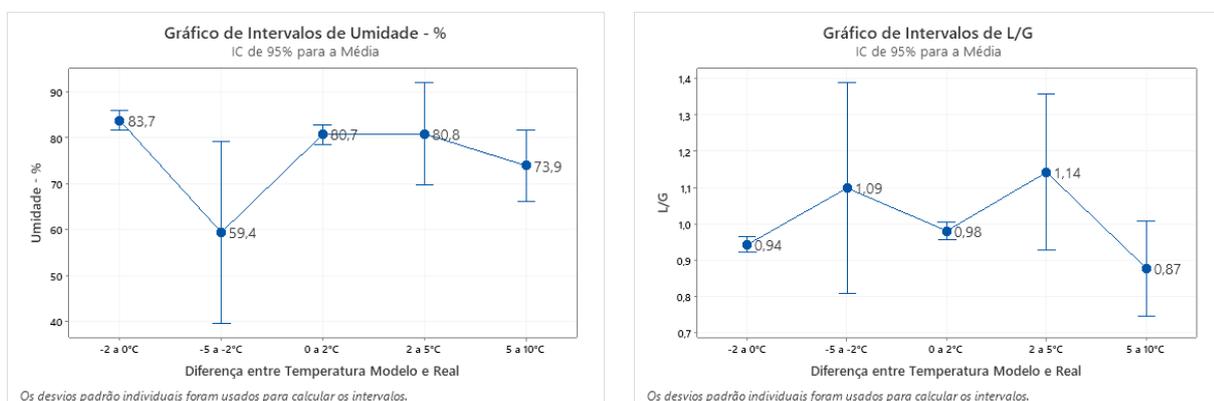


Figura 4-7: Relação entre as faixas de diferença de temperatura e as variáveis: umidade relativa do ar e razão L/G.

Ainda, possíveis variações do modelo, frente aos dados reais, podem estar atreladas as divergências de temperatura que foram observadas entre os medidores das linhas de saída para as áreas consumidoras ou devido aos caminhos preferenciais percorridos pela água dentro da torre de resfriamento.

4.2 Payback do investimento

Para calcular o *payback* do investimento foram analisados todos os dados do ano de 2022 em que a temperatura da água de saída da torre fosse inferior a 25 °C, ou seja, os momentos onde se teria a oportunidade de desligar um ou mais ventiladores.

Primeiramente, foi feita a caracterização da torre por meio do método do CTI (2000) para a todos os dados históricos na temperatura de 25 °C e considerando vazão máxima de ar, ou seja, que todos os ventiladores estariam ligados. Posteriormente, em cada um dos pontos foi relacionado o valor de CT deste método com o do modelo simplificado, definido pela Equação 4-1. Então, utilizando a função *solver* do Excel, descobriu-se qual deveria ser a vazão de ar do sistema para que os valores de CT dos dois métodos fossem iguais.

Com base na vazão de ar necessária na torre de resfriamento, determinou-se a quantidade de ventiladores que precisariam estar ligados para suprir a demanda nas condições definidas. A Tabela 4-3 traz a comparação, em %, da quantidade de vezes em que ventiladores que estavam sendo utilizados no período analisado era maior frente a quantidade de ventiladores que o modelo sugere que fossem utilizados. Assim, observa-se que em 85,31 % dos dados amostrados seria possível reduzir a quantidade de ventiladores ligados e, com isso, ter uma melhor eficiência energética.

Tabela 4-3: Comparação entre o número de ventiladores ligados no período estudado (real) e os valores obtidos por cálculo (teórico)

COMPARAÇÃO DE DADOS AMOSTRADOS		
Relação entre ventiladores ligados		
Real	Teórico	%
4	4	9,38%
4	3	13,33%
4	2	32,84%
4	1	21,60%
3	3	4,57%
3	2	8,77%
3	1	7,65%
2	2	0,74%
2	1	1,11%
1	1	0,00%

Ressalta-se que, no período estudado, em nenhum momento todos os ventiladores foram desligados e que o modelo simplificado não prevê vazão nula do ar, por isso, não são observados cenários teóricos onde todos os ventiladores poderiam estar desligados.

Ainda, quando se analisa e compara a quantidade total de ventiladores que foram utilizados quando a temperatura real de saída da água da torre era inferior a 25 °C, observa-se que em 72,72 % das vezes a utilização de até dois ventiladores operando seria suficiente para entregar a temperatura de saída desejada (Tabela 4-4).

Tabela 4-4: Quantidade de ventiladores utilizados quando a temperatura de saída da torre era inferior a 25°C e quantidade sugerida pelo modelo nas mesmas condições.

VENTILADORES LIGADOS			
Real		Teórico	
4	77,16%	4	9,38%
3	20,99%	3	17,90%
2	1,85%	2	42,35%
1	1,11%	1	30,37%
0	0,00%	0	0,00%

Assim, para calcular a economia de energia do processo, considera-se a diferença entre a quantidade de ventiladores que estavam de fato operando, pela quantidade prevista pelo modelo, no período de 2022. Para cada ventilador foi considerado uma potência nominal do motor de 220 kW, conforme folha de dados do equipamento. Além disso, considerando que os dados analisados foram coletados de quatro em quatro horas, definiu-se que, entre uma análise e outra, a quantidade de ventiladores que permaneceriam ligados não se alteraria; portanto, para cada ventilador desligado seria possível uma redução de 0,88 MWh.

Por fim, utilizou-se os dados disponíveis pela Câmara de Comercialização de Energia Elétrica – CCEE (2023) para a precificação da energia elétrica. Conforme observado na Figura 4-8, de 2022 até o momento, o preço médio da energia elétrica ficou em 60,19 R\$/MWh nos diferentes estados do Brasil. A variação, quando comparada entre os meses, chegou a passar de + 20 %; no entanto, no total do período pode-se considerar que o preço por MWh não sofreu significativa variação, sendo a média do período uma aproximação razoável para a projeção de ganho do projeto.

O tempo de retorno do projeto foi calculado com base no *payback* simples, que é a razão entre o custo com o investido e o retorno obtido com a implantação do projeto. Para o investimento foi considerado um custo de R\$ 95.000,00 por inversor de frequência e um percentual de 10 % em cima deste valor para gastos com instalação. Por fim, considerou-se a possibilidade de comprar inversores para todas as células à apenas uma célula, com o intuito de verificar qual o melhor cenário disponível.

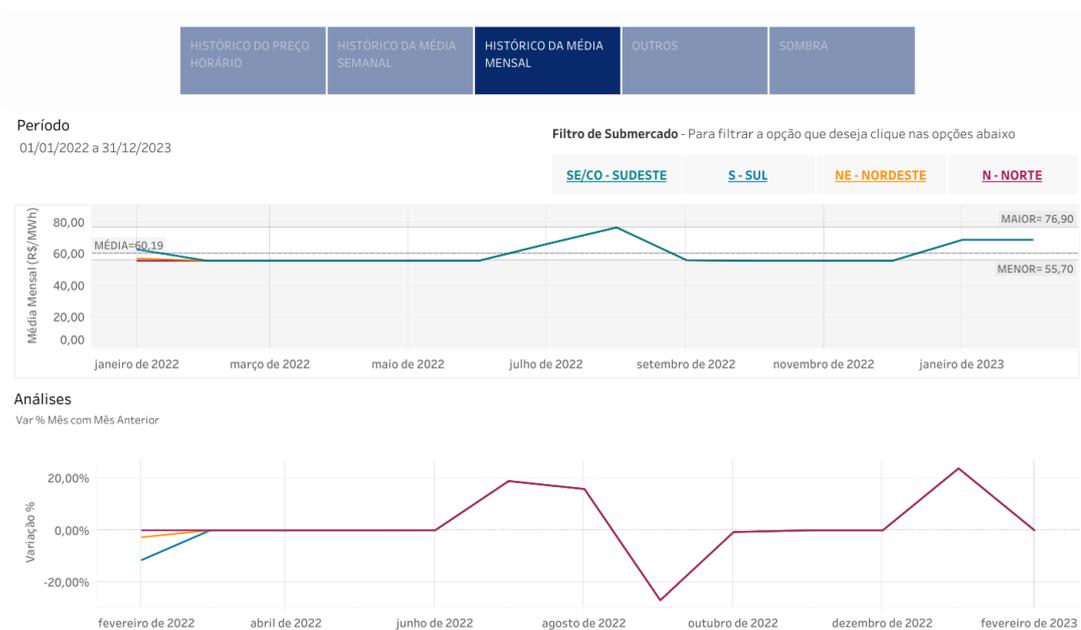


Figura 4-8: Painel de preços da média mensal do preço do MWh e sua variação de 2022 a 2023 (Fonte: CCEE, 2023).

Vale ressaltar que o potencial do projeto leva apenas em consideração a quantidade de ventiladores que poderiam estar desligados em 2022 para que a torre de resfriamento entregasse água a uma temperatura de 25 °C; no entanto, impactos negativos no processo podem ser ocasionados, no caso de a temperatura ser inferior a 23 °C, mas que não foram considerados nos ganhos.

Conforme a Tabela 4-5, verificou-se que, apesar de haver uma redução no uso de energia elétrica com o aumento de células controladas pelos inversores, esta não compensa o custo do investimento, por apresentar *payback* superior a três anos. Além disso, a economia energética com quatro ou com três inversores acaba sendo a mesma, pois, como já visto, o modelo não prevê que todos os ventiladores fiquem desligados.

Tabela 4-5: Tempo de retorno do projeto para diferentes cenários.

AQUISIÇÃO DO EQUIPAMENTO	Potencial do Projeto		Investimento	Tempo de Retorno
	MWh	R\$	R\$	Anos
Quatro células	1185,36	R\$ 71.346,82	R\$ 421.520,00	5,9
Três células	1185,36	R\$ 71.346,82	R\$ 316.140,00	4,4
Duas células	1031,36	R\$ 62.077,56	R\$ 210.760,00	3,4
Uma célula	742,72	R\$ 44.704,32	R\$ 105.380,00	2,4

Assim, para atender aos requisitos da empresa em obter um *payback* em até três anos, o projeto de redução de consumo energético da torre de resfriamento seria aprovado perante a aquisição de apenas um inversor de frequência para controle da vazão de ar do sistema.

5 Conclusões e Trabalhos Futuros

A busca por projetos que visem a melhoria da eficiência energética da fábrica mostra-se essencial para a melhoria constante do processo, para a redução de custos, para o aumento de competitividade dos produtos, para a redução de gases do efeito estufa e para a busca por métodos mais sustentáveis. Nesta perspectiva, o trabalho realizado mostrou-se como uma iniciativa de, mais do que se adequar a um requisito previsto pela norma ISO 50001, mas também de promover uma alternativa para a redução do consumo de energia elétrica da empresa.

Para tanto, foi estudado a viabilidade da inserção de inversores de frequência nos quatro ventiladores de uma torre de resfriamento. Esses inversores de frequência estariam atrelados a temperatura da água na saída da torre e, dependendo da diferença entre a temperatura demandada pela fábrica e a temperatura entregue pela torre, variaria a velocidade do motor do ventilador. No entanto, por política da empresa, tornou-se necessário realizar um estudo de viabilidade econômica para a compra e a instalação dos inversores e, este, foi feito tendo como base o ano de 2022.

Tratando-se de uma torre de resfriamento, a obtenção de modelos se deve a partir de testes reais e correlações empíricas. Assim, utilizou-se dados históricos do processo para obter um modelo simplificado para a torre estudada.

Conforme apresentado pelos resultados, apesar ter apresentado um desvio significativo em um dos parâmetros de ajuste para a caracterização da torre, o modelo simplificado apontou uma aproximação satisfatória para a temperatura de saída da água, frente ao valor real dos dados amostrados. Assim, foi possível utilizar o modelo para calcular a vazão de ar necessária e, conseqüentemente, a quantidade de ventiladores que deveriam estar ligados quando a temperatura de água na saída da torre foi inferior a 25 °C no ano de 2022.

De posse desses dados, estimou-se a economia de energia elétrica do projeto e verificou-se a viabilidade para compra e instalação de um inversor de frequência na torre estudada, visto que, neste caso, o *payback* do projeto seria em dois anos e cinco meses. No entanto, destaca-se que se fossem atrelados ganhos referentes aos impactos negativos ao processo quando a temperatura de saída da água ficasse abaixo do seu limite inferior, a aquisição do equipamento em duas células poderia se tornar viável. Isto por que, no estudo, o retorno do investimento para este caso ficou em três anos e cinco meses.

Assim, como trabalhos futuros, sugere-se o mapeamento dos processos impactados, bem como a quantificação monetária vinculada, quando a temperatura da água da torre é disponibilizada para as áreas consumidoras com valores abaixo de 23 °C. A fim de verificar a viabilidade de adquirir outro inversor de frequência e aumentar a eficiência energética do processo.

Ainda, destaca-se a possibilidade de aplicar a mesma metodologia para as outras três torres de resfriamento da fábrica que também não possuem inversores de frequências nas suas células. Contudo, evidencia-se que o modelo simplificado não pode ser replicado nas demais torres, uma vez que cada torre possui características individuais de construção e de processo.

Por fim, durante a formulação do problema foi possível verificar um potencial, não apenas em termos de eficiência energética, mas também de melhoria de desempenho da torre de resfriamento. Uma vez que em determinados períodos do ano a temperatura da água que sai da torre de resfriamento acaba sendo disponibilizada para as áreas consumidoras em temperaturas superiores às previstas para o bom funcionamento do processo.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR ISO 50001: Sistemas de Gestão de Energia**. 2018

CCEE. **Painel de Preços**. Disponível em: <<https://www.ccee.org.br/web/guest/precos/painel-precos>>. Acesso em: 20 de março de 2023.

CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: Na 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 Tower**. Houston, USA: CTI, 2000.

GREEN, D. W.; SOUTHARD, M. Z. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 9. ed. 2019.

HENSLEY, J. C. **Cooling Tower Fundamentals**. Compiled from the knowledge and experience of the entire SPX Cooling Technologies staff. SPX Cooling Technologies. Inc Overland Park, Kansas USA, 2009.

FOSSA, A. J.; SGARBI, F. A. **Guia para aplicação da norma ABNT NBR ISO 50001 GESTÃO DE ENERGIA**. International Copper Association Brazil. Disponível em: <Guia para aplicação da norma ABNT NBR ISO 50001 – Gestão da energia – ABCobre>. Acesso em: 15 de março de 2023.

JUNIOR, R. C. L. **Modelagem fenomenológica do desempenho de torres de resfriamento de água acopladas e estudos de caso**. 2011. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Química.

KERN, D. Q. **Processo de transferência de calor**. 1950.

KORETSKY, M. D. **Engineering and Chemical Thermodynamics**. 2003.

MCCABE, W. L.; SMITH, J. C.; HARRIOT, P. **Unit operations of chemical engineering**. 5.ed. 1993.

MELLO, L. C. **Influência de variáveis de processo no desempenho de torre de resfriamento**. 2008. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Química.

OLIVEIRA, V. F. **Diagnóstico de eficiência energética de uma torre de resfriamento de água da Arcelormittal Inox Brasil**. 2010. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

APÊNDICE A

```
import pandas as pd
import os
import sys
import xlswriter
%matplotlib inline
import matplotlib.pyplot as plt
import numpy as np
from scipy.optimize import fsolve
from lmfit import minimize, Parameters, Parameter, report_fit, conf_interval, printfuncs,
conf_interval2d
dados= pd.read_excel("Dados tratados v1.xlsx", sheet_name="CT - SO - Phyton",
index_col=None, na_values=['NA'])
mask = (dados['Umidade'] >= 95) & (dados['Umidade'] <= 100)
dadosUmid = dados[mask]
LG = dadosUmid['L/G']
CT = dadosUmid['CT Analítico']
def fcn1min(params, LG, CT):
    alfa = params['alfa'].value
    beta = params['beta'].value
    CT_model = alfa*(LG**beta)
    return CT - CT_modelo
params = Parameters()
params.add('alfa', value= 0.55)
params.add('beta', value= -0.6)
result = minimize(fcn1min, params, method='leastsq', args=(LG,CT))
CT_model = CT + result.residual
report_fit(params)
alfa=params['alfa'].value
b = params['beta'].value
LG2= np.linspace(0.6,1.8,100)
plt.subplot(2,1,1)
plt.plot(LG,CT,'r*')
plt.xlabel('L/G',fontsize=12)
plt.ylabel('CT',fontsize=12)
plt.plot(LG2,alfa*(LG2**b),'b')
plt.subplot(2,1,2)
plt.plot(LG,result.residual,'r*')
plt.xlabel('L/G',fontsize=12)
plt.ylabel('Resíduo',fontsize=12)
x=np.linspace(0,1,100)
y=np.linspace(0,1.5,100)
plt.subplot(2,1,1)
```

```
plt.plot(CT,CT_model,'r*')  
plt.xlabel('CT_model',fontsize=12)  
plt.ylabel('CT',fontsize=12)  
plt.plot(x,y,'b');  
plt.title('Grafico de espalhamento');
```

APÊNDICE B

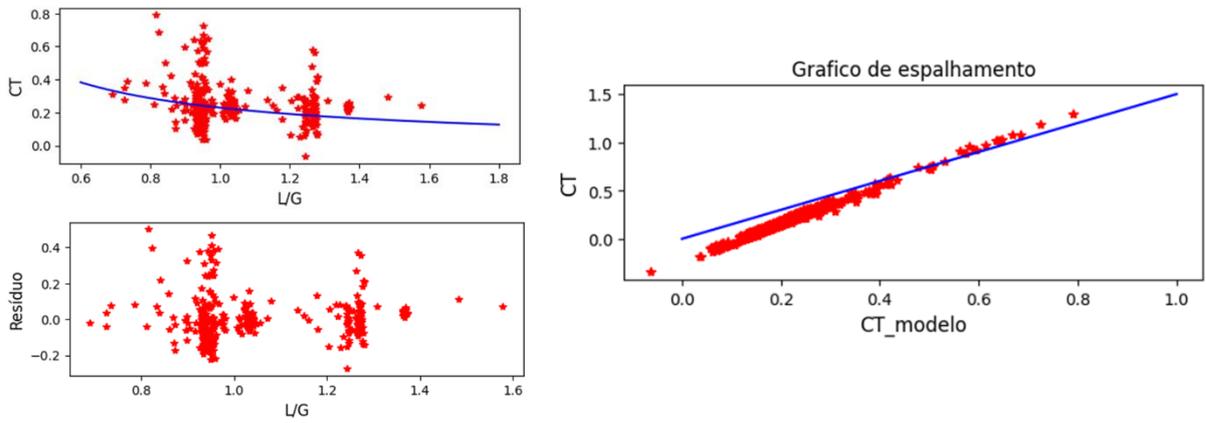


Figura B-1: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 95 e 100 %.

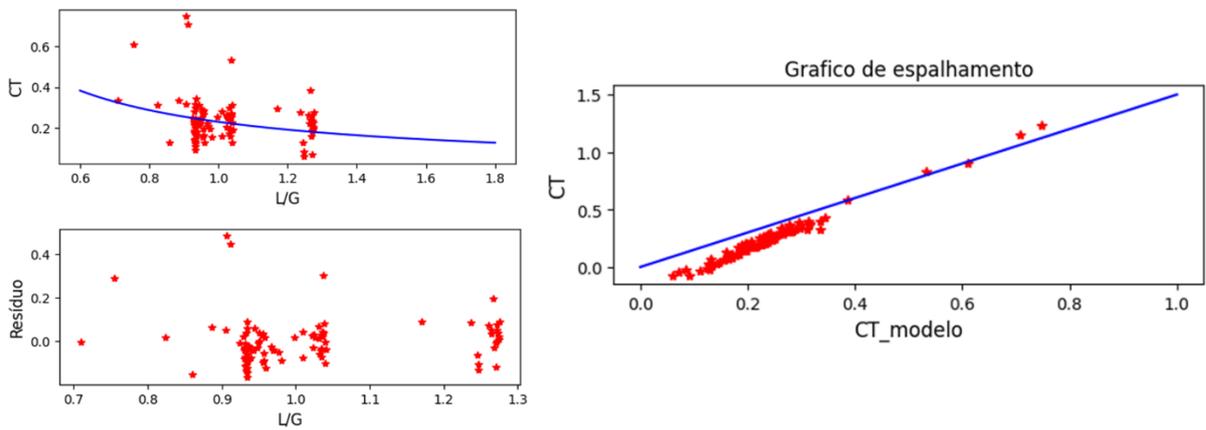


Figura B-2: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 90 e 95 %.

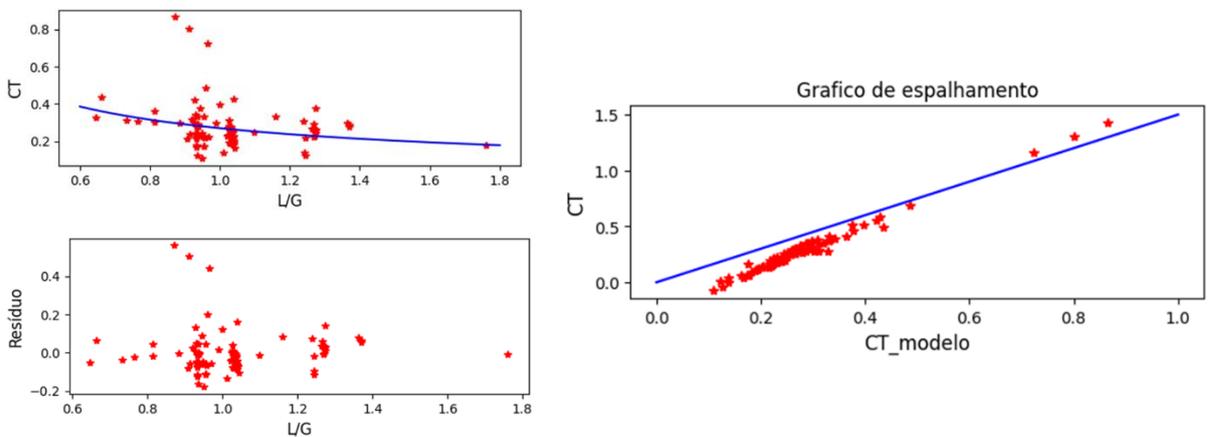


Figura B-3: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 85 e 90 %.

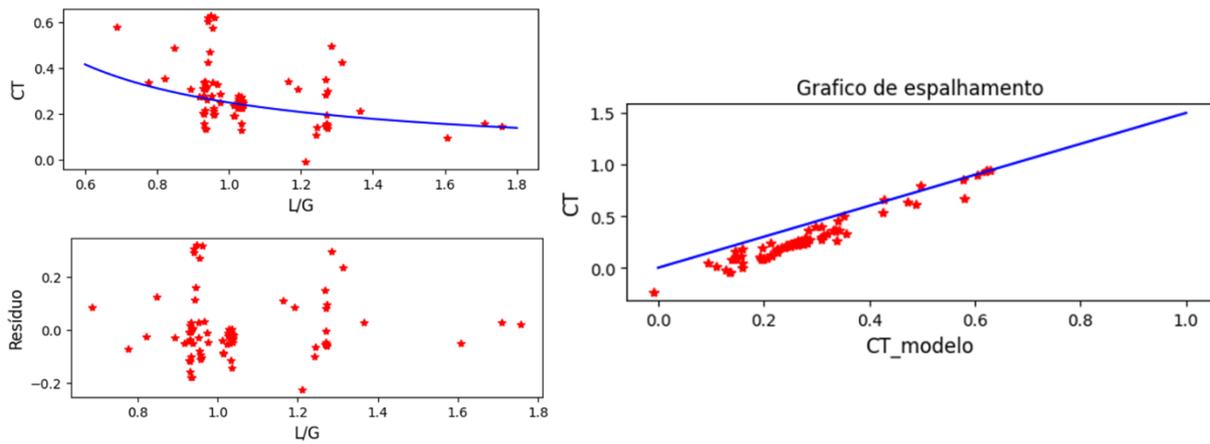


Figura B-4: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 80 e 85 %.

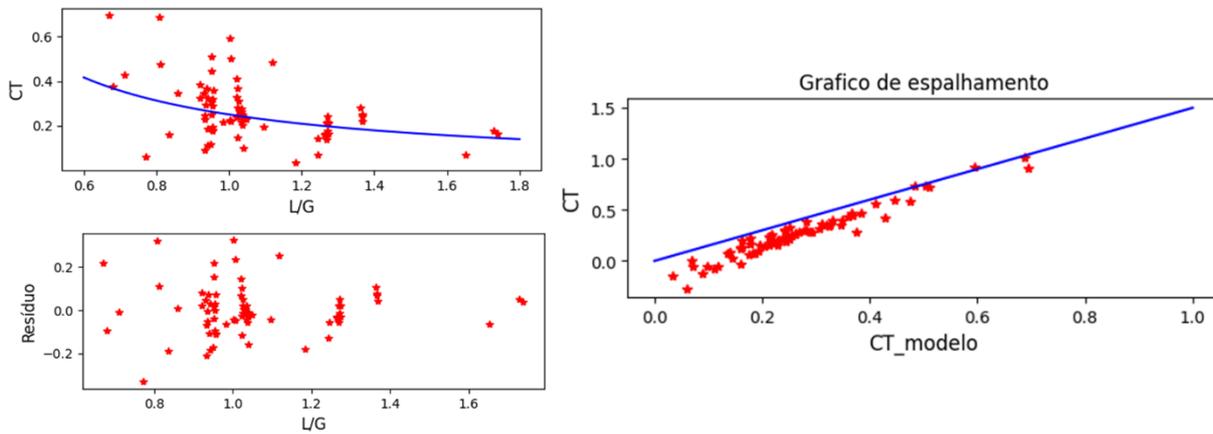


Figura B-5: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 75 e 80 %.

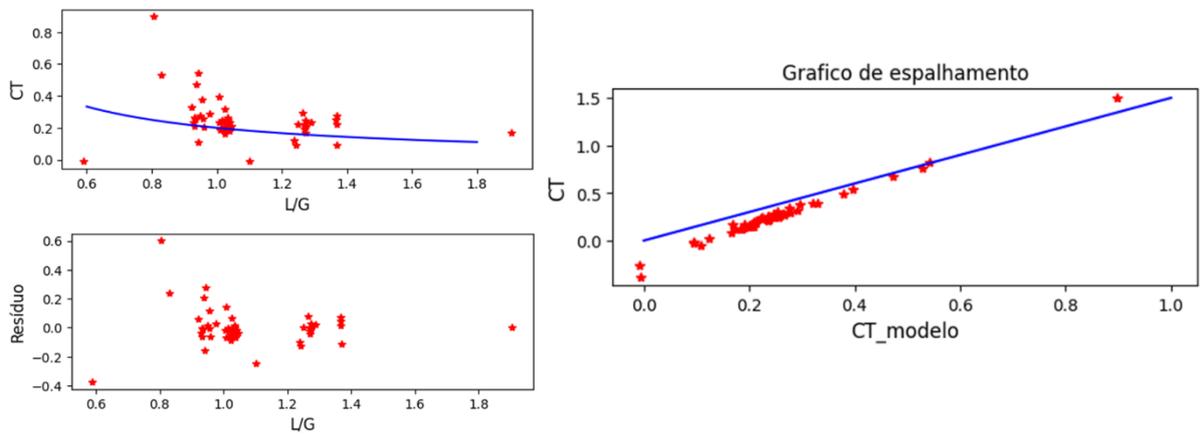


Figura B-6: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 65 e 70 %.

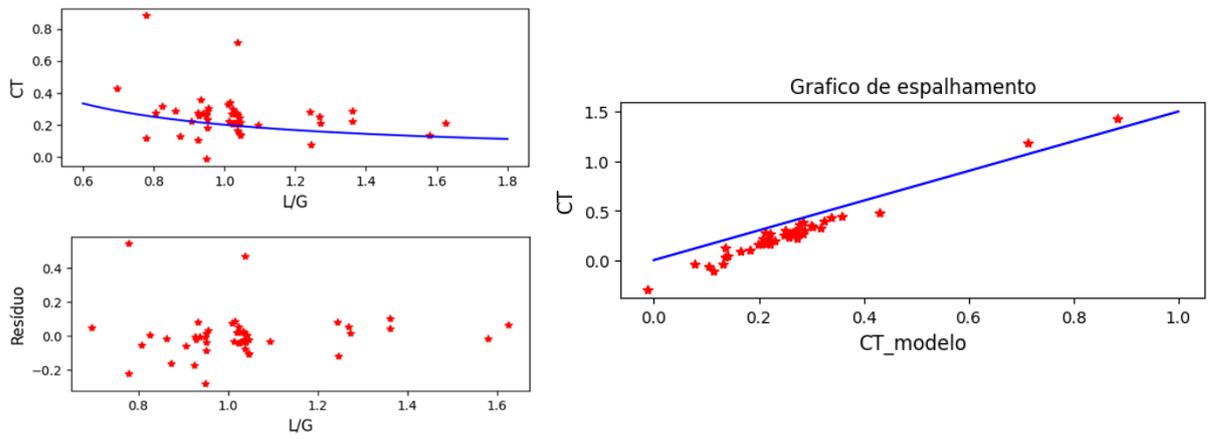


Figura B-7: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 60 e 65 %.

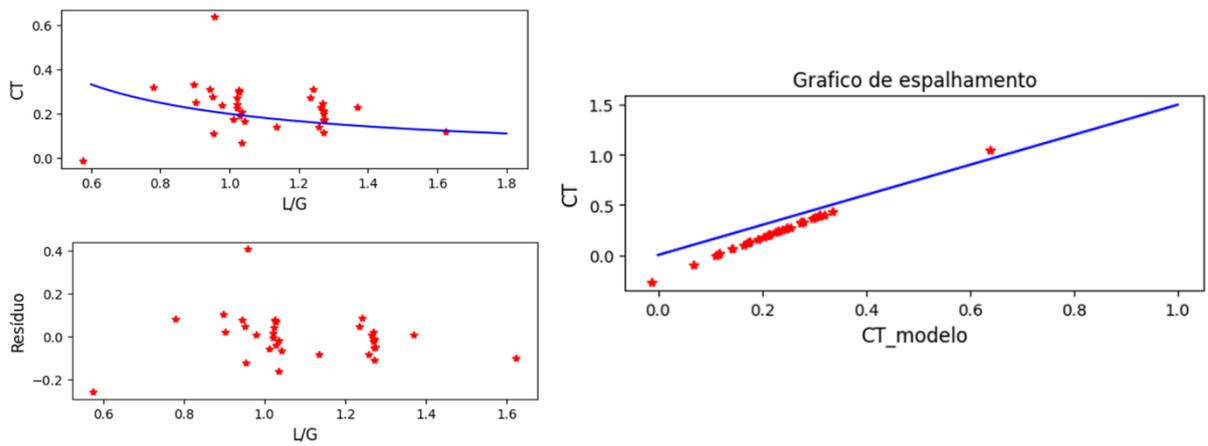


Figura B-8: Ajuste de dados para umidade relativa do ar entre 55 e 60 %.