

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

Avaliação do desempenho de uma torre de resfriamento industrial

Autor: Cauê Freytag

Orientadora: Prof.^a Dr.^a Débora Jung Luvizetto Faccin

Porto Alegre

2018

Cauê Freytag

Avaliação do desempenho de uma torre de resfriamento industrial

Trabalho de conclusão de curso para
obtenção do título de Engenheiro Químico
pela Universidade Federal do Rio Grande do
Sul

Orientadora: Prof.^a Dr.^a Débora Jung
Luvizetto Faccin

Porto Alegre
2018

Trabalho de Conclusão de Curso
Avaliação do desempenho de uma torre de resfriamento industrial

Cauê Freytag

Aprovado em: __/__/____

Débora Jung Luvizetto Faccin (Orient.)
Doutora em Engenharia Química
DEQUI/UFRGS

Evandro Steffani
Doutor em Engenharia Química
DEQUI/UFRGS

Pedro Juarez Melo
Doutor em Engenharia de Minas,
Metalúrgica e de Materiais
DEQUI/UFRGS

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família, por todo o apoio que sempre me deram.

À minha orientadora, Prof.^a Débora Faccin, por todo o aprendizado proporcionado durante o curso e principalmente pela dedicação e empolgação durante o TCC.

À minha educadora e colega, Eng.^a Graziela Finger, que me deu todas as condições necessárias para a realização do presente trabalho.

E agradeço também a todos os meus colegas da UFRGS por todo o suporte ao longo do curso, tanto na parte acadêmica como na vida fora da universidade.

RESUMO

Torres de resfriamento estão entre os equipamentos mais comuns da indústria química, sendo essenciais para grande parte dos processos produtivos. Uma torre que não foi bem projetada, ou que não recebe manutenção, pode ter sua eficácia deteriorada, impactando em um maior consumo de utilidades ou mesmo em uma diminuição da capacidade produtiva do processo.

O presente trabalho tem por objetivo avaliar uma torre de resfriamento industrial, bem como suas células individuais, a fim de verificar se há necessidade de manutenção nos seus internos, além de identificar os possíveis causadores de perdas na sua capacidade de resfriamento.

Para realizar esse estudo foram feitas análises com base em dados históricos de operação da torre em questão, análises visuais externas e internas na torre, além do cálculo do coeficiente global volumétrico de transferência de calor e massa ($K_G \cdot a$) e da capacidade de cada célula a partir de testes realizados em campo.

A partir desse trabalho foi possível mensurar o estado em que a torre se encontra, bem como identificar a célula com maior necessidade de alguma ação corretiva, e onde essa ação seria mais eficaz. Além disso, essa avaliação realizada também poderá ser usada para futuras comparações a fim de se determinar o real resultado de intervenções que venham a ser feitas na torre com o intuito de reestabelecer seu total potencial de resfriamento.

Palavras-chaves: Torre de Resfriamento. Avaliação. Capacidade. Coeficiente Global volumétrico de Transferência de Calor e Massa.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Volume de controle de uma torre de resfriamento genérica	5
Figura 2 – Circuito da água de resfriamento da torre analisada	10
Figura 3 - Extrato da planilha feita no Excel para avaliação dos dados históricos	11
Figura 4 – Comparativo do <i>range</i> da torre de resfriamento com a temperatura de bulbo úmido.....	18
Figura 5 - <i>Range</i> x Carga térmica calculada pela vazão de água e variação da temperatura (a) e pelo calor de reação gerado (b).....	19
Figura 6 - <i>Range</i> x Produção industrial	20
Figura 7 - Comparativo da eficiência da torre de resfriamento com a temperatura de bulbo úmido.....	21
Figura 8 - Eficiência x Carga térmica calculada pela vazão de água e variação da temperatura (a) e pelo calor de reação gerado (b)	21
Figura 9 - Eficiência x Produção industrial	22
Figura 10 - Comparativo da eficiência da torre e da temperatura da água de suprimento com o projeto	23
Figura 11 - Curva de projeto e experimental para diferentes cargas térmicas (calculadas pelo calor de reação).....	23
Figura 12 - Curva de projeto e experimental para diferentes cargas térmicas (calculadas pela variação de temperatura na vazão de água medida)	24
Figura 13 - Curva de projeto e experimental para diferentes <i>ranges</i>	25
Figura 14 - Ramais de recebimento de água de retorno bloqueando as entradas de ar	26
Figura 15 - Filtro instalado em frente à entrada de ar da célula A	26
Figura 16 - Visíveis caminhos preferenciais na saída da torre de resfriamento	27
Figura 17 - Imagem de termovisor da saída da torre, evidenciando a diferença nas temperaturas	27
Figura 18 - Diferentes distribuições na vazão de água resfriada dentro de uma mesma célula	27
Figura 19 - Ausência (em vermelho) e danos (em amarelo) nos bicos distribuidores	28
Figura 20 - Quebra (à esquerda) e entupimento (à direita) de bicos distribuidores	28
Figura 21 - Fluxo de água refrigerada sem distribuição, devido quebra de bicos	29
Figura 22 - Forte presença de algas sobre o eliminador de gotas	29
Figura 23 - Resultados de $K_G a$ para o melhor caso (a), pior caso (b) e caso mais representativo (c).....	31
Figura 24 - Médias de $K_G a$ calculadas para cada célula	31
Figura 25 - Resultados de capacidade para o melhor caso (a), pior caso (b) e caso mais representativo (c).....	32
Figura 26 - Médias de capacidades calculadas para cada célula	32
Figura 27 - Comparação da capacidade frente a temperatura de suprimento média.....	33

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resultados da análise de campo para a célula A	30
Tabela 2 - Resultados da análise de campo para a célula B	30
Tabela 3 - Resultados da análise de campo para a célula C	30

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASME	American Society of Mechanical Engineers
CTI	Cooling Technology Institute

LISTA DE SÍMBOLOS

Calor reação 1	Calor de reação do produto da Planta industrial 1	[J/kg]
Calor reação 2	Calor de reação do produto da Planta industrial 2	[J/kg]
C_L	Calor específico da água	[J/kg°C]
C_p	Calor específico em pressão constante	[J/kg°C]
$C_{p,ar}$	Calor específico do ar em pressão constante	[J/kg°C]
$C_{p,s}$	Calor específico do vapor em pressão constante	[J/kg°C]
CW	Água de resfriamento	
CWR	Água de resfriamento quente ou água de resfriamento de retorno	
CWS	Água de resfriamento fria ou água de resfriamento de suprimento	
F_1	Vazão de água de resfriamento para a Planta industrial 1	[kg/s]
F_2	Vazão de água de resfriamento para a Planta industrial 2	[kg/s]
$F_{CW,Ex1}$	Vazão de água de resfriamento para a extrusão da Planta industrial 1	[kg/s]
$F_{CW,Ex2}$	Vazão de água de resfriamento para a extrusão da Planta industrial 2	[kg/s]
G'	Fluxo de ar seco	[kg/m ² s]
H_{ar}^*	Entalpia específica do ar na interface ar-líquido	[J/kg]
H_{ar}	Entalpia específica do ar	[J/kg]
$H_{ar,1}$	Entalpia específica do ar na entrada da torre de resfriamento	[J/kg]
$H_{ar,2}$	Entalpia específica do ar na saída da torre de resfriamento	[J/kg]
H_{cw}	Entalpia específica da água de resfriamento	[J/kg]
$K_G \cdot a$	Coeficiente global volumétrico de transferência de calor e massa	[kg/m ³ s]
L'	Fluxo de água	[kg/m ² s]

m	Massa	[kg]
Pot _{ex.med.}	Potência do exaustor medida	[W]
Pot _{ex.Proj.}	Potência do exaustor pelo projeto	[W]
Prod1	Produção da Planta industrial 1	[kg/s]
Prod2	Produção da Planta industrial 2	[kg/s]
Q	Calor	[J]
R ²	Coeficiente de determinação	
T	Temperatura	[°C]
T _{ar}	Temperatura do ar	[°C]
T _{ar,1}	Temperatura do ar na entrada da torre de resfriamento	[°C]
T _{ar,2}	Temperatura do ar na saída da torre de resfriamento	[°C]
T _{bu}	Temperatura de bulbo úmido	[°C]
T _{CW}	Temperatura da água de resfriamento	[°C]
T _{CWR}	Temperatura da água de resfriamento de retorno	[°C]
T _{CWR1}	Temperatura da água de retorno da Planta industrial 1	[°C]
T _{CWR2}	Temperatura da água de retorno da Planta industrial 2	[°C]
T _{CWR.Ex1}	Temperatura da água de retorno na saída da extrusão da Planta industrial 1	[°C]
T _{CWR.Ex2}	Temperatura da água de retorno na saída da extrusão da Planta industrial 2	[°C]
T _{CWS}	Temperatura da água de resfriamento de suprimento	[°C]
T _{CWS.Ex1}	Temperatura da água de suprimento na entrada da extrusão da Planta industrial 1	[°C]
T _{CWS.Ex2}	Temperatura da água de suprimento na entrada da extrusão da Planta industrial 2	[°C]
W	Umidade absoluta do ar	[kg de vapor/kg de ar seco]
z	Altura do recheio da torre de resfriamento	[m]

Letras gregas

η

Eficiência

λ

Calor latente de vaporização da água

[J/kg]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
2.1 O PROCESSO TECNOLÓGICO E SUA TERMINOLOGIA	2
2.2 BALANÇO DE ENERGIA EM UMA TORRE DE RESFRIAMENTO OPERANDO EM CONTRACORRENTE.....	4
2.3 CONCEITO DE CAPABILIDADE	7
2.4 VAZÃO DE AR	9
3 ESTUDO DE CASO	10
3.1 DESCRIÇÃO DA UNIDADE.....	10
3.2 ANÁLISE DOS DADOS HISTÓRICOS	11
3.3 ANÁLISE VISUAL.....	14
3.4 ANÁLISE DE CAMPO.....	15
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	18
4.1 ANÁLISE DE DADOS HISTÓRICOS	18
4.2 ANÁLISE VISUAL.....	25
4.3 ANÁLISE EM CAMPO DA PERFORMANCE DA TORRE	29
5 CONCLUSÃO	34
REFERÊNCIAS	35

1 INTRODUÇÃO

O resfriamento de água industrial através de processo evaporativo é a operação unitária mais importante da indústria química no tocante à remoção de calor, levando-se em conta que é o processo mais empregado para este fim, principalmente para vazões elevadas. Os principais motivos para esse grande emprego do método estão na sua simplicidade, custo, capacidade, facilidade de manutenção da qualidade da água e minimização do consumo de água potável e geração de resíduos químicos, uma vez que se trata de um circuito semi-aberto, sendo apenas repostos o volume perdido com evaporação, arraste e purga (GREEN; PERRY, 2008). Uma boa seleção da tecnologia de resfriamento das utilidades pode ser vital para a economia da empresa. Porém, mesmo com uma escolha correta da tecnologia para um determinado processo, a falta de manutenção pode impactar numa elevação de custos, seja com energia elétrica, seja com mais equipamentos ou mesmo com mais fluido de troca térmica (geralmente água). Isso não é saudável nem no aspecto econômico, nem no aspecto ambiental. Assim, com o intuito de avaliar a performance de uma torre de resfriamento industrial, foi realizado o presente trabalho.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- a) calcular parâmetros da torre como *range*, eficiência e *approach*, através da análise e seleção de dados históricos da torre em operação, e também com base na folha de dados do fabricante, e assim, comparar o desempenho atual com o pretendido quando a torre foi projetada;
- b) analisar de forma visual a torre e arredores para identificar possíveis causas prejudiciais à troca térmica promovida pelo equipamento;
- c) medir parâmetros em campo, a fim de calcular a capacidade e o coeficiente global volumétrico de transferência de calor e massa ($K_G a$) de cada célula, possibilitando a avaliação do estado individual das mesmas.

Com esse trabalho, espera-se levantar dados de operação da torre de resfriamento analisada e assim, contribuir para o entendimento da necessidade ou não de realização de ações corretivas, bem como quantificar seu desempenho atual, de forma a criar um padrão a ser consultado após possíveis intervenções no equipamento.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 O PROCESSO TECNOLÓGICO E SUA TERMINOLOGIA

A remoção de calor proporcionada por torres de resfriamento se baseia na exposição da superfície da água a ser resfriada ao ar não saturado, de forma que possibilite a troca simultânea de calor e massa entre as duas partes. Em condições adequadas, o calor trocado durante a operação é majoritariamente latente, isso é, cerca de 80% da troca térmica se dá devido a evaporação de uma pequena porção de água, enquanto apenas 20% é devido ao calor sensível em função da diferença de temperatura entre ar e água (GREEN; PERRY, 2008). Dentre as tecnologias de resfriamento evaporativo, a mais largamente utilizada é a torre de resfriamento.

Dentre os tipos de torre empregados industrialmente, destacam-se as de tiragem mecânica de ar. Estas são denominadas como de tiragem forçada, quando se utiliza de um soprador na base da torre para forçar o ar para o topo e de tiragem induzida, mais comumente empregada, quando utiliza um exaustor no topo da torre. Apesar de torres de tiragem forçada apresentarem vantagem devido ao acesso facilitado ao ventilador para manutenções e reparos, esta condição pode apresentar diminuição na eficiência da torre devido a altas taxas de recirculação de ar úmido. Nas torres de tiragem induzida, a operação da torre pode se dar em contracorrente ou corrente cruzada. No primeiro caso o ar entra pelo fundo, permitindo o contato do ar mais frio e mais seco com a água mais fria e, à medida que o ar avança para o topo da torre, vai se umidificando. Esta configuração apresenta boa eficiência do ponto de vista termodinâmico, contudo limita a vazão máxima de ar por conta da perda de carga elevada. Já as torres com corrente cruzada têm a entrada de ar pelas laterais ao longo de todo o recheio, permitindo que se alcance maior vazão de ar, e assim permite aumentar a capacidade de resfriamento, porém, para isto, necessita um maior consumo de energia por parte dos exaustores.

Diversos aspectos estão relacionados com os processos de troca térmica por meio de torres de resfriamento. A seguir, serão listados os principais termos empregados nas análises e caracterizações de torres de resfriamento, bem como suas definições e importância:

- a) água de resfriamento fria ou de suprimento (CWS) – é a água na saída da torre de resfriamento, após passar pelo processo de troca térmica e estar pronta para suprir o processo industrial;
- b) água de resfriamento quente ou de retorno (CWR) – água que está entrando na torre, ainda não resfriada. Trata-se da água de suprimento, que sofreu aquecimento após remover calor do processo industrial;
- c) temperatura de bulbo úmido (T_{bu}) – temperatura medida quando o bulbo de um termômetro fica em contato com uma superfície molhada, de forma que, de acordo com a umidade do ar e sua capacidade de absorver mais água, uma quantidade de água irá evaporar, removendo calor do meio e fazendo com que a temperatura caia para valores inferiores à temperatura ambiente. Esse valor é útil para se determinar o grau de saturação do ar, isto é, a umidade presente no mesmo em relação à umidade de saturação, quando em conjunto com a medição da temperatura de bulbo seco. Além disso, é a menor temperatura possível que um resfriamento proporcionado por uma torre de resfriamento pode atingir.
- d) *approach* – diferença entre a temperatura de água resfriada (saída da torre) e temperatura de bulbo úmido do ar na entrada da torre (Equação 1). O *approach* depende do projeto da torre. Os fatores que mais influenciam nessa variável são o tempo de contato entre a água e o ar, área superficial do recheio e a quebra da corrente líquida em gotículas. Geralmente esse valor supera 5 °F (2,8 °C) (GREEN; PERRY, 2008).

$$Approach = T_{CWS} - T_{bu} \quad (1)$$

- e) *range* – diferença entre a temperatura da água na entrada e na saída da torre de resfriamento. Representada matematicamente pela Equação 2.

$$Range = T_{CWR} - T_{CWS} \quad (2)$$

- f) capacidade – percentual de água que a torre pode resfriar até a temperatura de água resfriada de projeto quando a temperatura de bulbo úmido, o *range*, a vazão de água e a potência dos motores dos exaustores das células da torre estão nos seus valores de projeto. É uma maneira de medir o desempenho térmico de uma torre de resfriamento. O cálculo é realizado utilizando-se a Equação 3.

$$Capabilidade = \frac{\text{Unidades de capacidade disponíveis}}{\text{Unidades de capacidade requeridas}} \quad (3)$$

A forma de obtenção das unidades de capacidade utilizadas no cálculo será tratada na seção 2.4.

- g) *rating* – representa a área plana da torre (em ft²) requerida para resfriar 1 gpm de água com 10 °F de *range* e 10 °F de *approach* em uma temperatura de bulbo úmido de 70 °F (MCKETTA, 1997). Um *rating* maior que 1 representa uma condição mais difícil de resfriamento, necessitando uma área maior de torre para tal feito. Em outras palavras, representa a dificuldade relativa para o resfriamento da água nas condições dadas.
- h) eficiência (η) – outra forma de medir o desempenho de uma torre de resfriamento. Se trata da razão entre a taxa de calor transferido e a máxima taxa de calor que poderia ser transferida caso a torre tivesse área infinita, isto é, caso a temperatura da água resfriada atingisse a temperatura de bulbo úmido do ar de entrada da torre. Matematicamente, a eficiência pode ser descrita conforme a Equação 4.

$$\eta = \left(\frac{T_{cwr} - T_{cws}}{T_{cwr} - T_{bu}} \right) \quad (4)$$

- i) carga térmica – calor dissipado pela torre de resfriamento em um determinado tempo. A carga térmica é determinada pelo processo no qual a torre está inserida, sendo a mesma projetada para atender essa demanda.

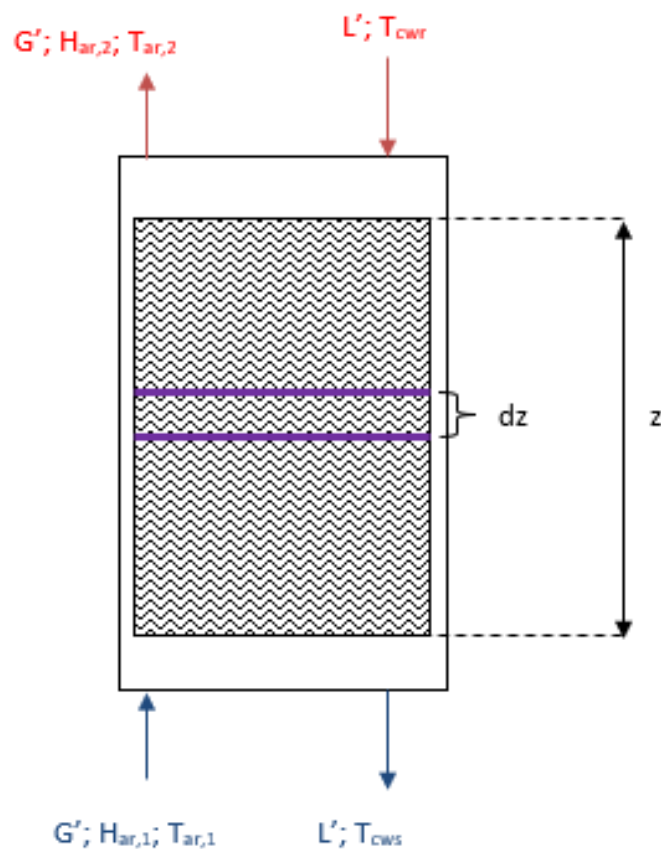
2.2 BALANÇO DE ENERGIA EM UMA TORRE DE RESFRIAMENTO OPERANDO EM CONTRACORRENTE

A fim de realizar o equacionamento do balanço energético para uma torre de resfriamento operando em contracorrente, considera-se um volume de controle com diferencial de altura dz , ilustrado na Figura 1. Para que o equacionamento seja simplificado, porém coerente com a realidade, é necessário partir-se das seguintes premissas:

- a) o escoamento é uniforme ao longo do recheio, tanto para a fase gás, quanto para a fase líquida, isto é, não possui caminhos preferenciais. Além disso, o escoamento é turbulento, uma vez que são fluidos pouco viscosos em alta velocidade, de forma que exista pouca variação nas suas propriedades em uma seção transversal. Isso implica dizer que a área de troca térmica é igual a área de troca mássica;

- b) a água de reposição (que repõem as perdas por evaporação, arraste e purga) varia muito pouco em relação à água em circulação (entre 1-2%) (CHERMISINOFF; CHERMISINOFF, 1981), tendo ela a mesma vazão da água perdida pelo sistema e podendo ser desprezada para fins de simplificação no equacionamento do volume de controle;
- c) a variação do calor específico do ar úmido e do ar seco, bem como o da água, pode ser ignorada na faixa de temperatura de operação da torre.

Figura 1 – Volume de controle de uma torre de resfriamento genérica



Fonte: Própria (2018)

Seguindo as premissas descritas, pode-se desenvolver o balanço energético conforme descrito por Harriott, McCabe e Smith (2005).

No volume de controle, o balanço de energia envolvendo as duas fases (gás e líquido) pode ser representado conforme a Equação 5. Assim, observa-se que o calor cedido por uma das fases é o mesmo calor absorvido pela outra, não sendo consideradas perdas para fatores exteriores.

$$d(G' * H_{ar}) = d(L' * H_{cw}) \quad (5)$$

Sendo G' e L' os fluxos de ar seco e de água, respectivamente, enquanto que H_{ar} e H_{cw} são as entalpias específicas do ar e da água. O fluxo de gás está expresso em base seca, portanto é constante ao longo do volume de controle. Da mesma forma, o fluxo de líquido também pode ser considerado constante, devido à premissa de que a fração de água evaporada e perdida é muito pequena frente à vazão de líquido total, embora essa pequena evaporação em termos energéticos seja muito importante, já que é responsável por grande parte da remoção de calor. Além disso, a variação na entalpia da água pode ser expressa pelo seu calor específico, representado por C_L , multiplicado pela diferencial de temperatura (dT_{cw}). Sendo assim, a Equação 5 pode ser reescrita e expressa como mostrado na Equação 6:

$$G' * dH_{ar} = L' * C_L * dT_{cw} \quad (6)$$

Conforme Burger (1991), a diferença de entalpia entre o ar no interior da fase gás e o ar na interface ar-líquido (H_{ar}^*) funciona como força motriz fictícia para o transporte de massa, de forma que o balanço pode ser equacionado por meio de um coeficiente global volumétrico de transferência de calor e massa chamado de $K_G \cdot a$. Isto porque, por hipótese, o ar na interface encontra-se saturado. Dessa forma, o equacionamento para a fase gás pode ser representado pela Equação 7.

$$G' * dH_{ar} = K_G \cdot a * (H_{ar}^* - H_{ar}) * dz \quad (7)$$

Quando substituída a Equação 7 na 6 obtém-se a Equação 8:

$$K_G \cdot a * (H_{ar}^* - H_{ar}) * dz = L' * C_L * dT_{cw} \quad (8)$$

Que integrada, considerando o coeficiente global volumétrico de transferência de massa constante, resulta na Equação 9:

$$z = \frac{1}{K_G \cdot a} * \int_{T_{cwr}}^{T_{cws}} \frac{L' * C_L}{(H_{ar}^* - H_{ar})} * dT_{cw} \quad (9)$$

Além disso, conforme as premissas estipuladas anteriormente, a vazão de água e seu calor específico são constantes, chegando-se na Equação 10.

$$\int_{T_{cwr}}^{T_{cws}} \frac{dT_{cw}}{(H_{ar}^* - H_{ar})} = \frac{z * K_G \cdot a}{L' * C_L} \quad (10)$$

Para calcular a entalpia do ar na interface utilizou-se a Equação 11, que pode ser obtida através de dados experimentais e representa a entalpia específica de saturação adiabática, sendo válida para uma faixa de temperaturas entre 15 e 50 °C (FOUST et al., 1982). Como torres de resfriamento não empregam temperaturas muito críticas, a equação pode ser utilizada para auxílio no cálculo do coeficiente global volumétrico de transferência de calor e massa. Na Equação 11 a temperatura é

expressa em [°C] e a entalpia em [J/kg]. Considera-se que a resistência à transferência de calor na água seja muito pequena e, portanto, pode ser desprezada. Dessa forma, $T_{ar} = T_{cw}$.

$$H_{ar}^* = 155,52 * T_{ar}^2 - 3693,1 * T_{ar} + 69345 \quad (11)$$

A entalpia do ar no ponto de entrada da torre e em um ponto qualquer podem ser calculadas por meio das Equações 12 e 13.

$$H_{ar,1} = C_{p,ar} * T_{ar,1} + W * (\lambda + C_{p,s} * T_{ar,1}) \quad (12)$$

$$H_{ar} = \left[\frac{L' * C_L * (T_{cwr} - T_{cw})}{G'} \right] + H_{ar,1} \quad (13)$$

Onde $C_{p,ar}$ e $C_{p,s}$ são o calor específico do ar e do vapor, respectivamente, a pressão constante, W é a umidade absoluta do ar e λ é o calor latente de vaporização da água.

Assim, substituindo a equação 13 e 11 na Equação 10 e integrando, obtém-se a Equação 14:

$$\frac{z * K_G * a}{L' * C_L} = \int_{T_{cwr}}^{T_{cws}} \frac{dT_{cw}}{69345 - 3693,1 * T_{cw} + 155,52 * T_{cw}^2 - \left[\frac{L' * C_L * (T_{cwr} - T_{cw})}{G'} + H_{ar,1} \right]} \quad (14)$$

A partir desta equação é possível a obtenção do $K_G \cdot a$, parâmetro este útil na avaliação de torres de resfriamento.

2.3 CONCEITO DE CAPABILIDADE

A avaliação da performance térmica de torres de resfriamento na indústria pode ser efetuada pela observação de sua capacidade. Essa avaliação é detalhada nas normas do American Society of Mechanical Engineers (ASME) e pelo Cooling Technology Institute (CTI).

Esse termo se refere à medida da capacidade da torre de resfriamento de suportar a carga térmica aplicada em relação ao seu projeto original. Representa o percentual da vazão de água que a torre é capaz de resfriar nas condições de projeto. O *range* e o *approach* obtidos pela torre estabelecem um grau de capacidade térmica conhecido como *rating* para um volume de água resfriada.

Conforme o CTI, é de suma importância a realização do teste de capacidade em condições estáveis de operação da torre e atmosféricas. Além disso, existem

certas preparações que devem ser tomadas para uma medição mais acurada (HENSLEY, 2009):

- a) o sistema de distribuição de água não pode conter materiais que não constavam no projeto e deve distribuir água uniformemente entre as células;
- b) o recheio deve estar nivelado e livre de materiais estranhos;
- c) eliminadores de gotas devem estar limpos;
- d) respeitar os limites das seguintes variáveis:
 - vazão de água = $\pm 10\%$ do projetado;
 - *range* = $\pm 20\%$ do projeto;
 - carga térmica = $\pm 20\%$ do projeto;
 - temperatura de bulbo úmido = $\pm 10^\circ\text{F}$ do projetado (CTI) ou de $+5^\circ\text{F}$ a -15°F (ASTM);
 - temperatura de bulbo seco = $\pm 20^\circ\text{F}$ do projetado (CTI);
 - velocidade do vento = menor que 16 km/h;
 - potência dos exaustores = $\pm 10\%$ do projetado.

Os testes devem ser conduzidos por durante ao menos 1 hora, para garantir uma estabilidade do sistema e minimizar distorções pontuais que possam ocorrer. Ao final do teste, os dados utilizados são as médias aritméticas dos valores obtidos durante o período.

Para a análise dos dados obtidos, utiliza-se o *rating* – obtido por meio de curvas que relacionam a temperatura de bulbo úmido, o *range* e o *approach* – para se obter as unidades de capacidade requeridas para se chegar nas condições térmicas de projeto, conforme a Equação 15:

$$\text{Unidades de capacidade requeridas} = \text{Vazão} * \text{Rating} \quad (15)$$

Se tratando das unidades de capacidade requeridas para as condições de projeto, a vazão utilizada no cálculo é a vazão de projeto. A mesma equação é válida também para as unidades de capacidade disponíveis no sistema, porém alguns ajustes são necessários para obtenção da vazão. Esses ajustes são devidos às variações na vazão de ar e na potência dos exaustores, não previstos no projeto. A vazão de ar varia proporcionalmente à raiz cúbica da potência dos exaustores, de forma que a equação que melhor representa as unidades de capacidade disponíveis, com base nas vazões obtidas no teste, é a representada pela Equação 16:

$$\text{Unidades de capacidade disponíveis} = \text{Vazão} * \sqrt[3]{\frac{\text{Pot}_{\text{ex.Proj.}}}{\text{Pot}_{\text{ex.med.}}}} * \text{Rating} \quad (16)$$

Onde $Pot_{ex.Proj.}$ refere-se à potência de projeto do exaustor e $Pot_{ex.med.}$ à potência do exaustor medida.

A partir das unidades de capacidade encontradas, calcula-se a capacidade de cada célula utilizando-se da Equação 3.

2.4 VAZÃO DE AR

Para a medição da vazão de ar em torres de resfriamento, existem duas possibilidades mais comuns, que são elas a medição direta, por meio de um anemômetro, ou a medição indireta, através da potência do ventilador. A potência do ventilador, por sua vez, pode ser usada de duas formas: através da curva do equipamento, onde se utiliza a potência e a o ângulo das pás para se determinar a vazão, ou através das relações estabelecidas pelas leis dos ventiladores que estabelecem as influências das variações de determinadas variáveis na operação de ventiladores (KORAL; STAMPER, 1979). No caso, as duas leis importantes para a relação que se deseja estabelecer são expressas nas equações 17 e 18:

$$\frac{\text{Vazão de ar}_2}{\text{Vazão de ar}_1} = \frac{\text{Velocidade angular do ventilador}_2}{\text{Velocidade angular do ventilador}_1} \quad (17)$$

$$\frac{\text{Potência do ventilador}_2}{\text{Potência do ventilador}_1} = \left(\frac{\text{Velocidade angular do ventilador}_2}{\text{Velocidade angular do ventilador}_1} \right)^3 \quad (18)$$

Além disso, segundo Halliday, Resnick e Walker (2008), a potência pode ser calculada pela Equação 19:

$$\text{Potência} = \text{Tensão} * \text{Corrente} \quad (19)$$

Dessa forma, podem-se unir as equações 17, 18 e 19 gerando a relação mostrada pela Equação 20, considerando que a tensão seja fixa.

$$\text{Vazão de ar}_2 = \text{Vazão de ar}_1 * \sqrt[3]{\frac{\text{Corrente}_2}{\text{Corrente}_1}} \quad (20)$$

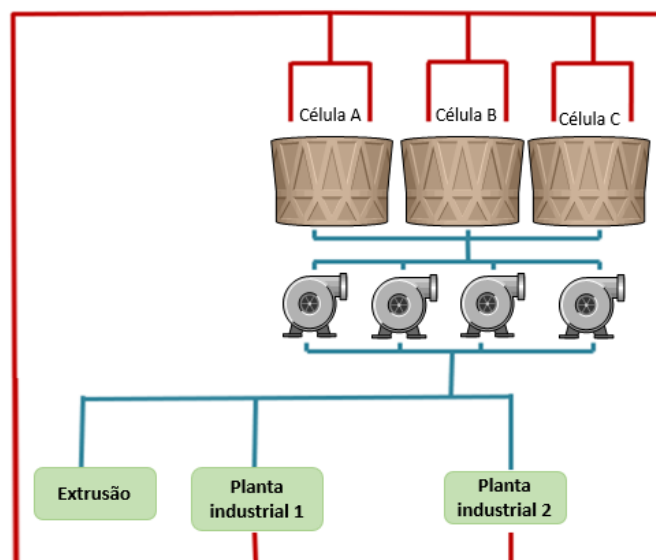
Com isso é possível a medição indireta da nova vazão de ar com base na corrente elétrica medida e nos dados apresentados pelo fornecedor do equipamento como sendo a condição inicial deles. Existem fatores que podem invalidar essa relação entre vazão de ar e corrente, como oscilações na tensão da rede elétrica e escorregamento do motor, porém esses fatores representam alterações muito pequenas no valor calculado, de forma que podem ser simplificados para a expressão da Equação 20 caso se aceite trabalhar com uma pequena margem de erro.

3 ESTUDO DE CASO

3.1 DESCRIÇÃO DA UNIDADE

A torre de resfriamento a ser avaliada é composta por 3 células que juntas são responsáveis pela refrigeração de 2 plantas industriais de produção de diferentes polímeros. A torre funciona com tiragem de ar induzida e em contracorrente. A água é bombeada das torres por 3 bombas, havendo ainda 1 bomba que funciona como reserva das demais. Cada célula recebe a água quente por dois ramais, entregando a água em duas calhas que distribuem a água em seu interior. Sendo assim, a distribuição da água proveniente da torre é feita conforme a Figura 2.

Figura 2 – Circuito da água de resfriamento da torre analisada



Fonte: Própria (2018)

A unidade carece de instrumentação básica, tornando mais complicada a avaliação do sistema. Não existem hoje instrumentos para inferência de vazão operando corretamente nas entradas de cada uma das plantas industriais. Além disso, não há instrumentos para medição de temperatura na entrada da torre, ou na saída de cada uma das células, dificultando a avaliação destas como equipamentos isolados. Os instrumentos responsáveis pela leitura da temperatura ambiente de bulbo seco e úmido também não estão localizados junto a torre, mas sim em outra planta industrial próxima. Porém como a temperatura ambiente não possui grandes

variações, essa causa de erro seria responsável por um desvio muito pequeno em relação aos dados reais e os apresentados nesse trabalho.

3.2 ANÁLISE DOS DADOS HISTÓRICOS

A análise da torre de resfriamento foi feita com base nos dados operacionais da mesma, no cálculo do seu coeficiente global volumétrico de transferência de massa e no cálculo da sua capacidade.

Os dados de operação da torre foram levantados por meio do PI DataLink, suplemento do Excel que permite a visualização em forma de tabela de dados históricos de instrumentos instalados na planta industrial. Essas informações foram resgatadas como valores médios a cada 1 hora, do período de 08/04/17 até 01/06/18. Dessa forma, com um período superior a 1 ano, foi possível uma análise em todas as épocas e estações do ano. Uma parte da tabela gerada e usada como banco de dados para as análises é apresentada na Figura 3.

Figura 3 - Extrato da planilha feita no Excel para avaliação dos dados históricos

	A	AL	AM	AO	AP
7					
8	Desvio Médio	2,9	3,7	0,6	0,0
9	Desvio Padrão	3,6	4,7	0,8	0,1
10	Máximo	26,5	37,2	6,5	1,9
11	Média	18,0	21,1	2,9	0,2
12	Mínimo	3,0	4,7	0,0	0,0
13					
14					
15	Data/Hora	TBU	TBS	Range	Eficiência
3230	20-ago-17 12:00:00	12,86	16,53	2,85	0,18
3231	20-ago-17 13:00:00	12,30	16,64	2,87	0,18
3232	20-ago-17 14:00:00	11,71	17,43	2,88	0,17
3233	20-ago-17 15:00:00	10,40	17,28	2,78	0,15
3234	20-ago-17 16:00:00	10,20	17,10	2,72	0,15
3235	20-ago-17 17:00:00	10,70	16,64	2,75	0,16
3236	20-ago-17 18:00:00	10,17	15,43	2,88	0,16
3237	20-ago-17 19:00:00	9,41	14,10	2,87	0,16
3238	20-ago-17 20:00:00	8,64	12,99	2,77	0,15
3239	20-ago-17 21:00:00	8,14	12,41	2,70	0,14
3240	20-ago-17 22:00:00	7,81	11,90	2,70	0,14
3241	20-ago-17 23:00:00	7,56	12,05	2,86	0,15
3242	21-ago-17 00:00:00	7,63	12,80	2,91	0,15
3243	21-ago-17 01:00:00	7,74	12,57	2,96	0,16
3244	21-ago-17 02:00:00	7,66	12,26	2,38	0,13
3245	21-ago-17 03:00:00	7,91	11,61	2,85	0,16

Fonte: Própria (2018)

Os dados levantados foram os seguintes:

- produção da Planta industrial 1 (Prod1);
- temperatura da CWS;
- temperatura da CWR proveniente da Planta industrial 1 (T_{CWR1});
- produção da Planta industrial 2 (Prod2);
- temperatura da CWR proveniente da Planta industrial 2 (T_{CWR2});
- status de operação (on/off) das bombas;

- g) vazão de CW para a extrusão da Planta industrial 1 ($F_{CW.Ex1}$);
- h) temperatura da CWS na entrada da extrusão da Planta industrial 1 ($T_{CWS.Ex1}$);
- i) temperatura da CWR na saída da extrusão da Planta industrial 1 ($T_{CWR.Ex1}$);
- j) vazão de CW para a extrusão da Planta industrial 2 ($F_{CW.Ex2}$);
- k) temperatura da CWS na entrada da extrusão da Planta industrial 2 ($T_{CWS.Ex2}$);
- l) temperatura da CWR na saída da extrusão da Planta industrial 2 ($F_{CWR.Ex2}$);
- m) temperatura ambiente;
- n) temperatura de bulbo úmido do ar ambiente.

A vazão instantânea de água enviada para cada uma das plantas não foi possível de se obter por falta de instrumentação confiável, de forma que se utilizou um valor fixo com base em medição feita por ultrassom (quando se mediu a vazão de CW para a planta 1 – F_1 – e para a planta 2 – F_2). Apesar de esse valor poder ter variado durante o período, a abertura das válvulas costuma se manter com poucas variações, de forma que, mesmo havendo um erro ao utilizar um valor pontual como sendo verdadeiro durante o todo o período, foi a melhor aproximação com base na instrumentação e recursos disponíveis. Além disso, a vazão total de água circulando no sistema bateu com o valor de projeto do equipamento. Porém, é vista como uma causa de erro para os cálculos.

Com esses dados em mãos, foi possível o cálculo da carga térmica à qual a torre de resfriamento esteve submetida. Para esse cálculo, utilizou-se dois métodos distintos. Para ambos os métodos foram filtrados apenas os dados correspondentes a períodos em que as duas plantas industriais estivessem em operação em conjunto – eliminando assim intervalos em que a água esteve circulando na planta, porém sem de fato resfriar qualquer sistema, ou então apenas sistemas auxiliares. Além disso, filtrou-se apenas períodos em que houve ao menos 3 bombas em operação – eliminando assim momentos que por falha de equipamentos tiveram a vazão de água reduzida, aumentando o erro da medição de CW no sistema, uma vez que a medição feita por ultrassom foi com base na operação de 3 bombas.

O primeiro método, e mais convencional, para o cálculo da carga térmica foi a partir das vazões medidas pelo ultrassom e pelos instrumentos (onde possível) e das temperaturas de entrada e saída nos diferentes processos. Dessa forma, a carga térmica foi obtida por meio da Equação 21:

$$\text{Carga térmica (pelas vazões)} = F_1 * C_L * (T_{CWR1} - T_{CWS}) + F_2 * C_L * (T_{CWR2} - T_{CWS}) + F_{CW.Ex1} * C_L * (T_{CWR.Ex1} - T_{CWS.Ex1}) + F_{CW.Ex2} * C_L * (T_{CWR.Ex2} - T_{CWS.Ex2}) \quad (21)$$

O problema desse método é a utilização de uma vazão fixa para cada planta industrial (F_1 e F_2), quando claramente essa não é a realidade, de forma que existe um erro inerente do método.

O segundo método empregado foi através do calor de reação gerado pela produção da Planta industrial 1 e 2, uma vez que esse calor é removido pela CW. Dessa maneira, a vazão de CW não influiria no resultado, eliminando uma causa de erro. Por esse método, a carga térmica foi calculada como segue na Equação 22:

$$\text{Carga térmica (pelo calor de reação)} = \text{Calor reação 1} * \text{Prod1} + \text{Calor reação 2} * \text{Prod2} + F_{\text{CW.Ex1}} * C_L * (T_{\text{CWR.Ex1}} - T_{\text{CWS.Ex1}}) + F_{\text{CW.Ex2}} * C_L * (T_{\text{CWR.Ex2}} - T_{\text{CWS.Ex2}}) \quad (22)$$

Onde Calor reação 1 e Calor reação 2 são os calores gerados na obtenção dos produtos das plantas 1 e 2 respectivamente, e foram obtidos com base em estudos da empresa. O erro desse método fica por conta do fato de que a CW não é responsável apenas pela remoção do calor proveniente da reação, mas também responsável pelo resfriamento de gases após compressões ou para facilitar sua separação em vasos de flash, por exemplo, além de outros subsistemas.

Também foi levantada a temperatura de chegada da água na torre, isto é, a T_{CWR} . Porém, devido à falta de instrumentação, foi necessária a realização de um balanço de energia. Esse balanço foi feito por meio da Equação 23.

$$Q = m * C_p * \Delta T \quad (23)$$

Como o calor cedido por uma corrente é igual ao recebido por outra (desconsiderando perdas para o ambiente), e o C_p do fluido pode ser retirado da equação, uma vez que se trata do mesmo fluido (água) de ambos os lados da mesma, chegamos à Equação 24 quando substituímos a massa pela vazão mássica das correntes.

$$T_{\text{CWR}} = \frac{F_1 * T_{\text{CWR1}} + F_2 * T_{\text{CWR2}} + F_{\text{CW.Ex1}} * T_{\text{CWR.Ex1}} + F_{\text{CW.Ex2}} * T_{\text{CWR.Ex2}}}{F_1 + F_2 + F_{\text{CW.Ex1}} + F_{\text{CW.Ex2}}} \quad (24)$$

Calculando a T_{CWR} , foi possível a obtenção do *range* e da eficiência da torre em cada momento, conforme as Equações 2 e 4.

Todo o tratamento de dados e cálculos foi feito utilizando o Excel como ferramenta.

Curvas de performance

A fim de avaliar se a torre está operando dentro da curva de especificação do equipamento – uma vez que em caso negativo poder-se-ia recondicionar a torre para as condições originais, com ganho na troca térmica – foi traçada a curva da torre com base nos dados medidos e comparada com a curva original da torre. Entretanto, apesar da curva original ter sido traçada para a mesma vazão que a torre opera atualmente, a carga térmica de projeto é muito superior à carga na qual a torre é submetida, de forma que não existe curva de performance do fornecedor para essas condições de operação. A comparação com a performance original da torre ficou impossibilitada, restando apenas a oportunidade de traçar uma nova curva de operação real com base nas condições atuais.

Como foram usadas duas metodologias para o cálculo da carga térmica, foram estudados dois gráficos diferentes, um para cada metodologia (através do calor de reação e através das vazões e temperaturas medidas). Criou-se uma tabela com todos os dados coletados (médias de hora em hora) de 09/04/2017 à 31/05/18. Esses dados experimentais foram organizados em faixas de carga térmica de 5 em 5 Gcal/h, para que cada uma delas gerasse uma curva que representasse a carga térmica média da faixa em questão. Dados para temperaturas de bulbo úmido inferior a 9 °C foram descartados, uma vez que não é uma condição comum e em função da baixa quantidade de pontos não representava uma condição estável. Após isso os dados foram ordenados em função da T_{bu} e agrupados de forma que cada 20 pontos gerasse um ponto médio no gráfico. Isso foi feito para diminuir o desvio padrão da curva, selecionando-se amostras maiores em um menor número de corridas. As curvas que apresentaram um coeficiente de determinação inferior a 90% ou menos de 20 pontos foram descartadas por não serem representativas, seja por dados insuficientes, seja por excesso de dispersão nos dados. As regressões traçadas foram com base em equações polinomiais de ordem 2, por serem as que apresentaram melhor representatividade dos pontos.

3.3 ANÁLISE VISUAL

A fim de identificar possíveis causas de eventuais perdas de eficiência da torre, foi realizada uma inspeção interna e externa à torre.

Só foi possível ser feita a análise interna em uma das células, que não estava operando na época, de forma que a análise se deu sem prejuízo na produção. Para essa avaliação, foi requisitada a entrada de um profissional terceirizado e habilitado na célula para a realização do registro fotográfico das condições dos internos da mesma. Para a inspeção exterior utilizou-se o auxílio de um termovisor com o intuito de visualizar caminhos preferenciais e diferenças nas temperaturas da água de suprimento em uma mesma célula.

3.4 ANÁLISE DE CAMPO

Foi calculada a capacidade e o coeficiente global volumétrico de transferência de calor e massa de cada célula separadamente, a fim de se avaliar qual apresenta uma melhor condição em relação às outras. Esse dado pode ser útil para melhorar a troca térmica por meio de manobras operacionais, como maior direcionamento de vazão para as células em melhor estado.

Para essas análises serem possíveis, e devido à falta de instrumentação tanto nos exaustores das células como nas temperaturas de saída de cada célula, foi necessária a ida a campo para fazer as medições. Dessa forma, as torres foram acompanhadas durante uma semana (do dia 25/10/18 ao dia 31/10/18).

Nesse acompanhamento, realizaram-se medidas de temperatura de entrada e saída de cada célula por meio de um visor térmico. Na entrada, mediu-se a temperatura dos dois ramais que entregam água para cada célula, utilizando-se a média das duas medições como valor para a CWR. Já na saída, avaliou-se a temperatura do fluxo de água corrente na janela da torre, utilizando-se vários pontos como amostragem. Como houve uma grande diferença na temperatura de acordo com o local da medição, utilizou-se 3 casos para a avaliação: a temperatura mais alta medida na saída da torre (pior condição de resfriamento), a temperatura mais baixa (melhor condição) e uma temperatura intermediária que não representasse um caminho preferencial ou em que a água não estivesse muito dispersa no ar, sendo assim uma tomada mais representativa. Nem a medida na melhor condição nem a medida na pior condição representa a torre, uma vez que a temperatura da CWS será um valor intermediário entre elas, porém podem servir para indicar falhas na distribuição de água dentro da torre. Já as temperaturas medidas no caso intermediário ficaram próximas das temperaturas medidas pelo instrumento na saída

da bacia compartilhada, levando a crer que essa seria uma medição mais próxima da real temperatura de saída de cada célula.

Para as vazões de água de cada célula, foi utilizada a vazão pontual medida pelo ultrassom como sendo uma vazão constante, por falta de instrumentação. Essa é sem dúvida uma causa de erro, uma vez que a medição foi realizada mais de um mês antes dos testes e pode ter variado nesse período.

Também foi levantada a temperatura de bulbo úmido e bulbo seco do ar ambiente no horário dos testes, a fim de, com o auxílio de uma carta psicrométrica, identificar a umidade no momento e, assim, tornar possível o cálculo do $K_G \cdot a$, conforme a Equação 14. Para a resolução da integral presente na Equação 14, foi utilizada a solução analítica apresentada por Bronshtein e Semediaev (1971), e representada aqui pela Equação 25.

$$\int \frac{dX}{aX^2 - bX + c} = \frac{1}{\sqrt{b^2 - 4ac}} \ln \left(\frac{2aX + b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2aX + b + \sqrt{b^2 - 4ac}} \right) \quad (25)$$

Outra medição importante realizada foi a corrente elétrica dos exaustores de cada célula durante o teste. Essa medida é necessária para o cálculo da capacidade, conforme Equação 16, bem como para se observar a vazão de ar provida pelo equipamento, a fim de compará-la com a vazão de projeto por meio da Equação 20. Optou-se por desconsiderar efeitos de escorregamento de motor ou variações na tensão da rede por serem erros pequenos frente à própria variação da corrente elétrica ou da medição por ultrassom da vazão de água. A medição da corrente foi feita pelo responsável pela subestação elétrica da unidade nos momentos dos testes.

Como o teste não seguiu todas as premissas estabelecidas na seção 2.3 – a água não esteve uniformemente distribuída entre as células por falta de instrumentação, os eliminadores de gotas estavam em parte obstruídos, quebrados ou mesmo em falta devido à ausência de manutenção, além das variáveis estarem fora dos limites estabelecidos, por restrições do próprio equipamento – a capacidade calculada pode não ter o significado físico originalmente proposto, porém ainda assim serve como comparação de performance entre as células, uma vez que todas seguiram a mesma metodologia. O mesmo vale para o $K_G \cdot a$, uma vez que o mesmo parte do princípio que a área de troca térmica é igual à área de troca mássica, e essa premissa não pode ser garantida no equipamento devido à presença de caminhos preferenciais e má distribuição da vazão de água no recheio. Assim, o $K_G \cdot a$ calculado

também não é exatamente a constante definida na literatura, mas sim uma variação útil apenas para a comparação de performance das células.

Para obtenção do *rating* de cada célula, foram usadas curvas disponíveis na literatura. Porém, devido à má condição da torre, foi necessário o uso de algumas extrapolações, caso contrário não haveria dados para se calcular. Porém, como já dito, a capacidade calculada não representa o real significado de capacidade, por já não seguir as premissas básicas estabelecidas para os testes. Dessa forma a extrapolação, apesar de não recomendada, foi necessária e, uma vez que foi feita para todos os *ratings*, o erro inerente está presente em todos eles, permitindo a comparação entre os mesmos, que é o objetivo do trabalho.

Os testes foram realizados diariamente, sempre entre 9h e 10h, com o intuito de se aproveitar de um horário onde o sol não estivesse tão presente, minimizando possíveis interferências nas medições de temperatura.

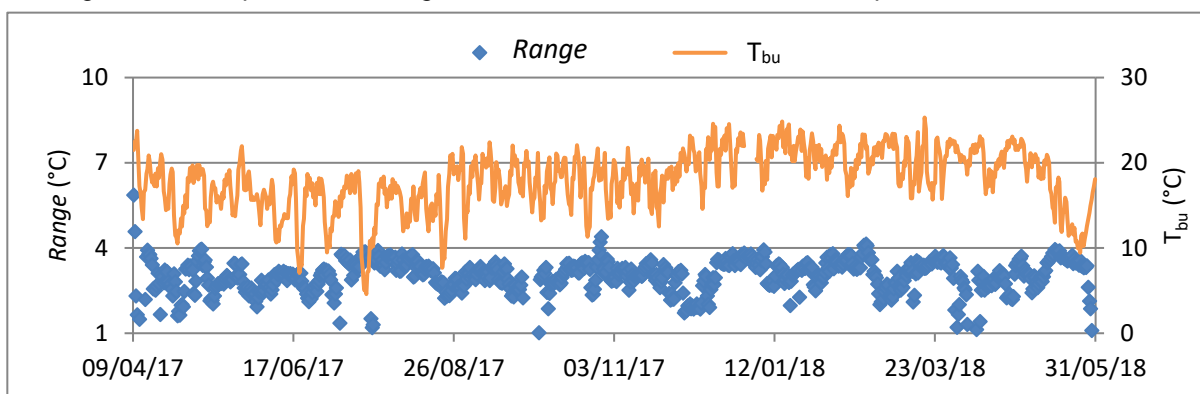
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 ANÁLISE DE DADOS HISTÓRICOS

Com os dados obtidos, foi possível fazer a caracterização da torre. Foram calculados o *range*, a eficiência e a carga térmica. Os gráficos dos dados obtidos foram traçados em função do dia, a fim de se verificar influência da época do ano (estação) e em função da produção total. Como os dados obtidos ao longo de um ano poluiriam demais o gráfico, ao mesmo tempo em que a amplitude térmica pode ser grande dentro de um mesmo dia, optou-se por agrupar os dados em médias a cada 12h, separando assim os valores obtidos entre 07 h e 19 h, daqueles obtidos entre 19 h e 07h. Além disso, os dados são referentes ao período entre 09/04/2017 e 31/05/2018, englobando assim todas as estações do ano, a fim de se verificar possíveis influências da temperatura ambiente no sistema.

Na Figura 4 é apresentada a variação do *range* da torre analisada ao longo do ano. Traçado no mesmo gráfico está a temperatura de bulbo úmido ambiente.

Figura 4 – Comparativo do *range* da torre de resfriamento com a temperatura de bulbo úmido

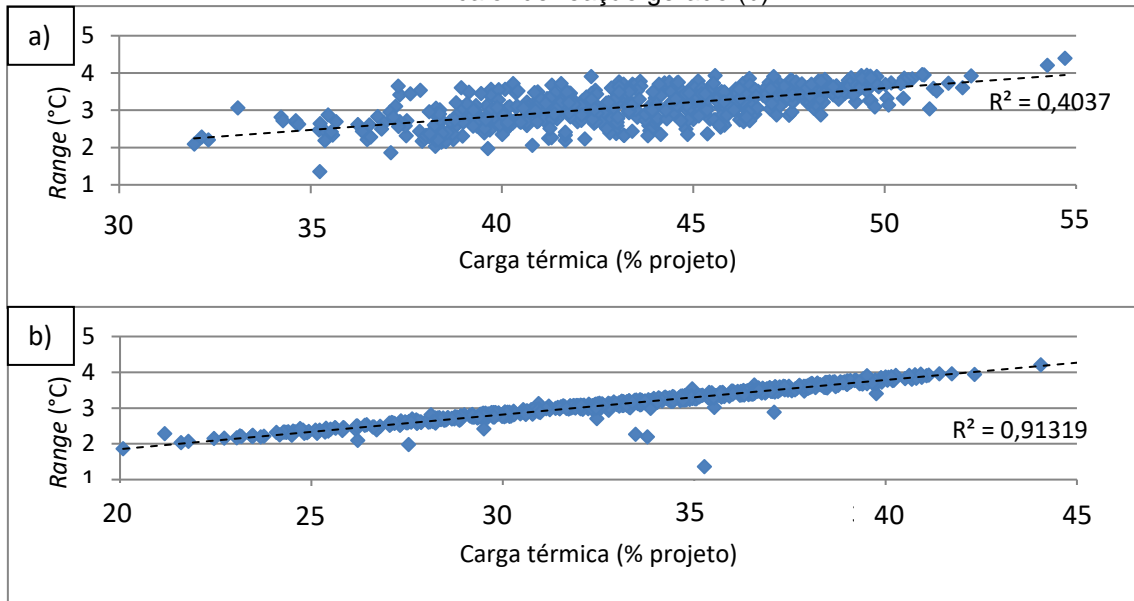


Fonte: Própria (2018)

Vale destacar os baixos valores obtidos para o *range*, por volta de 3 °C, muito abaixo do projetado para o equipamento.

O *range* também foi comparado com a carga térmica – tanto a obtida pelas vazões medidas, como a calculada pelo calor de reação – obtendo-se a Figuras 5. A fim de resguardar a empresa onde foram feitas as análises, os valores de carga térmica foram ocultados.

Figura 5 - *Range* x Carga térmica calculada pela vazão de água e variação da temperatura (a) e pelo calor de reação gerado (b)



Fonte: Própria (2018)

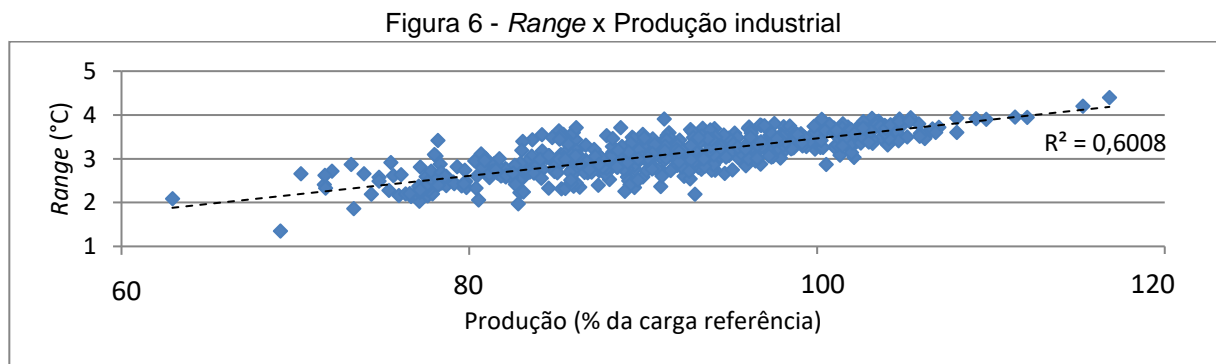
Na Figura 5a pode-se observar uma grande dispersão dos pontos que representam o *range* calculado pela vazão de água. O ajuste linear apresentou um coeficiente de determinação baixo. Essa grande dispersão de pontos pode se dar principalmente por dois motivos:

- a) a vazão de água em circulação foi considerada constante (desde que houvesse 3 bombas operando no instante), de acordo com a medição feita por ultrassom em 2016. Essa medição pode não ser mais precisa. Apesar da vazão total de água ser aproximadamente a mesma – uma vez que as mesmas bombas estão operando, e fato este confirmado por medição feita este ano – a vazão de água para cada sistema pode ter variado, fazendo com que o cálculo da carga térmica (o qual usa as temperaturas e vazões de cada sistema separadamente, uma vez que não há instrumentos globais de medição de temperatura para o sistema), possa conter erros;
- b) instrumentos de medição de temperatura podem estar descalibrados. Foi percebido uma certa disparidade em alguns momentos entre instrumentos que teoricamente deveriam retornar o mesmo valor. Esses eventos não eram constantes, de forma que o ajuste desse erro de leitura foi prejudicado.

Para a correção de ambos os casos, sugere-se a instalação de mais instrumentos de medição de temperatura e vazão no sistema, principalmente na entrada e saída da torre, e nas entradas e saídas de cada planta industrial.

Ao utilizar o segundo método para cálculo da carga térmica (Figura 5b), verifica-se que existe relação linear ($R^2 = 0,91$) entre a carga térmica calculada pelo calor de reação e o *range* da torre. Apesar de extrapolações não serem recomendadas, uma vez que não se sabe se a reta se comportaria da mesma maneira para cargas térmicas maiores, verifica-se que a substituição do valor de carga térmica de projeto da torre na equação da reta gerada pela regressão resultaria em um *range* muito próximo ao *range* de projeto da torre, com apenas 3,32% de erro. Porém, por se tratar de uma extrapolação, não é possível afirmar que a torre de fato atenderia esse *range* caso fosse submetida à carga térmica de projeto.

Com os dados históricos é possível observar a relação entre o *range* e a produção total da planta (Figura 6). Para essa análise, foram filtrados os dados correspondentes apenas aos períodos em que as duas plantas industriais atendidas pela torre de resfriamento estivessem operando conjuntamente, a fim de se eliminar a influência externa na troca de calor.



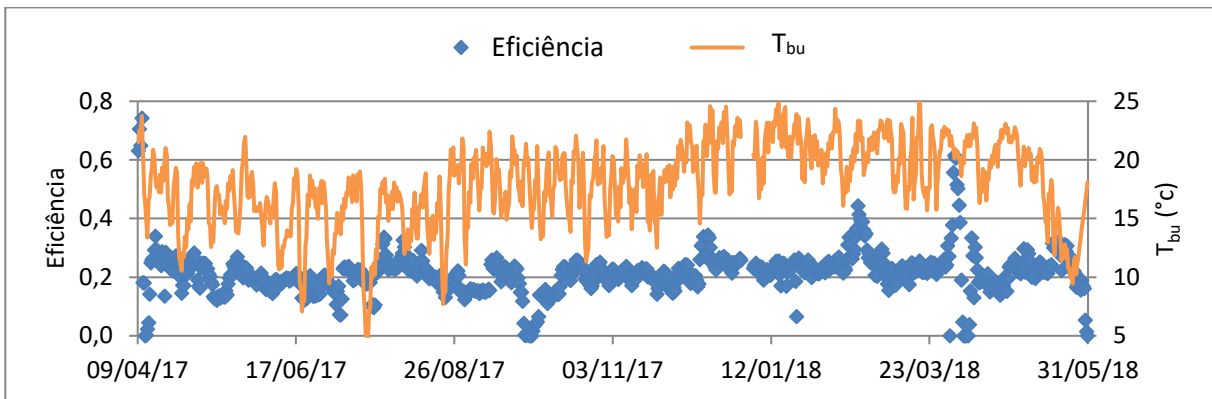
Fonte: Própria (2018)

Assim como nas relações anteriores, é possível verificar que o *range* da torre aumenta conforme ela é mais demandada, embora o coeficiente de determinação não seja muito elevado. A maior dispersão observada, em relação aos dados da Figura 5b, se deve à falta de distinção do quanto da produção é proveniente da Planta industrial 1 e o quanto é devido à Planta industrial 2. Como cada produto gera um calor de ordem diferente na sua produção, a variável “Produção”, que por vezes será formada por uma parcela maior da Planta 1 ou 2, não representa uma relação exata

com o *range*. Apesar disso, é possível verificar a relação diretamente proporcional entre as duas grandezas.

Os mesmos gráficos foram obtidos para avaliar a eficiência calculada da torre. Na Figura 7 está apresentada a eficiência ao longo do tempo de operação, onde observa-se uma eficiência oscilando por volta de 20 %, sendo esta muito baixa.

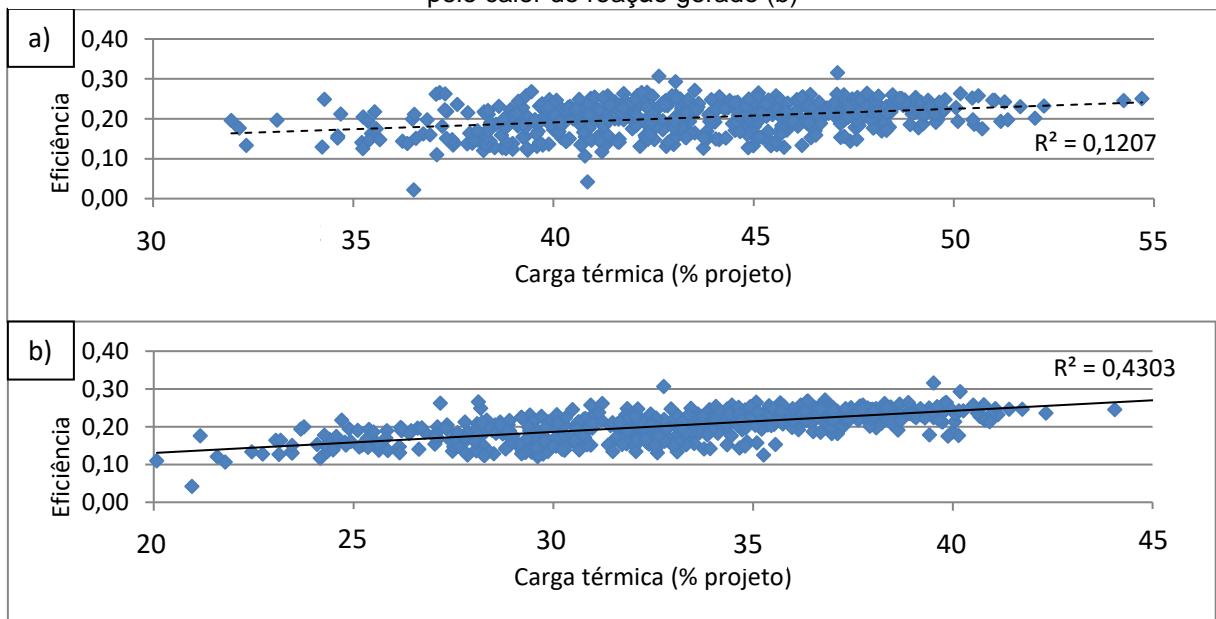
Figura 7 - Comparativo da eficiência da torre de resfriamento com a temperatura de bulbo úmido



Fonte: Própria (2018)

Foi feita também a análise da eficiência da torre de resfriamento em função da carga térmica demandada pela planta industrial, conforme Figura 8.

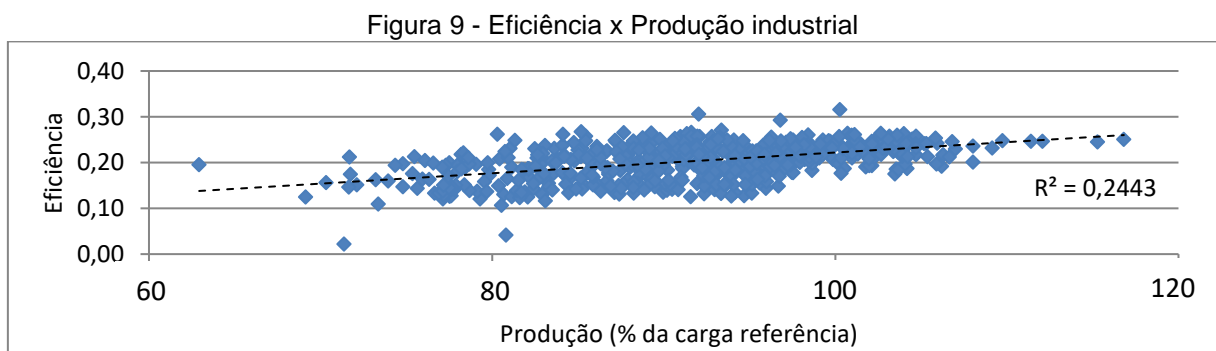
Figura 8 - Eficiência x Carga térmica calculada pela vazão de água e variação da temperatura (a) e pelo calor de reação gerado (b)



Fonte: Própria (2018)

Novamente, o método de cálculo da carga térmica pelas vazões medidas pontualmente com ultrassom resultou em dados com dispersão (Figura 8a). O cálculo da carga térmica através do calor de reação novamente apresentou um coeficiente de determinação maior que quando calculado através das vazões medidas, embora ainda insuficiente para permitir uma previsão do seu comportamento de maneira adequada (Figura 8b). Ainda assim, é possível identificar que a eficiência da torre, apesar de baixa (variando entre 10 % e 30 %), aumenta conforme a carga térmica à qual a mesma é submetida. É válido lembrar que a condição de operação da torre atualmente é bastante inferior à carga térmica para a qual ela foi projetada (menos de 50 % da carga térmica de projeto, quando a carga térmica de operação é calculada pelo calor de reação gerado). Dessa forma, é possível pensar que a torre atingisse eficiências maiores caso submetida a uma carga térmica maior, porém além de se tratar de uma extrapolação o coeficiente de determinação não é alto o suficiente para se afirmar assertivamente.

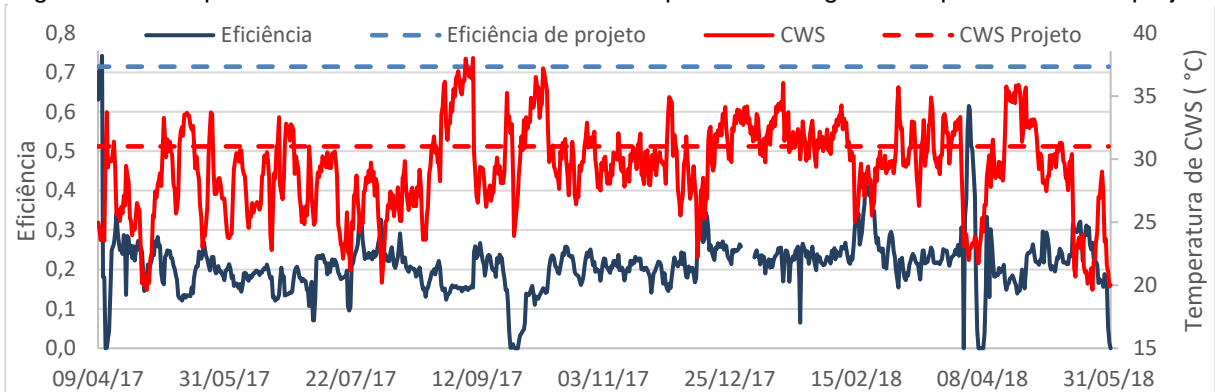
Novamente, ao graficarmos os valores de eficiência e produção, observamos a dispersão dos dados (Figura 9).



Fonte: Própria (2018)

Como pode ser vista na Figura 10, apesar da eficiência estar muito aquém da eficiência de projeto, a água resfriada entregada pela torre é em média ainda mais fria do que constava no projeto. Isso significa dizer que mesmo com essa baixa eficiência da torre, esta vem atendendo às demandas atuais, uma vez que foi dimensionada para cargas térmicas muito superiores às empregadas atualmente. Porém, isso provavelmente ocorre devido as menores T_{bu} e T_{CWR} às quais a torre está sendo submetida em relação ao definido pelo projeto. Não é possível afirmar que ela seguiria atendendo a demanda nas condições especificadas pelo projeto.

Figura 10 - Comparativo da eficiência da torre e da temperatura da água de suprimento com o projeto

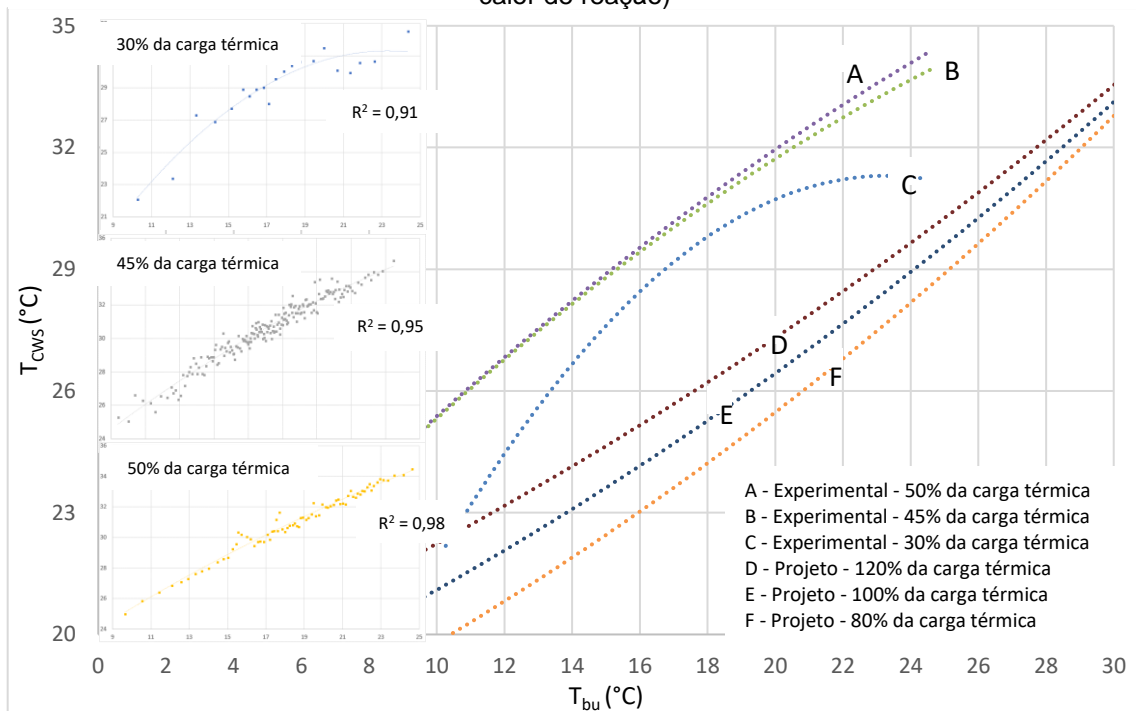


Fonte: Própria (2018)

Curvas de performance

Os dados de temperatura de água de suprimento (água fria) obtidos para diferentes cargas térmicas calculadas pelo calor de reação em função da temperatura de bulbo úmido ambiente são mostrados na Figura 11. Além disso, no mesmo gráfico são apresentados os dados de projeto.

Figura 11 - Curva de projeto e experimental para diferentes cargas térmicas (calculadas pelo calor de reação)

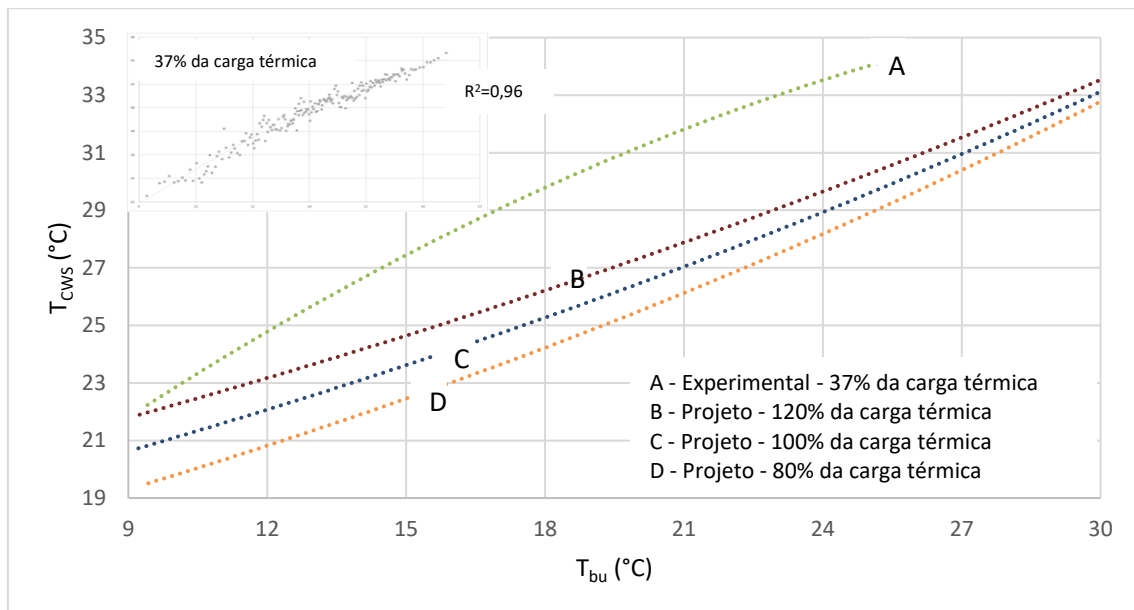


Fonte: Própria (2018)

As curvas A, B e C foram feitas baseadas nos dados obtidos da planta industrial, enquanto que as curvas D, E e F são dados da folha de especificação da torre. Como pode-se observar, os valores obtidos experimentalmente, apesar de apresentarem uma ordem coerente, onde as maiores cargas térmicas de fato entregaram uma água mais quente, apresentaram T_{cws} superior à especificação da torre para uma mesma T_{bu} . Isso pode indicar que a torre não está operando nas condições ideais, abrindo espaço para uma grande redução na T_{cws} em caso de uma manutenção para recuperação das condições iniciais da planta, podendo impactar em ganho financeiro para a empresa.

Para o gráfico no qual as faixas de carga térmica foram calculadas através da vazão de água e temperaturas medidas, apenas uma das curvas apresentou R^2 superior a 90%, como apresentado na Figura 12.

Figura 12 - Curva de projeto e experimental para diferentes cargas térmicas (calculadas pela variação de temperatura na vazão de água medida)

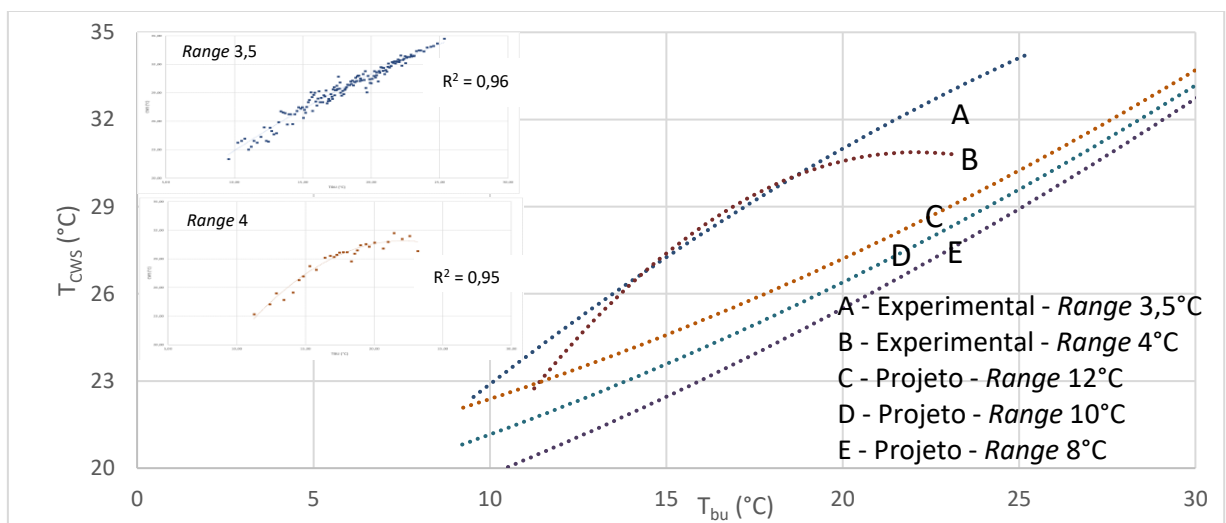


Fonte: Própria (2018)

O resultado apresentado pela Figura 12 é semelhante ao que já foi analisado através da Figura 11: a curva experimental apresentou uma T_{cws} superior à especificação do equipamento para uma mesma T_{bu} , mesmo submetida a uma carga térmica inferior, indicando uma possibilidade de melhoria caso seja interessante para a empresa a redução da temperatura da água de suprimento.

A fim de se eliminar o fator de erro causado pelo cálculo da carga térmica, que seguiu duas metodologias diferentes, cada qual com suas aproximações, a curva de performance foi traçada também a partir do *range* obtido, chegando-se assim na curva representada na Figura 13. Os dados obtidos foram calculados para *ranges* em intervalos de 0,5 em 0,5 °C, porém apenas o *range* de 3,5 °C e 4 °C apresentaram curvas com mais de 20 pontos e com R^2 maior que 0,9, sendo aprovados nos critérios estabelecidos nas demais curvas de performance.

Figura 13 - Curva de projeto e experimental para diferentes *ranges*



Fonte: Própria (2018)

As curvas apresentadas pelo *range* confirmam o que já foi indicado pelas demais curvas de performance. Mesmo com *ranges* menores, a torre de resfriamento não é capaz de resfriar a água até as temperaturas de projeto da torre para uma determinada T_{bu} , indicando que a mesma não está operando da maneira desejada.

4.2 ANÁLISE VISUAL

Diversos problemas e possibilidades de melhorias foram identificados durante a análise visual realizada. Alguns desses problemas são estruturais, tendo eles surgido já na elaboração do projeto do equipamento, sendo assim mais complicada sua solução. Este trabalho não tem por objetivo a solução desse tipo de falha, sendo as mesmas apresentadas apenas como uma das causas para o desempenho abaixo do esperado do equipamento.

Os problemas estruturais encontrados foram dois:

- a) a tubulação de CWR, isto é, água quente a ser resfriada, chega na torre por 6 ramais que passam pela frente das janelas da torre (Figura 14), diminuindo assim a entrada de ar e dificultando a transferência de calor e massa;
- b) a presença de equipamentos (filtros) instalados em frente a um dos lados da célula A (Figura 15), diminuindo a passagem de ar para as janelas da torre.

Figura 14 - Ramais de recebimento de água de retorno bloqueando as entradas de ar



Fonte: Própria (2018)

Figura 15 - Filtro instalado em frente à entrada de ar da célula A



Fonte: Própria (2018)

Além disso, houve diversos problemas de manutenção identificados. A primeira deficiência encontrada foi na distribuição da água. Percebe-se a presença de caminhos preferenciais na torre. Esses caminhos diminuem a superfície de contato do ar com a água, diminuindo a troca de calor e massa nessas zonas. Como se tem a visão apenas da parte externa do escoamento, não se pode afirmar que a vazão não seja melhor distribuída no interior da torre, restando confirmar apenas a presença de caminhos preferenciais nas paredes do equipamento. Apesar dos caminhos preferenciais serem visíveis mesmo a olho nu, como mostra a Figura 16, a utilização de um termovisor auxiliou na quantificação do problema. É possível ver grandes

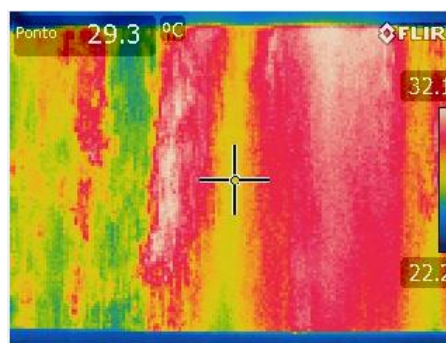
variações de temperatura dentro de uma mesma célula (Figura 17), reduzindo sua eficiência e dificultando a análise de seu desempenho.

Figura 16 - Visíveis caminhos preferenciais na saída da torre de resfriamento



Fonte: Própria (2018)

Figura 17 - Imagem de termovisor da saída da torre, evidenciando a diferença nas temperaturas



Fonte: Própria (2018)

Ainda devido à má distribuição de água, é possível notar na Figura 18 que, em uma mesma célula, a quantidade de água recebida por um de seus lados é muito superior a quantidade recebida no outro lado. O efeito dessa má distribuição é semelhante à existência de caminhos preferenciais, diminuindo a eficiência do resfriamento na zona sobrecarregada.

Figura 18 - Diferentes distribuições na vazão de água resfriada dentro de uma mesma célula



Fonte: Própria (2018)

As causas dessa má distribuição de água puderam ser identificadas com a análise interna da torre. Através dessa análise foi identificada a falta de diversos bicos distribuidores, estando concretado o espaço reservado para a instalação dos bicos (Figura 19). Além disso, alguns dos bicos presentes ainda apresentaram uma má condição de distribuição, seja por estarem tortos, por estarem com a parte inferior quebrada (deixando que a água escoe sem impedimentos) ou mesmo por estarem entupidos pela formação de algas, como apresentado na Figura 20. Essa má distribuição faz com que o recheio não fique totalmente molhado, impossibilitando que a área de troca térmica seja igual a área de troca mássica, impedindo o correto cálculo do coeficiente global $K_G a$. Também diminui a área de contato entre ar e água, diminuindo a eficiência do resfriamento nessas regiões onde o fluxo de água é mais intenso. A má distribuição dos bicos é vista na Figura 21.

Figura 19 - Ausência (em vermelho) e danos (em amarelo) nos bicos distribuidores



Fonte: Própria (2018)

Figura 20 - Quebra (à esquerda) e entupimento (à direita) de bicos distribuidores



Fonte: Própria (2018)

Figura 21 - Fluxo de água refrigerada sem distribuição, devido quebra de bicos



Fonte: Própria (2018)

Outro problema notado foi a presença de algas sobre o eliminador de gotas (Figura 22). Por ser um ambiente muito úmido, a presença de algas ocorre naturalmente caso não sejam feitas limpezas de tempos em tempos. Além de obstruir bicos, ainda dificultam a passagem de ar, diminuindo a eficiência do exaustor e, assim, aumentando a relação L'/G' .

Figura 22 - Forte presença de algas sobre o eliminador de gotas



Fonte: Própria (2018)

4.3 ANÁLISE EM CAMPO DA PERFORMANCE DA TORRE

Os dados levantados na planta, bem como os valores calculados de $K_G a$ e capacidade para cada célula da torre estão apresentados nas Tabelas 1, 2 e 3:

Tabela 1 - Resultados da análise de campo para a célula A

Célula A									
	T_{CWR} (°C)			G (% do projeto)			L'/G'		
25/10/18	33,8			90%			1,37		
26/10/18	34,5			*			*		
29/10/18	31,5			92%			1,34		
30/10/18	34,1			91%			1,36		
31/10/18	35,2			91%			1,36		
	Melhor caso			Pior caso			Caso representativo		
	T_{CWS} (°C)	K_{G'a} kg/m³s	Capab.	T_{CWS} (°C)	K_{G'a} kg/m³s	Capab.	T_{CWS} (°C)	K_{G'a} kg/m³s	Capab.
25/10/18	28,1	1,09	47,6%	29,6	0,85	31,9%	29,1	0,93	35,1%
26/10/18	29,3	*	*	31,4	*	*	30,6	*	*
29/10/18	25,6	1,21	59,4%	27,6	0,87	36,0%	27,0	0,97	41,5%
30/10/18	29,1	0,88	50,7%	30,8	0,62	31,8%	29,7	0,79	43,1%
31/10/18	29,7	1,02	46,6%	32,2	0,62	19,7%	30,5	0,90	37,7%

Fonte: Própria (2018)

Tabela 2 - Resultados da análise de campo para a célula B

Célula B									
	T_{CWR} (°C)			G (% do projeto)			L'/G'		
25/10/18	33,8			95%			1,36		
26/10/18	34,3			*			*		
29/10/18	31,6			95%			1,37		
30/10/18	34,3			94%			1,39		
31/10/18	34,9			94%			1,38		
	Melhor caso			Pior caso			Caso representativo		
	T_{CWS} (°C)	K_{G'a} kg/m³s	Capab.	T_{CWS} (°C)	K_{G'a} kg/m³s	Capab.	T_{CWS} (°C)	K_{G'a} kg/m³s	Capab.
25/10/18	28,0	1,19	47,9%	30,4	0,77	24,7%	30,1	0,83	29,9%
26/10/18	29,3	*	*	31,0	*	*	30,0	*	*
29/10/18	26,0	1,12	54,7%	28,4	0,70	28,0%	27,7	0,83	36,5%
30/10/18	28,9	0,92	55,7%	31,1	0,59	29,7%	30,1	0,75	39,9%
31/10/18	28,6	1,10	59,6%	32,2	0,54	18,7%	29,6	0,96	46,3%

Fonte: Própria (2018)

Tabela 3 - Resultados da análise de campo para a célula C

Célula C									
	T_{CWR} (°C)			G (% do projeto)			L'/G'		
25/10/18	33,4			94%			1,44		
26/10/18	34,2			*			*		
29/10/18	32,0			94%			1,44		
30/10/18	34,5			93%			1,46		
31/10/18	34,6			93%			1,46		
	Melhor caso			Pior caso			Caso representativo		
	T_{CWS} (°C)	K_{G'a} kg/m³s	Capab.	T_{CWS} (°C)	K_{G'a} kg/m³s	Capab.	T_{CWS} (°C)	K_{G'a} kg/m³s	Capab.
25/10/18	28,6	0,83	42%	31,1	0,43	23,9%	29,3	0,72	33,4%
26/10/18	29,0	*	*	31,9	*	*	29,8	*	*
29/10/18	26,6	0,93	53,0%	29,8	0,42	22,7%	28,2	0,67	33,0%
30/10/18	29,3	0,77	53,7%	31,9	0,42	27,4%	31,2	0,52	33,8%
31/10/18	30,8	0,61	33,2%	33,0	0,27	14,4%	32,0	0,43	22,2%

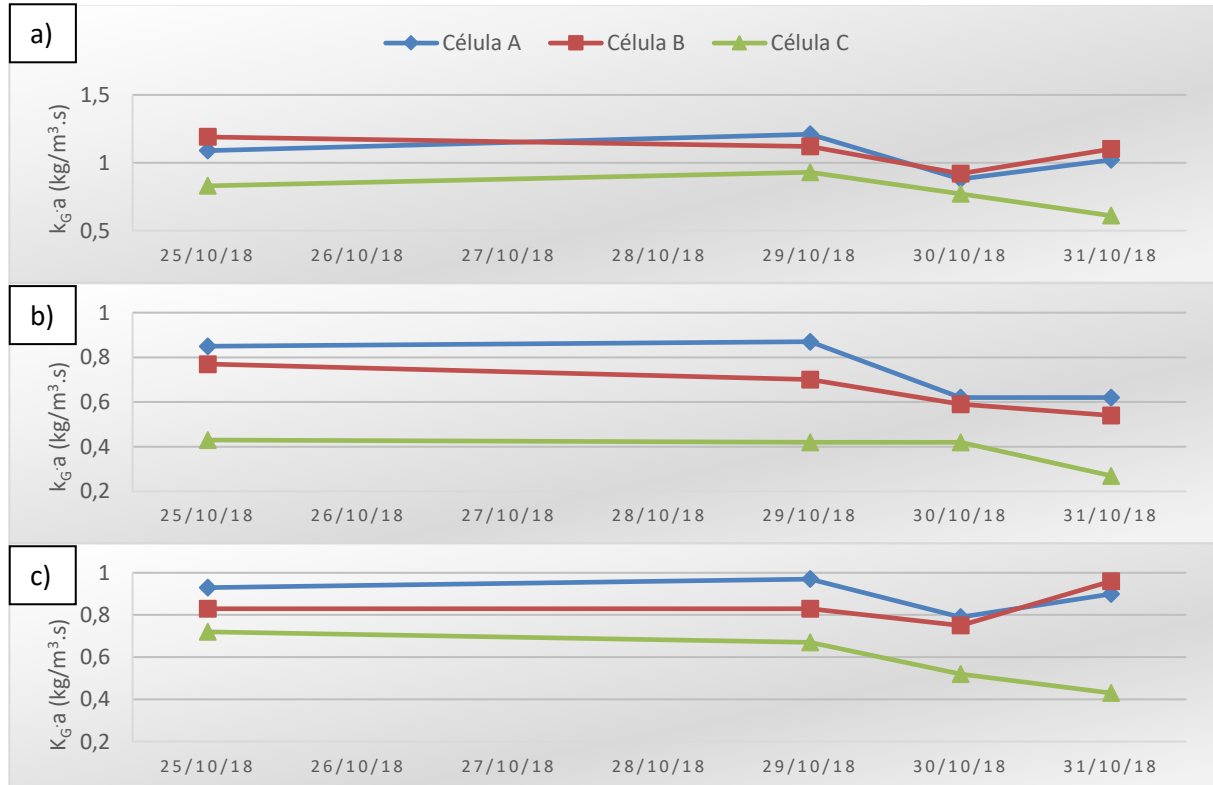
Fonte: Própria (2018)

Como a vazão dos ventiladores apresentada ficou próxima de 95% do projeto, enquanto que a eficiência real calculada da torre (conforme seção 4.1) é em torno dos

20%, sendo que a eficiência de projeto seria superior a 70%, fica claro que a ineficiência dos ventiladores não é motivo significativo para a baixa eficiência da torre, sendo este atribuído então principalmente ao recheio e aos bicos distribuidores.

A fim de realizar uma comparação entre as células, foi traçado um gráfico de acompanhamento do $K_G \cdot a$ nos dias analisados, mostrado na Figura 23.

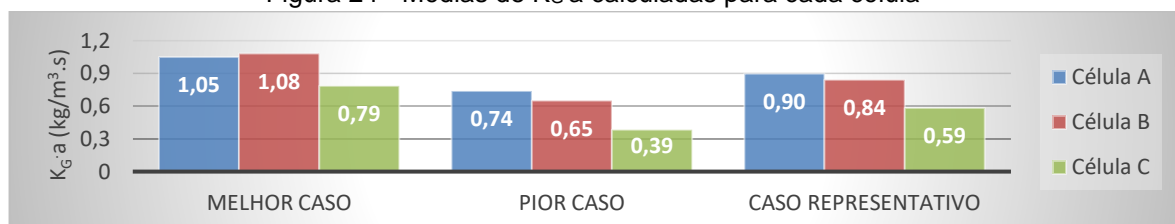
Figura 23 - Resultados de $K_G \cdot a$ para o melhor caso (a), pior caso (b) e caso mais representativo (c)



Fonte: Própria (2018)

A célula C apresentou um $K_G \cdot a$ inferior aos das outras células em todos os casos e análises. O valor de $K_G \cdot a$ médio para cada caso (pior, melhor ou mais representativo), que pode ser visto na Figura 24, confirmam uma pior troca térmica e mássica na célula C da torre. Já as células A e B apresentam valores muito próximos.

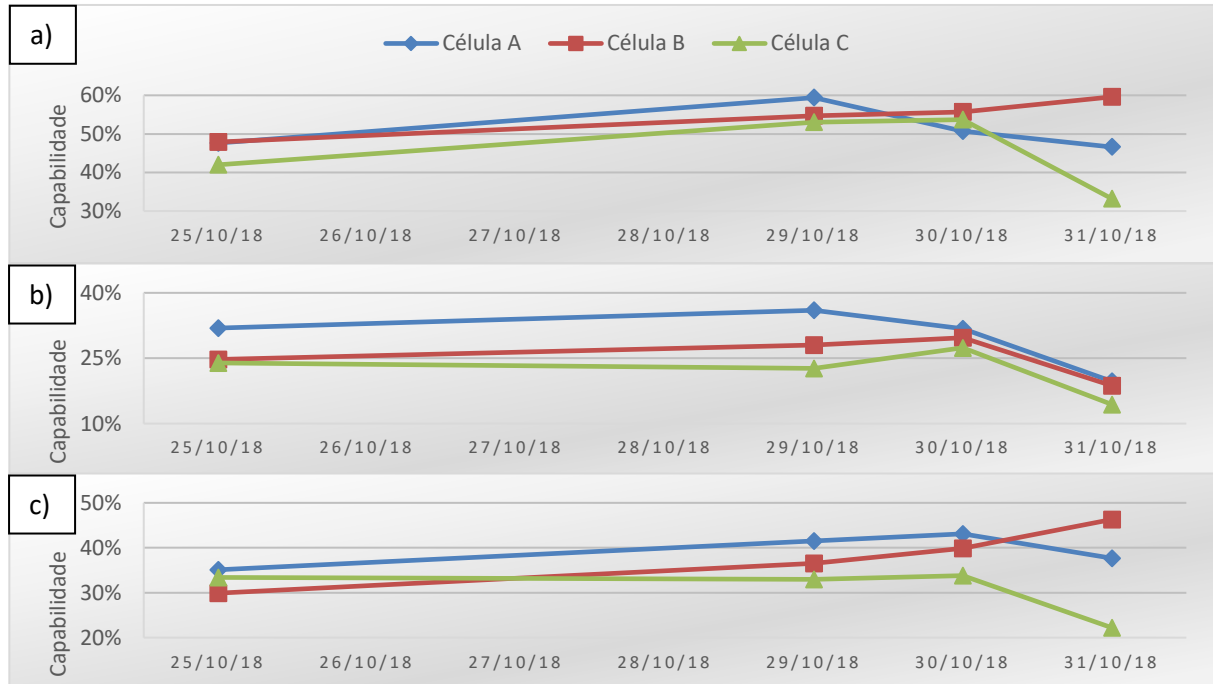
Figura 24 - Médias de $K_G \cdot a$ calculadas para cada célula



Fonte: Própria (2018)

Da mesma maneira, também foi avaliada a capacidade de cada célula na forma de gráfico para melhor comparação, apresentados na Figuras 25.

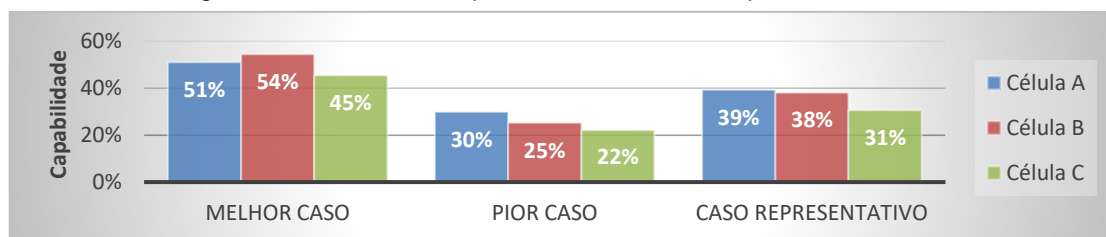
Figura 25 - Resultados de capacidade para o melhor caso (a), pior caso (b) e caso mais representativo (c)



Fonte: Própria (2018)

Apesar de não ter sido em todas as análises, novamente a célula C apresentou o pior desempenho na grande maioria dos testes. Resultado esse confirmado também pelas capacidades médias em todos os casos, conforme mostrado na Figura 26.

Figura 26 - Médias de capacidades calculadas para cada célula



Fonte: Própria (2018)

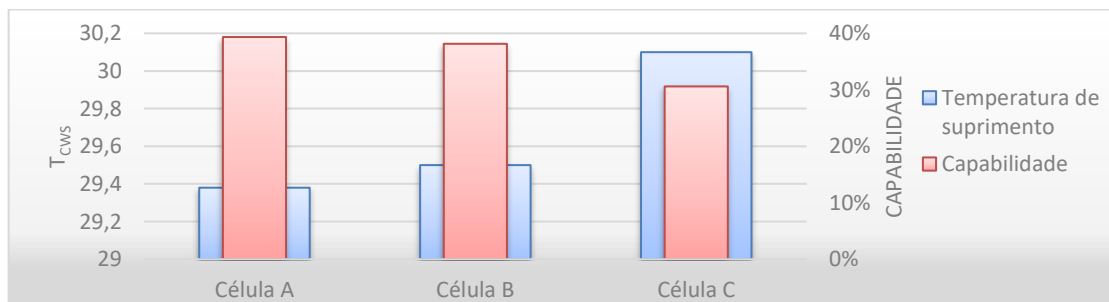
Enquanto que um menor K_G representa um desempenho absoluto da célula pior, uma capacidade menor representa uma maior perda em relação ao que o projeto da célula previa. Como o projeto das 3 células é idêntico, era esperado que as duas metodologias apontassem para o mesmo resultado, uma confirmando a outra.

Vale notar também a grande diferença entre o melhor e o pior caso para cada célula. Essa diferença observada nas 3 células evidencia a não homogeneidade de distribuição de água nas mesmas, indicando que todas possuem problemas em seus internos.

A menor performance da célula C vai de encontro com o esperado inicialmente, uma vez que a célula A é a que apresenta impedimento evidente de passagem de ar (instalação de filtros em frente à sua janela). Porém, é provável que os internos da célula estejam mais danificados, impedindo uma distribuição adequada da água. Além disso, a célula C apresentou a maior vazão de água na medição feita por ultrassom, e conseqüentemente maior relação L'/G' . Assim, mesmo ela já sendo a célula mais depreciada em relação ao projeto (menor capacidade), ela ainda está submetida a uma carga maior, contribuindo para diminuir seu desempenho. Dessa forma, uma redistribuição da vazão entre as outras células poderia ser benéfica ao desempenho da torre como um todo.

Por fim foi comparada a média das temperaturas de suprimento apresentadas com a capacidade média do caso mais representativo, chegando a Figura 27. Como esperado, a célula C, que apresentou a menor capacidade, apresenta também a maior temperatura de suprimento.

Figura 27 - Comparação da capacidade frente a temperatura de suprimento média



Fonte: Própria (2018)

Todas as células apresentaram uma capacidade muito baixa, indicando que estão operando muito fora de suas condições de projeto, fato esse confirmado já pela análise de dados históricos e das curvas de projeto.

5 CONCLUSÃO

A realização desse estudo permitiu a quantificação das condições de operação do equipamento, bem como a identificação dos principais problemas apresentados. De fato, a torre de resfriamento está longe de suas condições de projeto, necessitando de reparos. Esses reparos deveriam ser realizados majoritariamente em seus internos, apesar de também haver problemas estruturais identificados. Porém, esses problemas estruturais (presença de equipamento na entrada de ar na célula A) não representou uma perda de capacidade de troca térmica do equipamento tão grande quanto os problemas apresentados na célula C devido aos seus internos. Já a célula B apresentou desempenho semelhante à célula A.

Como maior problema identificado está a má distribuição de água no recheio da torre devido à falta, ou má condição, de bicos distribuidores, que não chegam a molhar o recheio todo, criando diversos caminhos preferenciais que diminuem a área de contato entre ar e água e assim reduzem a troca de calor e massa entre as fases. Uma prova dessa má distribuição é a grande diferença nos dados encontrados para a pior e melhor condição de cada célula, indicando uma disparidade muito grande na distribuição.

As soluções para os problemas apresentados são a troca dos internos da torre (principalmente os bicos dispersores), garantindo a distribuição uniforme da água por todo o recheio, a manutenção mais frequente para limpeza e remoção de algas, aproveitando paradas de planta ou reduções de produção – de forma que a carga térmica seja menor, possibilitando a operação apenas com duas células – ou mesmo a redistribuição da vazão de água entre as células, diminuindo o percentual alocado para a Célula C (atualmente a maior das 3 vazões), uma vez que é a célula que se mostrou em piores condições.

Para futuros trabalhos, tem-se a possibilidade de:

- a) otimizar a vazão entre as 3 células, de forma a entregar a CW na menor temperatura possível sem a necessidade de ações corretivas;
- b) realizar mais análises de campo, a fim de obter resultados mais confiáveis;
- c) comparar resultados obtidos antes e após manutenção, quantificando assim o efeito de tal ação corretiva.

REFERÊNCIAS

- BRONSHTEIN, I.; SEMEDIAEV, K. **Manual de Matemáticas para Ingenieros y Estudiantes**. Moscou: Mir, 1971.
- BURGER, Robert. Improve counterflow cooling tower operation. **Hydrocarbon Process**, Dallas, v.70, n.3, p.59-61, 1991.
- CHEREMISINOFF, N. P.; CHEREMISINOFF, P. N. **Cooling towers: selection, design and practice**. 1. Ed. Michigan: Ann Arbor Science, 1981.
- FOUST, Alan S. et al. **Princípios das Operações Unitárias**. 2. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 1980.
- GREEN, Don W.; PERRY, Robert H. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 8. Ed. Nova Iorque: McGraw-Hill, 2008.
- KORAL, Richard L.; STAMPER, Eugene. **Handbook of Air Conditioning Heating and Ventilating**. 3.Ed. Nova Iorque: Industrial Press, 1979.
- MCKETTA, John J. **Encyclopedia of Chemical Processing and Design: Volume 58 – Thermoplastics to Trays, Separation, Useful Capacity**. 1. Ed. Nova Iorque: Marcel Dekker, 1996.
- HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; WALKER, Jearl. **Fundamentos de Física: Volume 3 – Eletromagnetismo**. 8. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- HARRIOTT, Peter; MCCABE, Warren L.; SMITH, Julian C. **Unit Operations of Chemical Engineering**. 7. Ed. Nova Iorque: McGraw-Hill, 2005.
- HENSLEY, John C. **Cooling Tower Fundamentals**. 2. Ed. Kansas: SPX Cooling Technologies, 2009.