



OTIMIZAÇÃO OPERACIONAL DE TORRE DE RESFRIAMENTO

Grasiele Gomes Patricio¹

Filipe Freitas Zuchinali²

Willian Boneli de Almeida³

Aline Resmini Melo⁴

Josiane da Rocha Silvano Neves⁵

Resumo: Em processos químicos e petroquímicos faz-se necessário a utilização de equipamentos para promover a remoção da carga térmica gerada. Na grande maioria a torre de resfriamento de água é a escolhida para tal finalidade. A caracterização do parâmetro de desempenho, ($K_G.a$) permite o gerenciamento preciso do sistema em caso de alterações no processo. Este parâmetro permite o estudo de otimização do processo de resfriamento, visto que os cálculos de projeto na maioria das vezes não condizem com a real eficiência no processo em que a torre de resfriamento está inserida. A partir de dados coletados experimentalmente na própria planta química foi possível determinar um ponto ótimo de funcionamento com eficiência térmica máxima, porém com custo energético mínimo. Os resultados foram satisfatórios, visto que atualmente a torre de resfriamento é controlada de forma manual. A partir do planejamento experimental foi possível verificar que o ponto ótimo de funcionamento desta torre é um valor próximo ao ponto central, com isso tem-se uma melhor eficiência e menor custo com energia elétrica.

Palavras-Chave: Torre de Resfriamento, Eficiência Térmica, Otimização de Processo.

Lista de símbolos

a	[m ² /m ³]	Área de transferência de calor e massa por volume de enchimento	$H_{ar,1}$	[kJ/kg ar seco]	Entalpia específica do ar na entrada
C_{par}	[kJ/kg °C]	Calor específico do ar	$H_{ar,2}$	[kJ/kg ar seco]	Entalpia específica do ar na saída
C_L	[kJ/kg °C]	Calor específico da água	H_w	[kJ/kg ar seco]	Entalpia de mistura de vapor de ar-água a temperatura da água
d_i	[--]	Função individual de deseabilidade	K	[$\frac{^{\circ}C}{RPM}$]	Ganho do processo

¹ Graduanda em Engenharia Química, Faculdade Satc. E-mail: grazy.gomes@hotmail.com

² Professor de Engenharia Química, Faculdade Satc. E-mail: willianboneli@gmail.com

³ Empresa Anjo Tintas. E-mail: filipe.freitas@anjo.com.br

⁴ Coordenadora do curso de Engenharia Química, Faculdade Satc. E-mail: aline.melo@satc.edu.br

⁵ Professora de Engenharia Química, Faculdade Satc. E-mail: josiane.neves@satc.edu.br



G	[m ³ /h]	Vazão de ar	K_{Ga}	[kg/m ³ h]	Coefficiente global de transferência de massa e energia
$G(s)$	[--]	Função de transferência do processo	kp	[--]	Ganho proporcional
H_a	[kJ/kg água]	Entalpia de mistura de vapor de ar-água à temperatura de bulbo úmido	L	[m ³ /h]	Vazão de água
n	[--]	Média das Desejabilidades Individuais.	Ti	[s]	Tempo integral
p	[bar]	Pressão	T_{in}	[°C]	Temperatura na interface
R	[RPM]	Rotação do ventilador	V	[m ³ /m ²]	Volume ativo da torre
T_a	[°C]	Temperatura da água	$W_{ar,1}$	[kg água/kg ar seco]	Umidade do ar na entrada
$T_{a,1}$	[°C]	Temperatura da água na saída	$W_{ar,1i}$	[kg água/kg ar seco]	Umidade do ar na saída
$T_{a,2}$	[°C]	Temperatura da água na entrada	η_{Torre}	[--]	Eficiência da torre
T_{bu}	[°C]	Temperatura de bulbo úmido	τ	[s]	Constante de tempo do processo
T_{bs}	[°C]	Temperatura de bulbo seco	θ	[s]	Tempo morto do processo
Td	[s]	Tempo derivativo			

1 INTRODUÇÃO

A torre de resfriamento é um equipamento muito comum em plantas industriais químicas e petroquímicas. Seu sistema operacional consiste na troca térmica simultânea promovendo a transferência de calor e massa de uma corrente de água para o ar atmosférico. No presente estudo trata-se de uma torre do tipo evaporativo, a qual o resfriamento da água ocorre através da evaporação de uma pequena parte da corrente de água para uma corrente de ar. A vantagem de implantar uma torre de resfriamento na planta química está na utilização desta em sistema fechado, evitando o desperdício de água que é o fluido utilizado para troca térmica. É um equipamento muito importante, integrante da unidade de utilidades (auxiliares) assim como as caldeiras ou geradoras de vapor, por exemplo, e garante que as operações unitárias seguintes executem o serviço proposto dentro das condições operacionais com êxito desde que seu funcionamento esteja de acordo com o projeto fixado.



Devido à falta de conhecimento da operação de uma torre de resfriamento constituinte do sistema de resfriamento de uma Empresa do segmento de polímeros para fabricação de tintas, viu-se a necessidade de um estudo detalhado do funcionamento do equipamento nas condições limites do processo produtivo e a partir deste avaliar um método de redução de custo energético com uma máxima eficiência. Onde, o resfriamento eficiente é extremamente importante para que os parâmetros operacionais do processo e a correta produção sejam alcançados. Pois o superaquecimento das operações unitárias acarretaria em danos no processo, no produto final e conseqüentemente para empresa.

O estudo teve como base a investigação dos parâmetros operacionais desta torre de resfriamento e através de cálculos a partir de dados experimentais, foi possível avaliar seu funcionamento, sua eficiência, seu desempenho e seu custo energético. Com estes resultados realizou-se uma análise crítica das variáveis que influenciam a eficiência e o custo energético. A identificação de um ponto ótimo de funcionamento desta torre de resfriamento pode ser obtido estatisticamente, sendo possível assim a realização de ajustes, resultando na otimização do sistema de resfriamento em sua máxima eficiência e mínimo custo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Há vários tamanhos e modelos de torres disponíveis no mercado atual, mas as torres podem ser classificadas de acordo com o método de transferência de calor, podendo ser evaporativa ou seca, também são classificadas conforme o processo de fornecimento de ar para a torre, podendo ser tiragem natural/atmosférica e tiragem mecânica, e conforme a direção dos fluxos de ar e água, podendo ser contracorrente ou concorrente. As torres de resfriamento de tiragem mecânica podem ainda ser classificadas conforme a localização do ventilador, sendo mecânica induzida ou mecânica forçada (STEFFENELLO, 2012; WAKI, 2009).

2.1 TORRE DE RESFRIAMENTO

O resfriamento da água em uma torre de resfriamento ocorre fundamentalmente através de dois processos. Segundo Steffenello (2012) e Gomes



(1997), um dos processos é a transferência de calor sensível (por convecção), devido o contato com o ar a uma temperatura mais baixa. Normalmente, este fenômeno é responsável por cerca de apenas 20% do calor transferido e o processo de transferência de calor latente por evaporação de certa quantidade de água, devido à menor concentração desta no ar circundante (umidade); responsável por aproximadamente 80% da transferência global de calor da operação.

Desta forma, de acordo com Travoti (2004), ocorre o fenômeno de transferência simultânea de calor e de massa do processo, devido à diferença de concentração entre a água (fase líquida) e a água (fase vapor) presente no ar; possibilitando assim uma força motriz fazendo com que a água (líquida) tenha uma disposição ao equilíbrio da concentração com a fase gasosa (umidade do ar). Ainda segundo Trovati (2004), a água necessita de energia para passar para a fase de vapor, esta energia é obtida na forma de calor da água que permanece na fase líquida, o que resulta no resfriamento da água. Portanto, quanto mais seco estiver o ar, maior será a força motriz e a tendência da água evaporar, ocasionando em maior quantidade de calor removido e com isso, menor será a temperatura da água resfriada.

Para Gomes (1997) e Trovati (2004), por conta dos dois mecanismos de transferência serem dependentes da área de troca, os sistemas de resfriamento são projetados de modo a proporcionar uma grande área superficial de contato da água com o ar, isto é obtido através de bicos para pulverização/distribuição e recheios para otimizar o contato. A temperatura mínima de um sistema de resfriamento da água pode até ser inferior a temperatura ambiente, dependendo da umidade relativa do ar e da eficiência do equipamento. Contudo, existe um valor mínimo na qual a temperatura deste processo pode chegar que é a temperatura de bulbo úmido.

De acordo com Burger (1991) e Oliveira (2011), o desempenho de torres de resfriamento varia conforme a temperatura do ar ambiente, umidade do ar, temperatura de bulbo úmido, ou seja, com as condições meteorológicas, entre outros fatores operacionais.

O sistema no qual a torre de resfriamento está inserida é do tipo semiaberto, para os autores Steffenello (2012) e Veiga (2010), este tipo de sistema é indicado quando há necessidade de vazões de água para resfriamento em grandes proporções. A instalação de uma torre de resfriamento é empregada para este tipo de sistema que tem como finalidade a economia de água através de recirculação. De acordo com

Veiga (2010), em relação ao funcionamento é classificada como sendo mecânica. Estes tipos de torres proporcionam um controle total sobre a corrente de ar estabelecida.

Segundo Veiga (2010), torres mecânicas são compactas, com pequena seção transversal, assim como pequena altura de bombeio. Nesta configuração pode-se controlar a temperatura de saída da água de forma bastante precisa. Conforme Oliveira (2009), aumenta-se a vazão de ar com o auxílio de um ventilador, neste tipo de torre, consequentemente apresentam tamanhos reduzidos para uma mesma carga térmica em comparação as torres atmosféricas.

De acordo com a localização do ventilador a torre de resfriamento é classificada como tiragem induzida, onde o ventilador é instalado na saída do ar, já de acordo com a direção da corrente de água e ar é classificada como contracorrente (“*counter-flow*”), aonde a água que vem quente da planta química cai através do enchimento e passa verticalmente em direção ao reservatório de água fria, enquanto o ar usado para o resfriamento passa no sentido oposto, subindo (OMNI, 1989; OLIVEIRA, 2009). A Figura 1 apresenta a estrutura de uma torre de resfriamento do tipo mecânica de tiragem induzida.

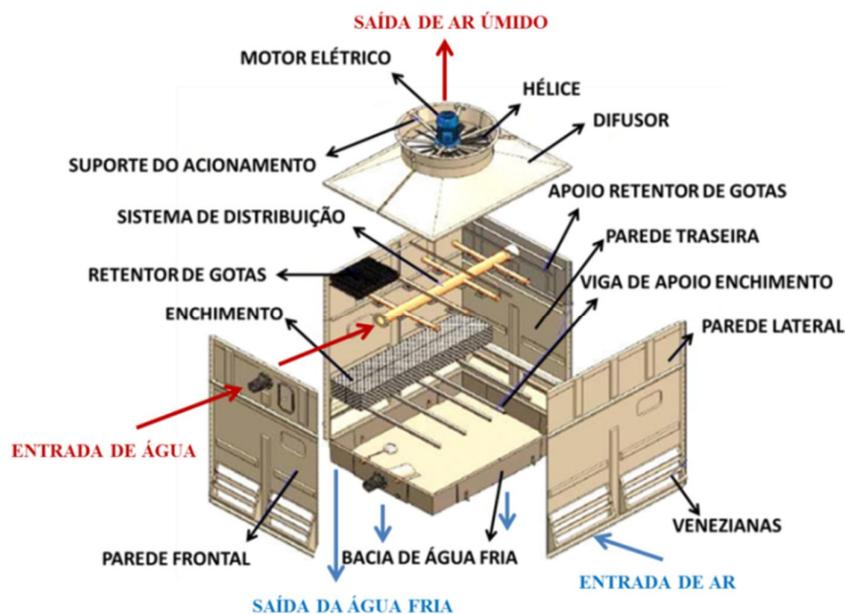


Figura 1: Estrutura de uma torre de resfriamento do tipo mecânica de tiragem induzida.
Fonte: Adaptado ALFATERM

2.2 CÁLCULOS PARA TORRES DE RESFRIAMENTO

Considerando que a torre atua em fluxo água-ar contracorrente (Figura 2), a água é alimentada no topo da torre e distribuída uniformemente pelo enchimento e a vazão do ar ascendente é também considerada uniformemente distribuída ao longo de uma seção transversal. Admite-se ainda que as temperaturas, dos fluxos de ar e de água e as entalpias específicas do ar são uniformes numa dada seção e que a temperatura na interface e a temperatura da água são iguais ($T_{in} = T_a$) (MELLO, 2008; McCABE, SMITH, HARRIOT; 2005).

Aplicando o balanço de energia no volume de controle, obtém-se o balanço global de energia, Equação (1) (McCABE, SMITH, HARRIOT; 2005).

$$G(H_{ar,2} - H_{ar,1}) = LC_L(T_{a,2} - T_{a,1}) \quad (1)$$

O modelo de Merkel é o mais conhecido e utilizado na avaliação de projetos de torres de resfriamento. Este modelo se baseia em hipóteses que reduzem cálculos a um procedimento mais simples (Cooling Technology Institute).

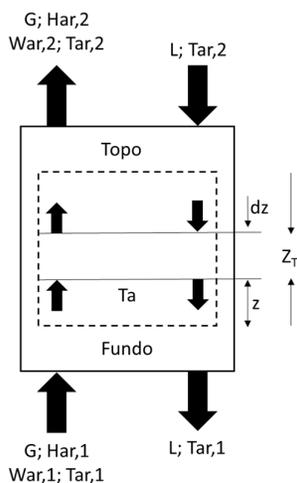


Figura 2: Volume de controle e nomenclatura geral para balanço de massa e energia de torre de resfriamento.

Fonte: Adaptado Mello (2008).

De acordo com Khan et al. (2003) e Alpina (1978) algumas simplificações são necessárias para efetuar os cálculos do método de Merkel. Como, a transferência de calor entre a torre e a vizinhança é desprezível. A transferência de calor e massa só



ocorre na direção normal ao escoamento. Os fluidos da entrada são uniformemente distribuídos no plano perpendicular ao escoamento. Assume-se que a temperatura da interface entre o filme de água e ao ar é igual a temperatura do filme de água. O número de Lewis estabelece a relação entre o coeficiente de transferência de calor e o coeficiente de transferência de massa. Para a difusão da água no ar o número de Lewis pode ser considerado igual a 1 (um), sem grandes impactos nos cálculos de performance das torres. E a perda por evaporação de água é desprezível para os balanços de massa e energia.

Perry e Green (1997), apresentam uma resolução da integral do método de Merkel utilizando a metodologia Chebyshev, porém os autores adotam implicitamente valor para $C_{pw} = 1 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$. Conforme Couture (2010), o lado esquerdo da equação é adimensional, enquanto que o lado direito não, portanto, multiplica-se este pelo calor específico da água conforme a Equação (2).

$$\frac{K_G a V}{L} = \int_{T_{a,1}}^{T_{a,2}} C_L \frac{dT_a}{H_w - H_a} \cong \frac{C_L (T_{a,1} - T_{a,2})}{4} \left(\frac{1}{\Delta h_1} + \frac{1}{\Delta h_2} + \frac{1}{\Delta h_3} + \frac{1}{\Delta h_4} \right) \quad (2)$$

Onde:

$$\begin{aligned} \Delta h_1 &= (H_w - H_a) \text{ em } T_{a,2} + 0,1(T_{a,1} - T_{a,2}) & \Delta h_3 &= (H_w - H_a) \text{ em } T_{a,2} + 0,6(T_{a,1} - T_{a,2}) \\ \Delta h_2 &= (H_w - H_a) \text{ em } T_{a,2} + 0,4(T_{a,1} - T_{a,2}) & \Delta h_4 &= (H_w - H_a) \text{ em } T_{a,2} + 0,9(T_{a,1} - T_{a,2}) \end{aligned}$$

Os autores Bedekar et al (1998) e Chaibi (2013), utilizaram em seus estudos para cálculo de eficiência de resfriamento a Equação (3), que relaciona as temperaturas de entrada e saída da água e a temperatura de bulbo úmido.

$$\eta_{Torre} = \frac{T_{a,2} - T_{a,1}}{T_{a,2} - T_{bu}} \quad (3)$$

2.3 MODELOS DE TORRE DE RESFRIAMENTO DE ÁGUA

Oliveira (2009) menciona em seus estudos que em regiões com variação diária de temperatura é comum a utilização de ventiladores com programação de duas velocidades, durante o dia, período em que o resfriamento é mais solicitado, o motor



pode ser ligado em rotação máxima e no período da noite, a temperatura é mais baixa, o motor pode ser utilizado em uma faixa de rotação entre 50 a 75%, levando em consideração as condições climáticas, conseqüentemente sendo possível economizar energia.

Marques et al. (2009), concluíram que uma estratégia de controle eficiente em conjunto com um processo de ajuste pode trazer grandes benefícios através do ajuste automático da operação de refrigeração da torre de acordo com as condições ambientais. Os resultados apresentados mostram que a economia pode ser significativamente alcançada através do controle adequado de certas variáveis de processo associados ao funcionamento de uma torre de resfriamento, sem necessidade de um investimento considerável. Além disso, para o meio ambiente, impactos positivos são obtidos através de reduções de água e consumo de energia.

Cortinovis (2004), abordou um modelo matemático para o cálculo do coeficiente de transferência de massa e calor (K_{Ga}) de uma torre de resfriamento para a situação de baixo transporte de massa. Para a validação desse modelo, realizou diversos ensaios, variando as condições de entrada do ar e da água. Usando parte dos resultados experimentais, obteve diferentes valores do parâmetro de desempenho da torre. Com esses valores, através de uma regressão matemática, chegou-se a uma equação simplificada para o cálculo de K_{Ga} .

A Equação (4) é uma sugestão para o cálculo do fluxo mássico de ar (G'), proposta por Cortinovis et al. (2004), em seus estudos, que relaciona a vazão de ar (G) em kg/h com a rotação do ventilador (R) em RPM.

$$G = 2,72.R - 170,3 \quad (4)$$

Cortinovis et al. (2009), afirmam que a performance de uma torre de resfriamento e de seu sistema de resfriamento são críticos em plantas industriais e que pequenos desvios das condições de projeto podem causar instabilidade severa na operação. Portanto, foi desenvolvido um modelo de otimização para o funcionamento de um sistema de resfriamento de água que compreende uma torre de resfriamento, uma rede de dutos e trocadores de calor. O modelo descreve todas as interações hidráulicas e térmicas do sistema, e tem o objetivo de minimizar os custos operacionais



envolvidos, otimizando a velocidade do ventilador, vazão de remoção de água e ajuste da vazão da água no trocador de calor.

De acordo com Cortinovis et al. (2009), o desempenho de uma torre de resfriamento é vital em plantas industriais e apresenta uma abordagem para a análise do desempenho integrado de um sistema de água de refrigeração, abordando uma combinação de estudo experimental com modelagem matemática.

Conforme observado em um estudo de caso realizado pela empresa WEG (2012), em torre de resfriamento, que teve como objetivo a redução de custo energético devido a variação da operação do sistema de resfriamento, e melhoria do equipamento através de um controle. O estudo detalhou as interações da torre de resfriamento e o seus efeitos. A aplicação de um motor com inversor de frequência proporcionou redução de 88% no consumo de energia elétrica. Além da redução de custo com energia elétrica, o controle da temperatura e do processo e automatização do sistema foram os outros pontos positivos alcançados com o projeto.

3 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

A seguir são descritos os materiais e as metodologias empregadas para o presente estudo, bem como as características do equipamento e do local onde o mesmo está inserido.

3.1 LOCAL DE ESTUDO

O estudo de caso é um sistema de resfriamento de água de uma indústria química no segmento de resinas sintéticas, situada na cidade de Criciúma - Santa Catarina. A Figura 3 representa o sistema de resfriamento desta indústria.

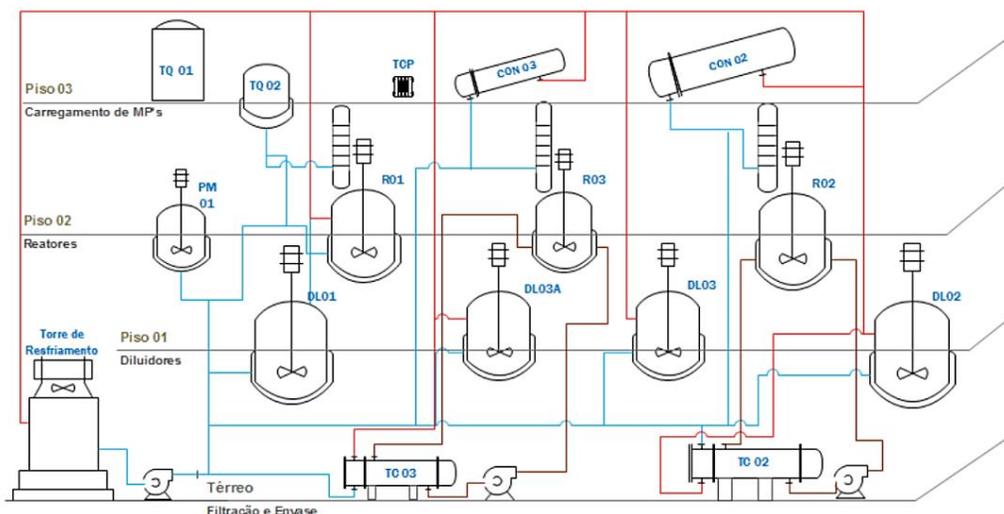


Figura 3: Sistema de resfriamento do processo de resinas é composto por: reatores (R), diluidores (DL), condensadores (CON), coluna de destilação, trocadores de calor (TC), tanque (TQ) e tanque pré-misturador (PM)

Fonte: os autores

Nessa indústria há apenas uma torre de resfriamento em funcionamento, o equipamento é utilizado para resfriar o fluido térmico que passará por todas as operações unitárias do processo e em alguns equipamentos a água resfriada passa em contato direto, com necessidade de remoção da sua carga térmica.

3.2 CARACTERÍSTICAS DA TORRE E DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO

A torre de resfriamento possui estrutura construída em plástico reforçada com fibra de vidro, do tipo tiragem mecânica induzida com um ventilador de fluxo axial com diâmetro de 2,24 m situado na parte central e no topo da mesma, com rotação de 431,9 RPM sendo que a taxa de redução do motorreductor é de 1:4,11 e a potência do ventilador é de 20 Cv. O enchimento constituinte da torre em estudo é do tipo grade de polipropileno com dimensões de 5,18 m x 5,18 m x 3,71m, para elevadas temperaturas e águas corrosivas, o fluxo de água-ar é do tipo contracorrente. A Tabela 1 apresenta os dados de projeto da torre de resfriamento em estudo disponibilizados pela Empresa.

A água quente chega à torre de resfriamento através de uma tubulação de 6 polegadas, onde está instalada a termorresistência (PT100), devidamente calibrada, efetuando a medição da temperatura, através do Software Simatic WinCC. A água



quente que chega à torre é distribuída pelos bicos pulverizadores de PVC, efetuando a distribuição da água para o enchimento, promovendo a troca térmica pelo contato com o fluxo de ar provocado pelo ventilador.

Tabela 1: Dados de Projeto

Parâmetro	Valor
Carga Térmica (kcal/h)	1.920.00,0
Vazão da Água Total (m ³ /h)	240,0
Temperatura Água Quente (°C)	38,0
Temperatura Água Fria (°C)	30,0
Temperatura Bulbo Úmido (°C)	26,0
Altitude Local (mNM)	50
Lados Livres – entrada de Ar	04

Fonte: os autores

O ar entra na torre por venezianas laterais percorrendo horizontalmente o enchimento até ser expulso para atmosfera pelo cilindro difusor do ventilador. A água que passa pelo recheio da torre cai no reservatório de concreto em seguida é bombeada retornando ao sistema da planta que precisa ser resfriado, caracterizando um circuito fechado. O controle da vazão de saída da água resfriada para o sistema é efetuado por um manômetro na tubulação que leva a água resfriada para toda a fábrica.

A temperatura da água de resfriamento que deixa a torre depende de alguns fatores, como: tipo de recheio, vazão do ar, temperatura da água de retorno, temperatura do ar e umidade. Na torre em estudo, o único ajuste efetuado para controlar a temperatura da água de resfriamento, é o ventilador, que atua no modo Liga/Desliga manual.

3.3 PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL

O planejamento dos experimentos foi efetuado de acordo com as condições mínimas e máximas que o processo de resfriamento precisa atuar para suprir as necessidades da planta química onde a torre está instalada. Os parâmetros foram



escolhidos levando em consideração as limitações físicas existentes para que o processo ocorresse em segurança, visto que a vazão de água que sai da torre de resfriamento deve chegar à planta a uma altura de aproximadamente 15 m e a vazão de ar deve ser suficiente para manter o resfriamento da água que será enviada para o sistema em operação.

Baseando-se na fundamentação teórica, o valor de K_Ga depende das vazões de ar e de água. Considerando-se a ampla faixa de vazões de ar e água possíveis de serem estudadas, neste trabalho empregou-se um projeto fatorial para o estudo experimental.

Conforme os limites físicos informados pela Empresa, foi possível determinar os limites inferiores e superiores para o planejamento experimental. Os limites inferiores da rotação do ventilador e da pressão de saída da água resfriada foram respectivamente 205,5 RPM e 2,5 bar e os limites superiores foram 1775,1 RPM e 4,5 bar.

Após a escolha dos limites aplicou-se o planejamento fatorial 2^2+4 pontos axiais +5 pontos centrais, com um delineamento composto de face centrada rotacional (DCCF), com $\alpha = 1$ (MONTGOMERY, RUNGER, 2002). As respostas foram: (1) Eficiência de resfriamento, (2) Coeficiente de troca térmica e (3) Custo energético.

Para o cálculo de eficiência térmica da torre de resfriamento levou-se em consideração as temperaturas de entrada e saída da água da torre de resfriamento e a temperatura de bulbo úmido, conforme a Equação (3). Este cálculo foi efetuado para cada experimento.

A partir da Equação (2) foi calculado o coeficiente de desempenho (k_Ga) para cada experimento, a fim de se obter valores para que possam ser discutidos quanto ao melhor funcionamento da torre de resfriamento.

O consumo de energia elétrica foi calculado com base na potência exercida pelo equipamento durante o experimento. O cálculo de custo energético foi efetuado a partir dos dados de consumo disponibilizados pela Empresa, chegando a um custo do kWh de R\$ 0,47 para um funcionamento de 24h durante cinco dias por semana aproximadamente.

A Tabela 2 apresenta o planejamento completo, cada resposta gerou um modelo preditivo em função das variáveis independentes. Esses modelos foram submetidos à análise de variância ANOVA para verificação da qualidade do ajuste



entre a resposta experimental e a estimada pelo modelo. Geraram-se superfícies de resposta no software Matlab, onde se analisou as faixas ótimas operacionais de cada variável do processo de resfriamento da água da torre de resfriamento.

Ao final foi realizada uma simulação para definir as condições otimizadas do processo, aplicou-se a função de desejabilidade global (MYERS, MONTGOMERY, ANDERSON-COOK, 2009), conforme a Equação (5):

$$D = (\prod_{i=1}^n d_i)^{1/n} \quad (5)$$

A partir do planejamento experimental foi efetuado o monitoramento do processo a fim de coletar os dados de entrada como temperatura da água na entrada e na saída, temperatura de bulbo úmido e umidade, necessários para os cálculos e análise de funcionamento da torre de resfriamento. Foram efetuados 13 experimentos com coleta a cada minuto até atingir o regime estacionário.

Tabela 2: Planejamento Experimental

Experimento	Parâmetros		Fatores
	Pressão (bar)	Rotação (RPM)	
1	2,5	205,5	1 1
2	4,5	205,5	1 1
3	2,5	1775,1	1 1
4	4,5	1775,1	1 1
5	2,5	990,3	1
6	4,5	990,3	1
7	3,5	205,5	1
8	3,5	1775,1	1



			1
9	3,5	990,3	
10	3,5	990,3	
11	3,5	990,3	
12	3,5	990,3	
13	3,5	990,3	

3.4 INSTRUMENTAÇÃO

Neste índice será descrito os métodos e instrumentações utilizados para o monitoramento experimental.

3.4.1 Temperatura da Água de Entrada e Saída da Torre (*RANGE*)

A temperatura da água de entrada e saída da torre determinado como *range* deve ser considerado no intervalo de integração para o cálculo do K_{Ga} , portanto, foram medidas através de termorresistência (PT100), de 4 a 20 mA, que estão instaladas na tubulação de entrada e saída da água da torre de resfriamento em estudo, e conectados ao software no qual serão efetuadas as leituras dos dados, por um controlador lógico programável (CLP).

3.4.2 Temperatura de Bulbo Úmido, Bulbo Seco e Umidade Do Ar

As temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido são medidas com auxílio de um psicrômetro, o qual se trata de um termômetro comum e um termômetro com bulbo envolvido em tecido úmido. Estas variáveis são empregadas nos cálculos para definir as propriedades entálpicas do ar que entra na torre de resfriamento.

Para a variável umidade do ar foi utilizado o equipamento termo higrômetro na entrada do ar, (venezianas) da torre de resfriamento.



3.4.3 Vazão de Água de Saída da Torre

Para determinação da vazão efetuou-se uma relação de abertura de válvula, onde esta foi controlada através de um manômetro. Esta metodologia foi empregada para o cálculo da vazão de água devido à falta de equipamento apropriado para medir vazões, visto que a rede por onde a água passa trata-se de uma linha de tubulações inteira, não sendo possível a quantificação da variável por outros meios.

Contudo, a vazão de entrada da torre não foi possível quantificar, pois se trata de uma linha contínua, sem interrupções por flange, similar ou manômetros, tornando inacessível qualquer método para a quantificação da variável.

3.4.4 Vazão de Ar

A rotação dos ventiladores foi controlada por inversor de frequência, marca Siemens, modelo Sinamics G120C N, cujo qual, assim como as termorresistências (PT100), também estão ligados a um CLP, sendo possível o controle via Software Simatic WINCC em RPM.

Optou-se por utilizar a sugestão proposta por Cortinovis et al. (2004), Equação (4), devido à falta de equipamentos apropriados, como por exemplo, o anemômetro, cujo qual seria possível medir a velocidade do ar.

3.4.5 Corrente Elétrica e Tensão

Os dados de corrente elétrica e tensão do inversor de frequência foram retirados do próprio equipamento, pois em cada variação de rotação do ventilador o equipamento já fornece os dados para o controle efetuado.

3.5 CONTROLADOR

O controlador utilizado neste estudo será o Proporcional-Integral-Derivativo (PID), trata-se de um algoritmo de controle muito utilizado para sistemas de controle industrial. De acordo com Seborg (2011), a escolha por um controlador PID está atribuída ao seu desempenho robusto, por amplas condições de funcionamento e sua

simplicidade funcional, permitindo aos engenheiros operá-los de uma forma simples e direta.

3.5.1 Identificação da Função de Transferência do Processo

Para esse experimento aplicou-se uma perturbação degrau na entrada do sistema de magnitude igual a 990,3 RPM da rotação do ventilador da torre. O perfil de temperatura da água de saída da torre foi registrado e tratado utilizando o método de Ziegler e Nichols [27], para identificar os parâmetros da função de transferência do processo de primeira ordem com tempo morto, conforme Equação (6).

$$G(s) = \frac{K}{\tau s + 1} e^{-\theta s} \quad (6)$$

3.5.2 Malha de Controle

Foi projetada uma malha de controle de realimentação (*feedback*) Fig. 4 para o controle de temperatura da água na saída da torre. Essa malha consiste em um sensor de temperatura tipo PT100 para medir a temperatura da água de saída da torre, no qual manda o sinal para um controlador de temperatura que por sua vez retransmite um sinal para o inversor de frequência ligado ao ventilador controlando assim a rotação do mesmo.

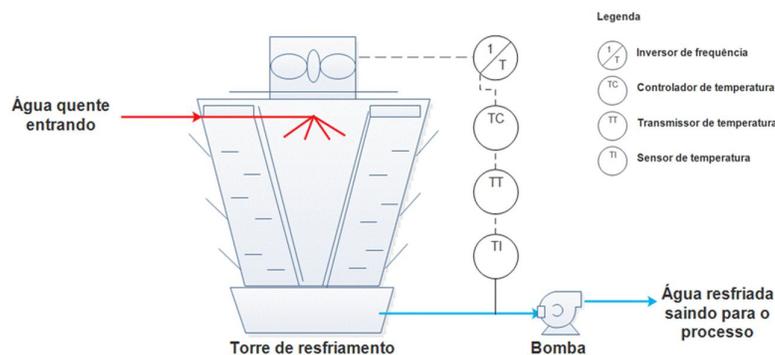


Figura 4: Malha de controle de realimentação (*feedback*).



3.5.3 Sintonia do Controlador

Com base na malha de controle e com a identificação da função de transferência do processo, foi possível realizar o ensaio de simulação da malha e a sintonia do controlador PID, conforme Equação 7, (2011).

$$G_C(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_{is}} + T_d s \right) \quad (7)$$

O ensaio de simulação e sintonia do controlador foi realizado no ambiente de simulação Simulink do software Matlab. O controlador foi ajustado para um *setpoint* hipotético (23,4 °C) de trabalho.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste item serão apresentados os resultados obtidos a partir dos dados do planejamento experimental, para otimização do processo de resfriamento, a viabilidade econômica baseada nos custos com energia elétrica e posteriormente a proposta de aplicação de uma malha de controle do sistema.

4.1 RESULTADOS DO PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL

Por meio dos experimentos fatoriais, foi possível quantificar a eficiência da torre de resfriamento. Com esses resultados obtidos calcularam-se os coeficientes de regressão do modelo. Aplicando-se a análise de variância (ANOVA), foi obtido um nível de significância $p < 0,01$, com coeficiente de regressão (R^2) igual a 96,13%, e um F calculado superior ao tabelado conforme observado na Tabela 3. Esses resultados indicam que o modelo é adequado para prever o comportamento da eficiência da torre de resfriamento. O modelo de regressão apenas com os termos significativos para a eficiência da torre é apresentado na Equação (8).

$$\eta = -1,019 + 0,7610P - 4,993 \times 10^{-4}R + 1,786 \times 10^{-4}PR - 1,103 \times 10^{-1}P^2 + 10^{-7}R^2 - 9,505 \times 10^{-8}PR^2 \quad (8)$$



Tabela 3: ANOVA para a resposta da eficiência da torre

Fonte de variação	Soma dos quadrados	Graus de liberdade	Quadrado médio	calc	- valor
Regressão	0,6034	6	0,01006	0,71	0,01
Resíduos	0,002428	5	0,0004855		
Total	0,06277	1			

%variação explicada (R^2) = 96,13%; $F_{6;5;0,1} = 3,405$.
Fonte: os autores.

A superfície de resposta derivada do modelo a qual apresenta a variação da eficiência (η) nos experimentos em função da pressão da água e da rotação do ventilador pode ser observada na Figura 5. Verifica-se que com o aumento da pressão e da rotação do ventilador a eficiência aumenta, porém a uma determinada pressão e rotação ocorre um decréscimo na eficiência. Para os limites mínimos não houve mudança significativa. Por outro lado os limites médios estabelecidos no planejamento experimental obtiveram resultados mais satisfatórios até mesmo que os limites superiores. Este resultado indica que a torre de resfriamento mesmo em funcionamento máximo não está atuando nas condições de maior eficiência, devido à rotação ser muito alta não há troca térmica suficiente entre a água quente e o ar frio, sendo que a água é aspergida para fora da torre pelo difusor do ventilador, o mesmo ocorre com a pressão da água de resfriamento, se esta for muito alta o contato com o equipamento a ser resfriado não é o desejado, passando muito rapidamente, não havendo a troca térmica.

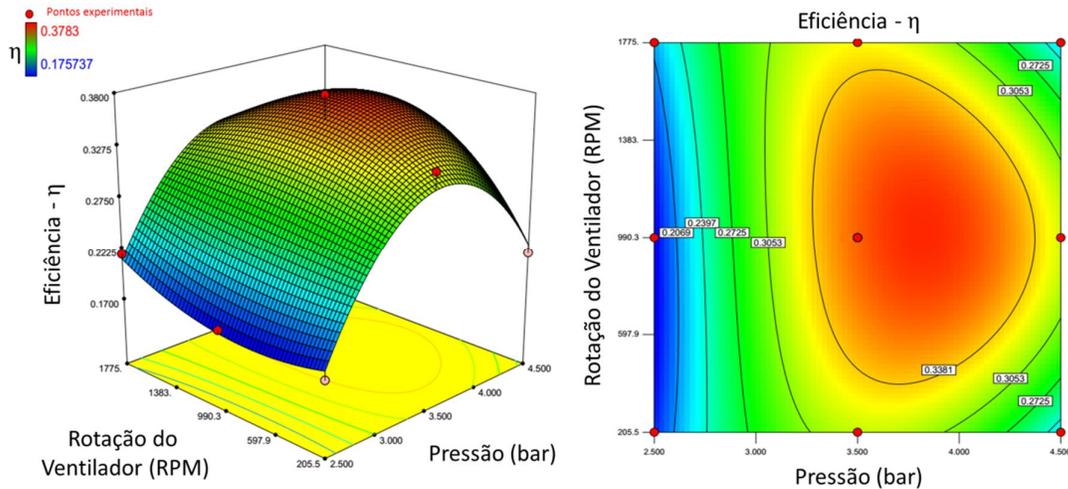


Figura 5: Gráfico de resposta da eficiência térmica
 Fonte: Os autores

Para cada condição testada foi possível identificar o coeficiente de transferência de massa e calor ($K_G a$). Desta forma também se obteve um modelo de regressão e seus respectivos coeficientes, Equação (9). A análise de variância (ANOVA) mostrou que o modelo não foi significativo, obteve-se um baixo valor de (R^2) igual a 70% e um F calculado inferior ao tabelado, mostrando que o modelo não é adequado para prever o comportamento da variação do $K_G a$, conforme observado na Tabela 4.

$$K_G a = 1,004 + 2,505 \times 10^{-1}P - 9,690 \times 10^{-2}R - 1,949 \times 10^{-1}PR - 7,340 \times 10^{-2} P^2 + 3,062 \times 10^{-1}R^2 - 9,75 \times 10^{-2}P^2R - 2,272 \times 10^{-1}PR^2 \quad [kg/m^3.h] \quad (9)$$

Tabela 4: ANOVA para a resposta do ($K_G a$).

Fonte de variação	Soma dos quadrados	Graus de liberdade	Quadrado médio	calc	- valor
Regressão	0,7021	7	0,1003	,091	,5
Resíduos	0,3675	4	0,09189		
Total	1,070	11			

%variação explicada (R^2) = 70,00%; $F_{7; 4; 0,1} = 3,979$.

Fonte: Os autores

A superfície de resposta derivada do modelo que apresenta a variação do K_{Ga} em função da pressão da água na tubulação e da rotação do ventilador é apresentada na Figura 6.

A vazão de ar afeta fortemente o K_{Ga} e propicia, também, uma maior força motriz para transferência de massa, como resultado as temperaturas da água na saída tendem a ser menores para maiores valores de G . O aumento da vazão de água (L) propicia maior K_{Ga} , mas, também, menor força motriz para transferência de massa.

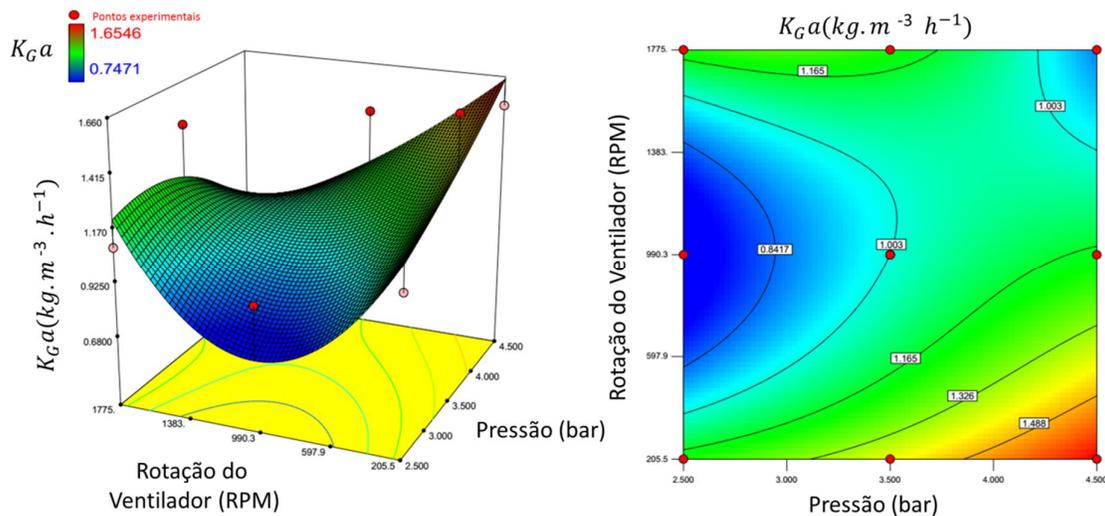


Figura 6: Gráfico de resposta do coeficiente de transferência de massa e energia.
Fonte: Os autores

Por meio dos resultados obtidos, foram calculados os coeficientes de regressão do modelo que representa a variação da potência em kW Equação (10). A análise de variância (ANOVA), considerando apenas os termos significativos do modelo, indicou um nível de significância alto $p < 0,01$, uma variação explicada $R^2 = 99,99\%$ e um F calculado superior ao tabelado, conforme observado na Tabela 5. Esses resultados indicam que o modelo é adequado para prever o comportamento da potência do ventilador.

$$P = 0,893 - 8,125 \times 10^{-4}R + 5,27 \times 10^{-6}R^2 \quad [kW] \quad (10)$$

Tabela 5: ANOVA para a resposta para a potência do ventilador.

Fonte de variação	Soma dos quadrados	Graus de liberdade	Quadrado médio	F _{cal}	- valor
Regressão	374	2	187	6,366E7	0,01
Resíduos	0,00001	9	0,000001		
Total	374	11			

%variação explicada (R²) = 99,99%; F_{2; 9; 0,1} = 3,006.

Fonte: Os autores

A superfície de resposta derivada do modelo apresenta a variação da potência em função da pressão da água na tubulação e da rotação do ventilador como pode ser visto na Figura 7. É possível observar que em rotações mais baixas a potência será menor, com isso terá redução de custo com energia elétrica, funcionando dentro dos limites que exige o processo. Visto que a planta química em estudo não demanda de uma rotação máxima durante todas as horas de funcionamento.

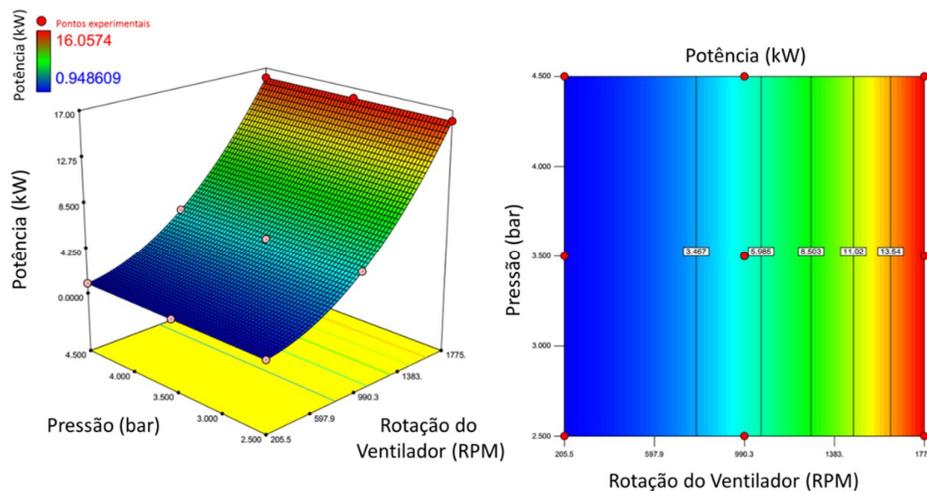


Figura 7: Gráfico de resposta da potência do ventilador.

Fonte: Os autores

Foram simuladas as melhores condições dos fatores pressão da água de resfriamento e rotação do ventilador a partir dos modelos matemáticos obtidos utilizando a função de desejabilidade global Equação (5). A Tabela 6 apresenta os critérios para a otimização da operação da torre e os resultados obtidos. A Figura 8 apresenta o gráfico da resposta para a otimização da operação da torre de resfriamento em estudo.

Tabela 6: Critérios e resultados da otimização.

Variáveis	Objetivo	Limite inferior	Limite Superior	Obtido
Pressão (bar)	No intervalo	2,5	4,5	3,826
Rotação do ventilador (RPM)	No intervalo	205,5	1775,11	1015
η -eficiência	Maximizar	0,1757	0,3783	0,3709
K_Ga	No intervalo	0,7471	1,655	1,073
Potência (kW)	Minimizar	0,9486	16,06	5,500

Valor da função de Desejabilidade = 96,35%.
 Fonte: Os autores

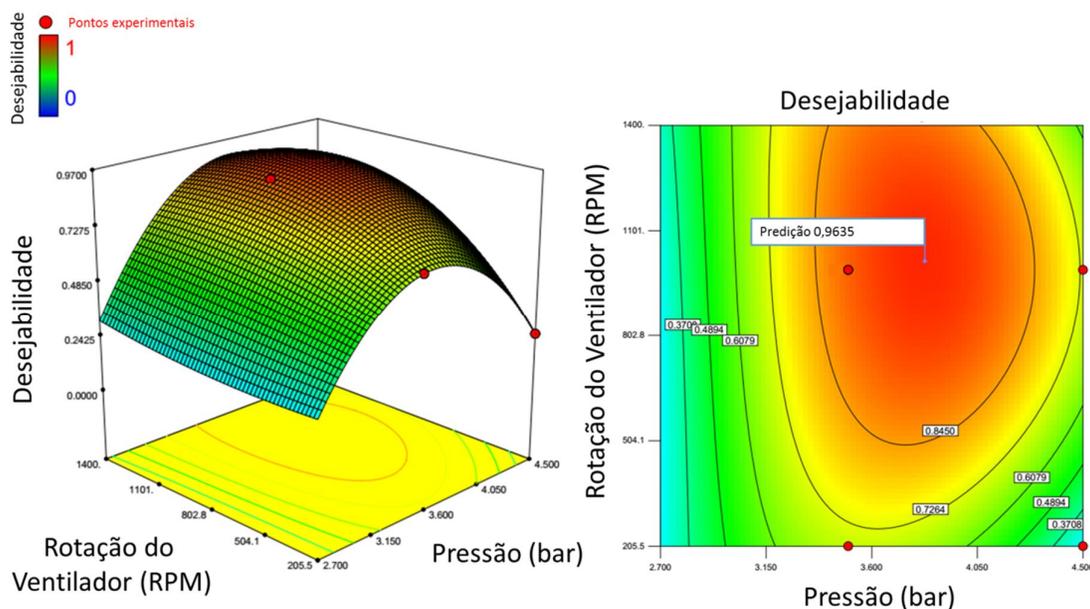


Figura 8: Gráfico de resposta para otimização da torre de resfriamento
 Fonte: Os autores

Para o custo energético tomou-se como base de cálculo a corrente e a tensão em que o inversor de frequência trabalha em determinada rotação estabelecida conforme Tabela 7, bem como as horas de funcionamento do equipamento.

Tabela 7: Cálculo de Potência e Custo de Energia Elétrica.

RPM	I (A)	T (V)	f (Hz)	P (W)	P (KW)	Consumo em 24 h de operação
205,50	13,04	42,00	6,9	948,609	0,948	R\$ 10,70
990,30	15,10	201,00	33,3	5256,944	5,256	R\$ 59,30
1015,00	15,446	205,85	34,14	5500,00	5,50	R\$ 62,12
1775,11	26,10	355,20	60	16057,350	16,057	R\$ 181,12

Fonte: os autores.

4.2 PROPOSTA DE CONTROLE AUTOMÁTICO

A fim de identificar a função de transferência do sistema de resfriamento aplicou-se uma perturbação degrau na entrada do sistema e analisou-se a resposta de saída (temperatura de saída da água), representada na Figura 9.

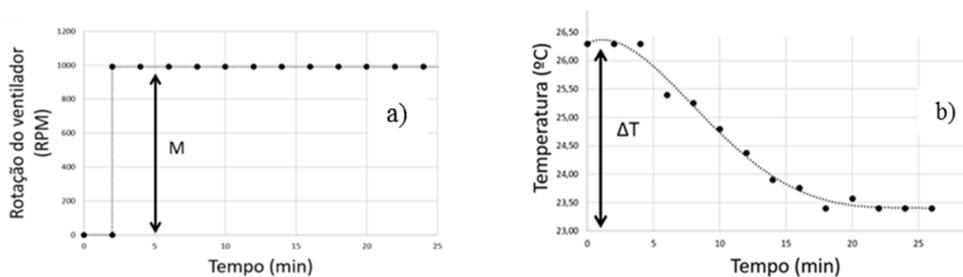


Figura 9: Gráfico da perturbação e resposta ao degrau. a) Tempo versus Temperatura de entrada da água. b) Tempo versus Rotação do ventilador.

Fonte: Os autores

A função de transferência de primeira ordem com tempo morto de acordo com a Equação (6) está representada a seguir com os valores obtidos para o ganho do processo, constante de tempo do processo e tempo morto do processo respectivamente de $-0,00293 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{RPM}^{-1}$, 394,092 segundos e 274,614 segundos.

$$G(s) = \frac{-0,00293}{394,092s + 1} e^{-274,614s}$$

A partir da função de transferência do processo e a malha de controle *feedback* proposta no item 3.6.2 foi possível construir o diagrama de blocos e simular a malha de controle *feedback* para obtenção dos parâmetros do controlador PID, conforme a Figura 10.

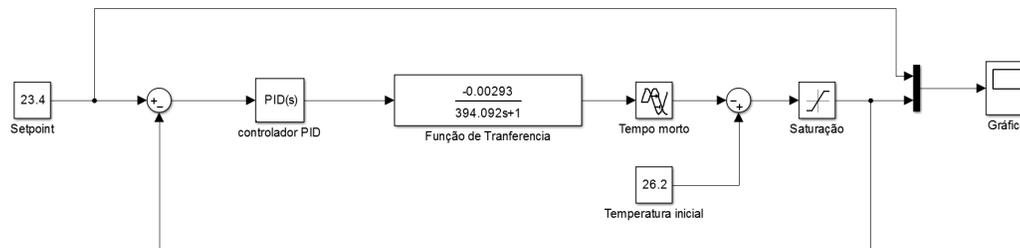


Figura 10: Malha de controle *feedback*.
Fonte: Os autores

A partir da simulação com a malha de controle foram obtidos os parâmetros do controlador PID como, o ganho proporcional, o ganho integral e o ganho derivativo, com os respectivos valores, 385,65; 0,943 e 14286,917 foi possível verificar graficamente a partir do software Matlab, a resposta do controlador em malha fechada, conforme apresenta a Figura 11. A temperatura proposta para o *setpoint* foi de acordo com os experimentos realizados.

Analisando o gráfico é possível verificar que somente com a função de transferência atuando em malha aberta e sem controle o tempo para o sistema chegar ao *setpoint* estabelecido foi de 26,08 min., sendo que a função de transferência com controlador PID leva a uma resposta mais rápida em torno de 10,48 min. Em função da resposta rápida do controlador observa-se a ocorrência de um *overshoot* (sobressinal) de aproximadamente 2% em relação ao *setpoint*, no tempo de 14,08 min. e com temperatura de 22,97°C. Observa-se também que a função de transferência sem controle não estabiliza no *setpoint* desejado e na função de transferência com controle ocorrem pequenas oscilações até estabilizar no *setpoint*, no tempo de 32 min.

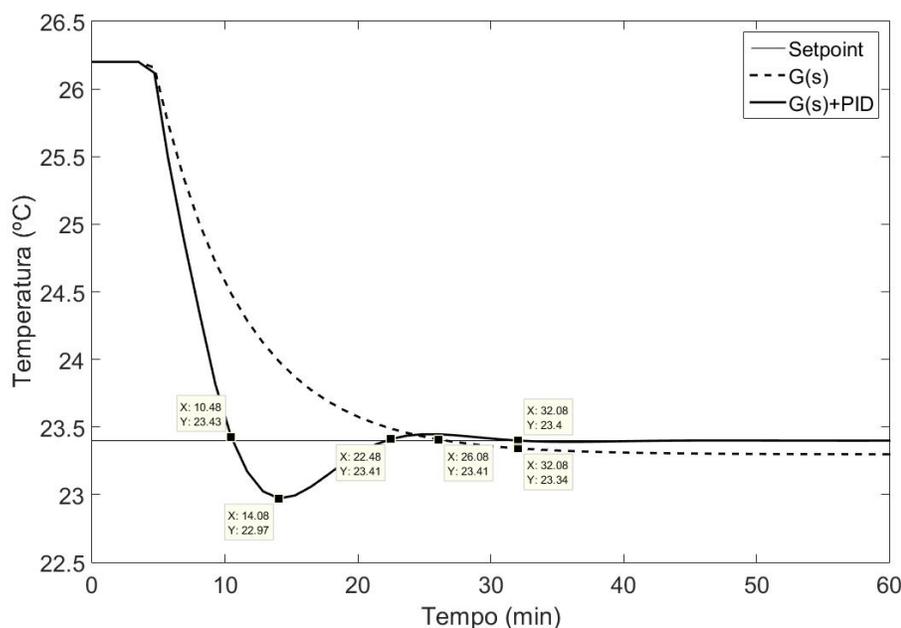


Figura 11: Resposta do controlador em malha fechada
Fonte: Os autores

5 CONCLUSÕES

O cálculo de balanço de massa e de energia para torres é impreciso devido à quantidade de variáveis ambientais e de processo envolvidas. A análise dos dados experimentais obtidos em cada experimento foi utilizado para desenvolver modelos matemáticos empíricos que foram tomados como base para a otimização do processo de resfriamento.

A eficiência térmica do sistema de resfriamento é dependente das temperaturas de entrada e saída da água bem como a temperatura de bulbo úmido. O valor máximo obtido para eficiência com base nos dados obtidos experimentalmente foi de 37%, que corresponde o ponto central de vazão de água e de ar.

O coeficiente global de transferência de calor e massa (K_{Ga}) foi expresso em função das vazões de ar e de água e os resultados das determinações revelaram-se confiáveis concluindo-se que a vazão de ar é o fator de maior influência no coeficiente global. Quanto maior a rotação do ventilador, menor será o K_{Ga} , devido a relação entre L/G ser muito pequena, pois, têm-se uma vazão muita alta de ar para uma vazão pequena de água. Com isto ocorre o arraste da água para o ar, levando ao aumento do consumo de água de reposição.



A potência que o motor exerce está diretamente ligada ao custo operacional com energia elétrica. Foi obtido resultados de potência e custo energético para cada rotação do motor proposta no planejamento experimental. Sendo que o limite mínimo não foi eficiente para o processo de resfriamento, considerados apenas os limites médio e máximo. Atualmente o ventilador funciona com comandos manuais apenas no modo liga e desliga este por sua vez parte com uma corrente de 118 A e após em média 40 segundos estabiliza na corrente de máxima rotação que é de 27 A. Ao instalar o inversor de frequência esta corrente partiu do zero, e o equipamento efetuou modulações da mesma até atingir a corrente referente a rotação especificada (*setpoint*). No limite médio onde a corrente é de 15,1 A o custo considerando 24h de processo é de R\$ 59,30 por dia, já o custo utilizando o limite máximo é de R\$ 181,12. Modulando a rotação com um inversor de frequência a redução de custo com relação a estes dois pontos apenas seria de 33%.

Os resultados para otimização do processo de resfriamento foram satisfatórios. Visto que será possível uma redução de custo significativo. O ventilador poderá operar em rotação equivalente a 1015 RPM e o bombeamento da água resfriada para a planta química poderá ser de 3,83 bar. Com estas condições foram obtidas as respostas das variáveis relevantes neste trabalho que seguem: eficiência térmica maximizada para 0,3709; coeficiente de transferência de calor e massa médio de $1,073 \text{ kg}\cdot\text{m}^2\cdot\text{h}^{-1}$ e potência equivalente a 5,5 kWh.

A redução de custo com instalação do inversor de frequência comparando com a situação atual, sendo o ventilador atuando com rotação máxima de 1775,1 RPM e com o planejamento estatístico, ventilador atuando com rotação de 1015,00 RPM é de aproximadamente 34,31%. Considerando 20 dias de produção 24 h, a redução da rotação do ventilador proposta iria reduzir o custo anual aproximadamente de R\$ 43.458,80 para 14.908,80. Com relação ao bombeamento de água não foi realizado análise de redução de custo devido às limitações do sistema. Uma vez que existem falhas a serem corrigidas no encaminhamento da água resfriada para as operações unitárias a serem resfriadas.

Atualmente o controle do sistema de resfriamento é realizado manual, o proposto controlador irá auxiliar a otimização do sistema, tendo em vista que o operador apenas irá selecionar um *setpoint* desejado de acordo com as limitações do processo. Como o processo de resfriamento depende das condições ambientais e os



experimentos foram realizados em dias com temperaturas menores (condições de inverno e primavera) seria necessário realizar teste em dias quentes, típicos de verão para então possa ser pré-ajustado o controlador conforme as condições climáticas.

Por meio dos monitoramentos do sistema de resfriamento, foi possível determinar a função de transferência do processo e programar uma malha de controle *feedback* de temperatura, utilizando um controlador PID, a partir do qual simulou-se o resfriamento da planta química a qual a torre de resfriamento está inserida e obteve-se os parâmetros de controle do processo para ajustar o controlador em diferentes temperaturas. Esse refinamento promoveu uma rápida chegada à temperatura de operação (*setpoint*) ocorrendo oscilações como um *overshoot* de aproximadamente 2%, porém este para o processo de resfriamento em estudo não é relevante, pois o importante seria a resposta rápida de chegada ao *setpoint* estabelecido, mostrando estabilidade no controle de temperatura deste *setpoint* enquanto que a função de transferência em malha fechada sem controle não estabiliza.

REFERÊNCIAS

- ALFATERM. Torres de Resfriamento de água. Disponível em: [http://www.alfaterm.com.br/index.php#prettyPhoto\[pp_index\]/0/](http://www.alfaterm.com.br/index.php#prettyPhoto[pp_index]/0/). Acesso em: 10 de setembro de 2016.
- ALPINA, S/A** Indústria e Comércio. **Torres de resfriamento de água**. Edição 1978. Vol.1. São Paulo.
- BEDEKAR, S. V.; NITHIARASU, P; SEETHARAMU, K. N. **Experimental investigation of the performance of a counter-flow, packed-bed mechanical cooling tower**. Energy. Volume 23, Issue 11, November 1998, Pages 943–947.
- BURGER, R. **Improve counter-flow cooling tower operation**. Hydrocarbon Process, v.70 n.3. Dallas Texas. 1991. 59-61p.
- CHAIBI, M. T.; BOURONI, K.; BASSEM, M. M.. **Experimental analysis of the performance of a mechanical geothermal water cooling tower in South Tunisia**. American Journal of energy Research, 2013. Vol. 1, Nº 1, 1-6.
- COOLING TECHNOLOGY INSTITUTE. Houston. **What is a (wet, atmospheric) cooling tower?** Disponível em: <<http://www.cti.org/>>. Acesso em: 10 de Abril de 2016.
- CORTINOVIS, G. F.; SONG, T. W. **Modelagem e otimização de um sistema de água de resfriamento e validação experimental**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2004.



CORTINOVIS, G. F.; PAIVA, J. L.; SONG, T. W.; PINTO, J. M. **A systemic approach for optimal cooling tower operation.** Energy Conversion and Management. v. 50, p. 2200-2209, 2009.

CORTINOVIS, G. F.; RIBEIRO, M. T.; PAIVA, J. L.; SONG, T. W.; PINTO, J. M. **Integrated analysis of cooling water systems: Modeling and experimental validation.** Applied Thermal Engineering. v. 29, p. 3124-3131, 2009.

COUTURE, P. L. **Thermal-Hydraulic Design of Replacement Cooling Towers for Vermont Yankee Nuclear Power Station.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Faculty of Rensselaer Polytechnic Institute, Hartford, 53 f., 2010. Disponível em: <<https://pt.scribd.com/doc/312961332/Thermal-Hydraulic-Design-of-Replacement-Cooling-Tower-pdf>>. Acesso em: 20 set. 2016.

GOMES, C.C.G. **Torres de resfriamento de água.** Oficina do Frio. Nº 25, jan.1997.

OLIVEIRA, J. D. **Auditoria em torres de resfriamento em indústrias químicas.** Monografia (Programa de Pós-graduação em Engenharia Industrial). Escola Politécnica Universidade Federal da Bahia, Salvador, 43F, 2011. Disponível em: <http://www.pei.ufba.br/novo/uploads/biblioteca/TCC_jessica%20REV%203.pdf> Acesso em: 29 abr. 2016.

OLIVEIRA, A.C.C.T. **Estudo de materiais alternativos para enchimento de torres de resfriamento.** Dissertação (mestrado em Engenharia mecânica). Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 122 f., 2009.

OMNI (Grupo Industrial de Equipamentos Ltda.). **Torres de resfriamento de água.** SP. 1989 – disponível em: <www.omnigrupo.com.br>. Acesso em: 17 de abril de 2016.

KHAN, J. U.R.; YAQUB, M.; ZUBAIR, S. **Performance characteristics of counter flow wet cooling towers.** Department of Mechanical Engineering, King Fahd University of Petroleum and Minerals, Mail Box 1474, Dhahran 31261, Saudi Arabia. Energy Conversion and Management, 44, 2003.

MARQUES, C. A. X., FONTES, C. H., EMBIRUÇU, M., KALID R. A. **Efficiency control in comercial couter flow wet cooling tower.** Energy Conversion and Management, Vol. 50, pp. 2843 – 2855, 2009.

McCABE, W. L.; SMITH, J.C.; HARRIOT, P. **Unit Operations of chemical engineering.** 7ªed. New York. McGraw Hill. 2005.

MELLO, L. C. **Influências de variáveis de processo no desempenho de torre de resfriamento.** Dissertação (Mestre em Engenharia) Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 140f. 2008

WAKI, R. **Montagem e avaliação de uma torre de resfriamento para uso em atividades de ensino de graduação.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Química). Universidade Estadual de Campinas, faculdade de engenharia Química. Campinas, 115 f. 2009.



MONTGOMERY, D.C. & RUNGER, G.C. **Applied statistics and probability for engineers**. 3 ed. New York: J.Wiley, 2002. 976p.

MYERS, R. H.; MONTGOMERY, D C.; ANDERSON-COOK, C. M. **Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments**. 3. ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2009. 704p.

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

SEBORG, D.E.; EDGAR, T.F.; MELLICHAMP, D. A; DOYLE III, F. J. **Process Dynamics and Control**. 3 ed. New York: J.Wiley, 2011. 514p.

STEFFENELLO, M. **Análise situacional, dimensionamento e proposta alternativa de novo sistema de refrigeração**. (Trabalho de Conclusão de Curso). Faculdade Horizontina, Horizontina, 63 f., 2012.

TROVATI, J. **Tratamento de água - Sistemas de resfriamento**. Araraquara, SP 2004. Disponível em: <<http://www.tratamentodeagua.com.br/curso>>. Acesso em: 10 de abril de 2016.

VEIGA, A. A. **Estudo do Efeito Biocida do Cloro e do Peróxido de Hidrogênio em Sistemas de Resfriamento com Reuso de Efluente como Água de Reposição**. Dissertação (Doutorado em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos). Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ, Escola de Química, Rio de Janeiro, 2010.

WEG. **Solução de Eficiência em Torre de Resfriamento**. WMO – Fev/2012. Disponível em: <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-solucao-de-eficiencia-energetica-em-torres-de-resfriamento-estudo-de-caso-portugues-br.pdf>. Acesso em: 10 de agosto de 2016.