



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA EN PETROQUÍMICA

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERO EN PETROQUÍMICA**

**TEMA: EVALUACIÓN TÉRMICA DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO
DE UNA PLANTA DE TRATAMIENTO DE AGUAS INDUSTRIALES DE
UNA ACERÍA**

AUTOR: FERNÁNDEZ GUEVARA, NELSON WLADIMIR

DIRECTOR: ING. DONOSO QUIMBITA, CATERINE ISABEL, MSc.

LATACUNGA

2019



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA EN PETROQUÍMICA

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, *“EVALUACIÓN TÉRMICA DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE UNA PLANTA DE TRATAMIENTO DE AGUAS INDUSTRIALES DE UNA ACERÍA”* fue realizado por el señor *Fernández Guevara, Nelson Wladimir* el mismo que ha sido revisado en su totalidad, analizado por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, razón por lo cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Latacunga, 01 de julio del 2019

Ing. Caterine Donoso, MSc.

Directora de Tesis

C.C.: 0502507536




DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGIA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA EN PETROQUÍMICA

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, *Fernández Guevara, Nelson Wladimir*, declaro que el contenido, ideas y criterios de trabajo de titulación: “*Evaluación térmica de una torre de enfriamiento de una planta de tratamiento de aguas industriales de una Acería*” es de mi autoría y responsabilidad cumpliendo con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Consecuentemente el contenido de la investigación mencionada es veraz.

Latacunga, 01 de julio del 2019



Fernández Guevara, Nelson Wladimir
C.C.: 1722589932

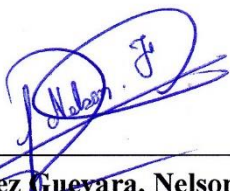


DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGIA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA EN PETROQUÍMICA

AUTORIZACIÓN

*Yo, **Fernández Guevara, Nelson Wladimir** autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: “Evaluación térmica de una torre de enfriamiento de una planta de tratamiento de aguas industriales de una Acería” en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi responsabilidad.*

Latacunga, 01 de julio del 2019



Fernández Guevara, Nelson Wladimir
C.C.: 1722589932

DEDICATORIA

A mi madre Lcda. Esp. Mercedes Guevara.

A mis abuelitos Tarquino Guevara y Rosario Paredes.

A mi tío William Ojeda.

AGRADECIMIENTOS

“The breakfast of champions is not cereal, it's your opposition.”

Nick Seitz

A:

Mi madre, por su apoyo fundamental e incondicional durante mi formación académica, por su esfuerzo y sacrificio, valores que fueron base para cumplir mis metas.

Mi familia, por sus consejos y palabras de aliento.

La Acería, por abrirme las puertas y permitir realizar mi proyecto.

Ing. Caterine Donoso, por su conocimiento brindado para el desarrollo de la presente investigación.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CARÁTULA

CERTIFICACIÓN i

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD ii

AUTORIZACIÓN..... iii

DEDICATORIA iv

AGRADECIMIENTOS v

ÍNDICE DE CONTENIDOS vi

ÍNDICE DE TABLAS..... x

ÍNDICE DE FIGURAS..... xi

LISTA DE SÍMBOLOS Y UNIDADES xiii

RESUMEN..... xvi

ABSTRACT xvii

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes..... 1

1.2. Planteamiento del problema 5

1.3. Justificación e importancia 7

1.4. Objetivos..... 8

1.4.1. Objetivo general 8

1.4.2. Objetivos específicos..... 8

CAPÍTULO II

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA Y ESTADO DEL ARTE

2.1.	Análisis químico del agua en torres de enfriamiento	10
2.1.1.	Parámetros físicos.....	10
2.1.2.	Parámetros químicos.	11
2.2.	Psicrometría.....	13
2.2.1.	Aire húmedo.	13
2.2.2.	Humedad absoluta.	13
2.2.3.	Humedad relativa.....	14
2.2.4.	Calor húmedo.	14
2.2.5.	Volumen húmedo.	14
2.2.6.	Entalpía.....	15
2.3.	Torres de enfriamiento	15
2.3.1.	Tipos de torres de enfriamiento.....	16
a.	Atmosférica.	16
b.	Tiro mecánico.....	18
c.	Tiro híbrido.....	19
2.3.2.	Parámetros de diseño.....	20
a.	Temperatura de bulbo húmedo.....	20
b.	Temperatura de bulbo seco.....	20
c.	Temperatura de aproximación (A).	20
d.	Rango de enfriamiento (R).....	21
e.	Eficiencia de una torre de enfriamiento.....	21
f.	Carga térmica (Q).....	22
g.	Relación líquido/gas (L/G).....	22
h.	Ciclos de concentración (N).....	22

2.4.	Balances de masa y energía en una torre de enfriamiento.....	23
a.	Balance de acondicionamiento de agua.....	23
b.	Balance de masa.	25
c.	Balance de energía.....	26
d.	Ecuación de la línea de la fuerza impulsora.	27
e.	Ecuación de diseño.....	29
2.5.	Modelado matemático	30
2.6.	Importancia de la simulación de procesos.....	33

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1.	Materiales y equipos.....	34
3.2.	Levantamiento de la línea base.....	34
3.3.	Cálculos para la evaluación térmica en una torre de enfriamiento.....	36
3.3.1.	Balance de masa	36
a.	Balance de acondicionamiento de agua.....	36
3.3.2.	Balance de energía.....	37
a.	Curva de equilibrio.....	37
b.	Recta de operación.	37
c.	Diagrama de entalpía.....	37
d.	Número de unidades de transferencia del gas.	38
e.	Altura de una unidad de transferencia y coeficiente volumétrico de transferencia de masa	38
3.3.3.	Indicadores de desempeño en una torre de enfriamiento	40
a.	Rango de enfriamiento.	40

b.	Carga térmica.....	41
c.	Eficiencia.....	41
d.	Número de unidades de difusión.....	41
3.4.	Modelo y Simulación de una torre de enfriamiento.....	41
3.4.1.	Modelo matemático de una torre de enfriamiento.....	41
3.4.2.	Solución numérica del modelo matemático.....	44
3.4.3.	Simulación computacional.....	45

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1.	Levantamiento de la línea base.....	46
4.2.	Balance de acondicionamiento de agua.....	49
4.3.	Balance de energía.....	50
4.3.1.	Diagramas de entalpía.....	50
4.3.2.	Número de unidades de transferencia del gas.....	52
4.3.3.	Coefficiente volumétrico de transferencia de masa.....	54
4.4.	Indicadores de desempeño de la torre de enfriamiento.....	54
4.5.	Simulación computacional.....	55

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1.	Conclusiones.....	62
5.2.	Recomendaciones.....	63

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	64
---	----

ANEXOS	69
---------------------	----

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Límites recomendados de calidad del agua de una torre de enfriamiento	12
Tabla 2. Equipos y materiales	34
Tabla 3. Datos experimentales promedios de operación de la torre 8 a.m.	46
Tabla 4. Datos experimentales promedios de operación de la torre 1 p.m.....	47
Tabla 5. Balance de acondicionamiento de agua en la torre de enfriamiento	49
Tabla 6. Indicadores de desempeño de la torre de enfriamiento	54
Tabla 7. Comparación de la temperatura de salida del agua entre datos experimentales promedios y simulados	56
Tabla 8. Propuesta operacional para la torre de enfriamiento	60
Tabla 9. Influencia del número de pasos en la solución del modelo matemático	61

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Torre de pulverización atmosférica	17
Figura 2. Torre de tiro natural a contracorriente	17
Figura 3. Torre de tiro mecánico forzado.....	18
Figura 4. Torre de tiro inducido a contracorriente	19
Figura 5. Gráfica para estimar la purga de una torre de enfriamiento	23
Figura 6. Esquema general de acondicionamiento de agua en una torre de enfriamiento	24
Figura 7. Balance diferencial de masa	25
Figura 8. Balance diferencial de energía.....	26
Figura 9. Algoritmo para el desarrollo de un modelo matemático	31
Figura 10. Esquema de ubicación de instrumentos de prueba para una evaluación térmica	35
Figura 11. Diagrama de entalpía	37
Figura 12. Evaluación gráfica del número de unidades de transferencia.....	38
Figura 13. Carta para la determinación de la fuerza impulsora media.....	40
Figura 14. Volumen de control en el relleno de una torre a contracorriente	43
Figura 15. Temperaturas promedio de bulbo húmedo y bulbo seco del aire en las seis condiciones de operación	48
Figura 16. Diagrama de entalpía de la torre de enfriamiento en condición de diseño	50
Figura 17. Diagrama de entalpía de la torre en condición de operación 8 a.m.	51
Figura 18. Diagrama de entalpía de la torre en condición de operación 1 p.m.	51
Figura 19. Integración gráfica del N_{tuG} en condición de diseño	52
Figura 20. Integración gráfica del N_{tuG} en condición de operación 8 a.m.	53

Figura 21. Integración gráfica del N_{tuG} en condición de operación 1 p.m.	53
Figura 22. Perfil de temperatura del agua bajo condición de diseño	57
Figura 23. Perfil de temperatura del agua bajo condición de operación 8 a.m.	58
Figura 24. Perfil de humedad absoluta del aire bajo condición de operación 8 a.m.....	58
Figura 25. Perfil de temperatura del agua bajo condición de operación 1 p.m.....	59
Figura 26. Perfil de humedad absoluta del aire bajo condición de operación 1 p.m.	59

LISTA DE SÍMBOLOS Y UNIDADES

Letras

a = Superficie interfacial específica, basada en el volumen de la sección empacada, [m^2/m^3].

A = Área de la sección transversal del relleno, [m^2]

C_S = Calor húmedo, [$\text{kJ}/\text{kg } ^\circ\text{C}$].

C_{pL} = Capacidad calorífica del agua, [$\text{kJ}/\text{kg } ^\circ\text{C}$].

G = Flujo másico de gas seco por unidad de área de sección transversal, [$\text{kg}/\text{h m}^2$].

H = Entalpía específica, [kJ/kg].

h = Coeficiente volumétrico de transferencia de calor, [$\text{kJ}/\text{h m}^3 ^\circ\text{C}$].

h_L = Coeficiente de transferencia de calor en la fase líquida, [$\text{kJ}/\text{h m}^2 ^\circ\text{C}$].

h_G = Coeficiente de transferencia de calor en la fase gaseosa, [$\text{kJ}/\text{h m}^2 ^\circ\text{C}$].

H_{tuG} = Altura global de una unidad de transferencia de gas, [m].

k_G = Coeficiente de transferencia de masa para la fase gaseosa, [$\text{kg}/\text{h m}^2$].

K_G = Coeficiente global de transferencia de masa para la fase gaseosa, [$\text{kg}/\text{h m}^2$].

L = Flujo másico del líquido por unidad de área de sección transversal, [$\text{kg}/\text{h m}^2$].

Le = Factor de Lewis, [adimensional].

m = Flujo másico, [kg/h].

M_A = Peso molecular del vapor de agua, [kg/kgmol].

M_B = Peso molecular del aire seco, [kg/kgmol].

N_{tuG} = Número global de unidades de transferencia del gas, [adimensional].

n_d = Número de unidades de difusión, [adimensional]

\bar{P} = Presión parcial, [kPa].

P = Presión atmosférica, [kPa].

Pr = Número de Prandtl, [adimensional].

Q = Flujo de transferencia de calor, [kJ/h].

q_s = Flujo de transferencia de calor sensible, [kJ/h m²].

q_v = Flujo de transferencia de calor latente, [kJ/h m²].

S_i = Superficie interfacial, [m²].

Sc = Número de Schmidt, [adimensional].

v_H = Volumen húmedo, [m³/kg_B].

V = Volumen del relleno activo por unidad de superficie de relleno de la torre [m³/m²].

t = Temperatura, [°C].

Y = Humedad absoluta, [kg_A/kg_B].

z = Altura del relleno de la torre de enfriamiento, [m].

Letras Griegas

φ = Humedad relativa, [%].

λ = Calor latente de vaporización, [kJ/kg].

ρ = Densidad, [kg/m³].

Subíndices

0 = Condición de referencia.

1 = Condición de salida.

2 = Condición de entrada.

A = Vapor de agua.

B = Aire seco.

bh = Bulbo húmedo.

bs = Bulbo seco.

c = Transferencia de calor convectivo.

G = Gas.

hw = Agua caliente.

hc = Agua fría.

i = Interfase.

L = Líquido.

m = Transferencia de masa.

S = Condición de saturación.

Superíndices

* = Saturación.

RESUMEN

En la presente investigación se realizó una evaluación térmica de una torre de enfriamiento de tiro inducido a contracorriente a escala industrial, para lo cual se llevó a cabo el levantamiento de la línea base durante el mes de enero del 2019. Se generó un modelo matemático que representa el proceso físico de enfriamiento del agua por evaporación. Las ecuaciones diferenciales ordinarias del modelo se resolvieron por el método de Runge-Kutta de cuarto orden. Con base en las especificaciones de diseño y las diferentes condiciones de operación se efectuaron simulaciones en Matlab, con el objetivo de determinar y comparar la temperatura de salida del agua de la torre de enfriamiento. En la condición de diseño se obtuvo un error relativo del 1.44 %. Para las condiciones de operación actual de la torre se analizaron los perfiles de temperatura del agua y humedad absoluta del aire en donde se observó que el relleno de la torre presenta sobredimensionamiento (caso A). Para las posteriores simulaciones, se recalculó la altura del relleno (caso R). El error relativo máximo que se calculó para el caso A y R fue del 13.07 % y 3.28 %, respectivamente. Se generó una propuesta operacional para obtener temperaturas aproximadas de salida del agua de 19 °C. La temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo y humedad relativa del aire presentaron una influencia significativa en la eficiencia de la torre de enfriamiento, la cual varió desde un 28.93 % hasta un 44.42 %. El estudio identificó que probablemente existe recirculación de aire saturado en la torre.

PALABRAS CLAVE:

- **ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO**
- **TORRE DE ENFRIAMIENTO - MODELO MATEMÁTICO**
- **EFICIENCIA TÉRMICA**

ABSTRACT

In the present investigation a thermal evaluation of a industrial-scale counterflow induced draft cooling tower was carried out, for which the baseline survey was carried out during the month of January 2019. A mathematical model was generated that represents the physical process of water cooling by evaporation. The ordinary differential equations of the model were solved by the fourth-order Runge-Kutta method. Based on the design specifications and the different operating conditions, simulations were carried out in Matlab, with the objective of determining and comparing the water outlet temperature of the cooling tower. In the design condition, a relative error of 1.44 % was obtained. For the current operating conditions of the tower, the profiles of water temperature and absolute humidity of the air were analyzed, where it was observed that the filling of the tower presents oversizing (case A). For subsequent simulations, the filling height was recalculated (case R). The maximum relative error that was calculated for case A and R was 13.07 % and 3.28 %, respectively. An operational proposal was generated to obtain approximate temperatures of water output of 19 °C. The dry bulb temperature, wet bulb temperature and relative humidity of the air had a significant influence on the efficiency of the cooling tower, which varied from 28.93 % to 44.42 %. The study identified that probably there is recirculation of saturated air in the tower.

KEYWORDS:

- **EVAPORATIVE COOLING**
- **COOLING TOWER - MATHEMATICAL MODEL**
- **THERMAL EFFICIENCY**

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes

En la industria siderúrgica las torres de enfriamiento son equipos utilizados para disminuir la temperatura del agua proveniente de sistemas de enfriamiento y acondicionamiento, con el objetivo de reutilizarla. Las ecuaciones de balance de masa y energía de una torre de enfriamiento poseen un gran uso industrial ya que posibilita la toma de decisiones operativas y de inversión económica. El acondicionamiento de agua en una torre se realiza en función de las pérdidas de agua por evaporación, arrastre y purgas, siendo esta última un parámetro esencial para controlar y evitar corrosión, incrustaciones y crecimiento de bacterias en el sistema de enfriamiento. La evaluación térmica de una torre de enfriamiento permite determinar la carga térmica, eficiencia, número de unidades de difusión bajo condiciones actuales de operación y analizarlas con las especificaciones de diseño.

Bea (2006) evaluó el funcionamiento de una torre de enfriamiento en un complejo de refinación. Realiza una comparación entre datos teóricos y experimentales para las condiciones de operación establecidas, con la finalidad de determinar si existe un posible mal funcionamiento. La influencia del número de ciclos de concentración (N) entre la corriente de agua de circulación y el agua de reposición supone un gasto innecesario de productos químicos para el tratamiento de aguas

industriales, para valores muy bajos ($N < 3$). Los resultados del estudio permitieron proponer mejoras operacionales lo que implica la reducción de costos de operación y tratamiento químico del agua en la torre de enfriamiento.

D. Ramírez y Villarreal (2008) realizaron un estudio para determinar las características de operación de una torre de enfriamiento. Mediante datos obtenidos en campo calcularon la carga térmica, número de unidades de difusión, rendimiento y eficiencia. Con base en los resultados actuales de operación de las doce celdas realizaron un análisis de desempeño térmico respecto a una celda nueva.

Á. Ramírez (2013) presentó un modelo para investigación de torres de enfriamiento, en el cual se incluye algoritmos para el cálculo de curvas de saturación, entalpías, número de unidades de transferencia y altura del relleno. Además, investiga el efecto del incremento de determinadas variables en el desempeño general de la torre. La modificación de variables de operación como caudal de circulación de agua, flujo másico de aire, temperatura de bulbo húmedo del aire y humedad relativa del aire permite estudiar las características de funcionamiento de una torre de enfriamiento.

Lemouari, Boumaza y Mujtaba (2007) estudiaron el efecto del flujo másico de agua y aire en el rendimiento térmico de una torre de enfriamiento. En el estudio se observaron dos regímenes operativos durante el contacto aire-agua un régimen pelicular y un régimen de burbuja y dispersión, existentes para flujos bajos de agua y relativamente grandes, respectivamente. El número de unidades de difusión disminuye con el incremento de la relación L/G y el rango de enfriamiento incrementa con el aumento del flujo masico de aire.

Khalifa (2016) se fundamentó en la teoría de Merkel (1925) para realizar el análisis térmico y de exergía de una torre de enfriamiento de tiro inducido a contracorriente. Las ecuaciones del balance de masa, energía y exergía se resolvieron mediante el software Engineering Equation Solver. Para dicha torre, se determinó que el valor de la relación del caudal másico de agua y caudal masico de aire (L/G) varía entre 1.25 y 1.5. La investigación señala que “la exergía del aire se consume para destruir la exergía del agua, cuanto más destrucción produce la exergía, mayor es la eficiencia de la energía de la torre de enfriamiento”. Además, establece que la humedad del aire es directamente proporcional a la exergía del aire.

Hill, Pring y Osborn (1990) presentan la metodología para calcular el valor del coeficiente volumétrico de transferencia de masa (K_Ga) al utilizar la fuerza impulsora media. La fuerza impulsora media es la distancia vertical promedio entre la curva de saturación del agua y la línea de operación del aire de la torre de enfriamiento. La metodología se basa en una gráfica propuesta por W. L. Stephens, la cual permite obtener el factor f . El valor de K_Ga es función del tipo de relleno y es complejo encontrar información bibliográfica ya que es un factor importante de diseño de las compañías.

Alean y colaboradores (2009) modelaron y simularon una torre de enfriamiento de tiro mecánico a escala piloto. El modelo matemático se estructuró basándose en ecuaciones de calor latente y calor sensible. El K_Ga se determinó por integración directa a partir de los datos experimentales tomados en la torre piloto. La solución numérica del modelo matemático se desarrolló por el método de Runge-Kutta. Los datos considerados para la resolución del sistema de ecuaciones diferenciales fueron: temperatura del agua y aire, humedad relativa del aire, flujos de agua y aire, altura y sección transversal del relleno. La validación de los resultados se desarrolló analizando las

gráficas simuladas y gráficas experimentales. El estudio demostró que el valor de $K_G a$ influye en la similitud entre las curvas reales y curvas simuladas.

Milosavljevic y Heikkilä (2001) desarrollaron un modelo matemático para una torre de enfriamiento húmeda a contracorriente. Las ecuaciones diferenciales del balance de energía y masa se resolvieron numéricamente para estudiar el comportamiento de la humedad y la temperatura del aire y agua. El modelado se realizó asumiendo que: el número de Lewis es igual a 1, el coeficiente volumétrico de transferencia de calor es función del tipo de relleno y de los flujos de agua y aire y los balances de masa y energía se derivan de un volumen de control. El proyecto de investigación permitió diseñar una torre de enfriamiento a escala industrial. En la fase del diseño, la calidad de agua es un factor de importancia para la selección del tipo de relleno.

Hajidavalloo, Shakeri y Mehrabian (2010) realizaron el estudio térmico de una torre de enfriamiento de una planta siderúrgica que se ubica en la ciudad de Ahvaz. La variación de la temperatura de bulbo húmedo debido a la ubicación geográfica de la planta influye directamente en el rendimiento térmico de ésta. El modelo de Merkel se usa para investigar el comportamiento de la torre. Las consideraciones que se realizan el modelo matemático son: la resistencia a la transferencia de calor de la fase líquida es despreciable, el flujo másico de agua es constante, el calor específico del aire húmedo y aire seco es igual a presión constante, el número de Lewis es igual a 1. Para el caso de estudio, la torre es de flujo cruzado y se analiza bidimensionalmente por la variación de humedad y temperatura en dirección vertical y horizontal.

Naik y colaboradores (2017) generaron un modelo matemático de diferencias finitas para una torre de enfriamiento de tiro forzado a contracorriente. Las consideraciones que se realizaron para simplificar el análisis fueron: proceso de enfriamiento adiabático, variación del flujo másico de

aire y agua es insignificante, las propiedades del agua y aire son constantes y la interacción de transferencia de calor y masa en el área de interfase aire-agua es igual al área específica de empaque. En la investigación la diferencia máxima que se obtiene en la temperatura de salida del agua es de $-2.48\text{ }^{\circ}\text{C}$, mientras que la diferencia promedio es de $-0.46\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Kloppers y Kröger (2005) realizan una derivación detallada de las ecuaciones que gobiernan los fenómenos de transferencia de calor y masa en el enfriamiento evaporativo. Se presentan las ecuaciones que rigen para los métodos de Merkel (1925), Poppe & Rögener (1991) y Jaber & Webb (1989). El método de Merkel se basa en varias suposiciones para simplificar cálculos, por lo tanto este método no representa con exactitud el proceso físico del enfriamiento por evaporación. Las suposiciones que realiza son: el factor de Lewis es igual a 1, el aire que sale de la torre está saturado de vapor de agua caracterizado únicamente por su entalpía y el flujo de vaporación del agua no se considera en el balance de energía. El método de Jaber & Webb o $e\text{-}NTU$ se basa en los mismos supuestos que el método de Merkel. El método de Poppe no realiza las mismas consideraciones que Merkel. Por lo tanto, el modelo matemático que se obtiene por dicho método predice con exactitud el contenido de agua en la corriente de salida del aire, lo cual es muy importante en el diseño de torres de enfriamiento híbridas. En la investigación las ecuaciones diferenciales son resueltas por el método numérico de Runge-Kutta.

1.2. Planteamiento del problema

En la industria siderúrgica se requiere aproximadamente de 3 m^3 a 250 m^3 de agua para producir una tonelada de acero (UNESCO, 2009). El agua que se utiliza en los circuitos de enfriamiento (horno de arco eléctrico, rodillos, lingoteras), elaboración de semiproductos (palanquilla) y

productos incrementa su temperatura, por lo que se transporta hacia una torre de enfriamiento para su reacondicionamiento.

Debido al fundamento de enfriamiento de agua por transferencia de calor y masa existen pérdidas de agua por evaporación, arrastre y purgas. El operador del sistema de enfriamiento repone un flujo másico de agua sin tomar en consideración estas pérdidas. Por lo tanto, es necesario realizar un balance de masa que optimice el consumo de este recurso, con el fin de reducir costos operacionales y un menor impacto ambiental por la descarga de efluentes. En la planta de tratamiento de aguas industriales se localiza una torre de enfriamiento de tiro inducido a contracorriente. La torre fue diseñada para proporcionar una temperatura de salida del agua de 19 °C, pero en el año 2018 la temperatura promedio fue de 24.8 °C. Es por ello que, surge la necesidad de realizar una evaluación térmica de dicha torre. Los balances de energía analizarán el comportamiento de la torre en función de las condiciones del proceso. El diagrama de entalpía permitirá estudiar el desempeño de la misma. La evaluación térmica ofrecerá un apoyo técnico a la empresa puesto que facilitará la toma de decisiones al momento de operar la torre.

Durante la fase de diseño de una torre de enfriamiento, el modelado matemático conjuntamente con la simulación computacional permite establecer condiciones de operación adecuadas en un proceso y estudiar la eficiencia térmica del equipo. En el país, no existen estudios acerca de un modelo y simulación de una torre de enfriamiento, es por ello que se pretende estudiar el comportamiento térmico de estos equipos complejos demandados en la industria química, petroquímica, petrolera y siderúrgica.

1.3. Justificación e importancia

Es muy común en la industria química, siderúrgica, petrolera, petroquímica y centrales energéticas utilizar torres de enfriamiento para disminuir la temperatura del agua por evaporación controlada. El costo de operación de una torre de enfriamiento por consumo de energía eléctrica para el sistema de bombeo de agua y el funcionamiento del ventilador representa el 80 %, el costo de agua y mantenimiento es el 15 % y el costo del tratamiento químico de aguas industriales es del 5 % (Madias, 2015).

El estudio de una torre de enfriamiento mediante balances de masa y energía permitirá operar a la empresa bajo el principio de producción más limpia. A su vez, se analizará el comportamiento térmico de la torre con indicadores tales como el rango de enfriamiento, eficiencia, carga térmica y número de unidades de difusión; los cuales establecerán si existe un posible mal funcionamiento de ésta. El análisis de los valores de operación actual respecto a los de diseño identificará problemas de operación que pueden ser desde un incorrecto tratamiento químico del agua, recirculación de aire saturado y fallas en los componentes mecánicos de la torre. Para los problemas que se identifiquen se realizará propuestas operacionales a la empresa, lo que le permitirá operar de forma eficiente.

En la actualidad las industrias requieren de profesionales con un amplio conocimiento de software de simulación, puesto que estos permiten analizar el comportamiento de variables en procesos y proporcionar soluciones de forma eficiente a situaciones reales de ingeniería. Los conocimientos científicos y técnicos de un ingeniero Petroquímico permitirán modelar y simular equipos complejos de un proceso, con el fin de generar protocolos de operación y transferencia de información en las diferentes industrias existentes en el país.

Finalmente, el presente plan de investigación busca evaluar térmicamente una torre de enfriamiento empleando un modelo matemático de una torre de enfriamiento de tiro inducido a contracorriente que permita el diseño y construcción de torres eficientes a escala industrial y piloto.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

- Realizar una evaluación térmica de una torre de enfriamiento de una planta de tratamiento de aguas industriales de una Acería.

1.4.2. Objetivos específicos

- Determinar la línea base de una torre de enfriamiento considerando los siguientes parámetros: análisis químico del agua, caudal de recirculación del agua, flujo másico del aire, temperaturas de ingreso y salida del agua, humedad relativa del aire, temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco del aire durante el mes de enero del 2019.
- Realizar los balances de masa y energía de la torre de enfriamiento a las condiciones de diseño y condiciones de operación actual.
- Generar un modelo matemático de una torre de enfriamiento de tiro inducido a contracorriente a escala industrial.
- Simular el modelo matemático de la torre de enfriamiento mediante el lenguaje de programación de Matlab.

- Evaluar los datos obtenidos de la simulación y compararlos con los datos que se registran del levantamiento de la línea base en la torre de enfriamiento.

CAPÍTULO II

2. FUNDAMENTACION TEÓRICA Y ESTADO DEL ARTE

2.1. Análisis químico del agua en torres de enfriamiento

El agua es uno de los recursos más abundantes del planeta que cubre aproximadamente el 75 % de su superficie, por lo que siempre se considera como uno de los insumos principales para los procesos industriales. El consumo de este recurso provoca efectos adversos sobre los ecosistemas ya que un mayor suministro de agua a un proceso industrial significa mayor generación de residuos industriales (Muñoz & Grau, 2013) .

El objetivo de realizar análisis químicos al agua que proviene de los diferentes procesos industriales es conocer la composición del agua a enfriar a fin de evitar que exista tendencia a formación de incrustaciones, corrosión y ensuciamiento biológico en el sistema de enfriamiento. Los parámetros que permiten analizar la calidad del agua pueden ser físicos y químicos (Rigola, 1990).

2.1.1. Parámetros físicos.

Color: Es muy común, que el color del agua se considere como un indicador de que existe contaminación. Los minerales, compuestos orgánicos e inorgánicos, metales presentes en el suelo caracterizan al agua presentando un color amarillento, rojo y negro por la presencia de ácidos

húmicos, hierro y magnesio, respectivamente. En los procesos industriales, puede modificar el color del producto o a su vez producir espumas (Rigola, 1990).

Turbidez: La presencia de partículas minerales u orgánicas suspendidas en el agua indica el nivel de dispersión u opacidad al paso de la luz. Por lo tanto, la turbidez es una propiedad óptica que se produce por partículas suspendidas y una medida de la claridad del agua (Ritter, 2010).

Conductividad: La conductividad es un indicador de la capacidad que tiene el agua para el transporte de un flujo eléctrico, la cual está relacionada con la concentración de impurezas ionizadas (Ritter, 2010).

2.1.2. Parámetros químicos.

Potencial hidrógeno (pH): Es una medida de la actividad del ion hidrógeno de una solución. Se determina como el logaritmo del inverso de la concentración de iones hidrógeno $[H^+]$ (Ritter, 2010).

Cloruros: El ion Cl^- reacciona formando sales muy solubles. La presencia de cloruros en el agua es un parámetro que permite conocer el nivel de corrosión en los equipos metálicos del sistema de enfriamiento (Rigola, 1990).

Sílice: Se encuentra de forma coloidal y disuelta en el agua, la cual afecta tenuemente la alcalinidad del fluido. Sus compuestos generan incrustaciones y/o depósitos insolubles en los circuitos de enfriamiento es por ello la importancia de su análisis diario (Rigola, 1990).

Sólidos totales disueltos (TDS): Es una medida de la concentración de sustancias orgánicas e inorgánicas que se encuentran principalmente en forma de iones, molecular o suspendidos (Ritter, 2010). El análisis de los TDS permite controlar la corrosión e incrustaciones en el sistema de

enfriamiento, puesto que, los sólidos suspendidos pueden adherirse a biopelículas (conglomeración de bacterias adheridas entre sí y a una superficie) y provocar corrosión por debajo del depósito (Rajkumar, 2017).

Dureza: Es una medida de la concentración de sales de magnesio y calcio. Se determina por complexometría con EDTA (Ritter, 2010). El impacto de la dureza del agua en un sistema de enfriamiento es la formación de sólidos precipitados que son generalmente cristales de carbonato de calcio, que al revestir y depositarse en las superficies de transferencia de calor como el relleno interfiere en la interacción agua-aire y reduce el rendimiento de la torre de enfriamiento (Rajkumar, 2017).

En la Tabla 1 se presentan los valores de los límites recomendados de calidad del agua para uso en una torre de enfriamiento para controlar la corrosión y formación de incrustaciones.

Tabla 1.

Límites recomendados de calidad del agua de una torre de enfriamiento

Parámetro	Límite	Unidad de medida
pH	7 – 9	pH
Dureza como CaCO ₃	30 - 750	ppm
Alcalinidad como CaCO ₃	máx. 500	ppm
TDS	máx. 1500	ppm
Sílice como SiO ₂	máx. 10	ppm
Sulfatos	máx. 250	ppm
Cloruros como Cl ⁻	250	ppm
Conductividad	2400	μΩ

Fuente: (Rajkumar, 2017)

2.2. Psicrometría

Es el análisis de los estados termodinámicos del aire húmedo. Es ampliamente utilizada para ejemplificar y analizar las características de varios procesos de acondicionamiento de aire (Wang, 2000).

2.2.1. Aire húmedo.

La homósfera es una mezcla de aire seco y vapor de agua, a menudo conocida como aire húmedo. La composición del aire seco es estable, aunque puede diferir ligeramente según la ubicación geográfica. Para el cálculo y análisis de las propiedades del aire húmedo siempre se considera que es una mezcla de aire seco y vapor de agua (Wang, 2000).

2.2.2. Humedad absoluta.

Es la cantidad de masa entre el vapor de agua y el aire seco que contiene el aire húmedo (Wang, 2000).

$$Y = \frac{m_A}{m_B} \quad (1)$$

$$Y = 0.62198 \frac{\bar{P}_A}{P - \bar{P}_A} \quad (2)$$

$$Y_S = 0.62198 \frac{P_{SA}}{P - P_{SA}} \quad (3)$$

Donde:

m_A = Masa de vapor de agua, [kg_A].

m_B = Masa de aire seco, [kg_B].

\bar{P}_A = Presión parcial del vapor de agua, [kPa].

P_{SA} = Presión de saturación del vapor de agua [kPa].

Y = Humedad absoluta, [kg_A/kg_B].

Y_S = Humedad absoluta de saturación, [kg_A/kg_B].

2.2.3. Humedad relativa.

Es el cociente entre la presión parcial del vapor de agua y la presión de vapor del líquido a la temperatura de bulbo seco. En general se expresa como porcentaje, el 100 % denota que el gas se encuentra saturado y el 0 % que el gas se encuentra totalmente seco (Wang, 2000).

$$\varphi = \frac{\bar{P}_A}{P_{SA}} \Big|_{P, t} \quad (4)$$

2.2.4. Calor húmedo.

Es el calor que se requiere para incrementar la temperatura de la masa del aire húmedo 1 °C a presión constante (Treybal, 1980).

$$C_S = 1.005 + 1.884 Y \quad (5)$$

2.2.5. Volumen húmedo.

Es el volumen de aire húmedo por 1 kg de aire seco, bajo condiciones de temperatura y presión total (Treybal, 1980).

$$v_H = 8.315 \left(\frac{1}{M_B} + \frac{Y}{M_A} \right) \left(\frac{t_G + 273.15}{P} \right) \quad (6)$$

2.2.6. Entalpía.

La entalpía relativa del aire húmedo se obtiene de la adición entre la entalpía relativa del aire seco y del vapor de agua (Theodore & Ricci, 2010).

$$H_G = H_B + H_A \quad (7)$$

$$H_G = C_S(t_G - t_0) + Y \lambda_0 \quad (8)$$

$$H_G = (1.005 + 1.884 Y)t_G + 2502.3 Y \quad (9)$$

$$H^* = (1.005 + 1.884 Y_S)t_L + 2502.3 Y_S \quad (10)$$

Donde:

H_G = Entalpía de una mezcla vapor-gas por unidad de masa de gas seco, [kJ/kg_B].

H^* = Entalpía de saturación del vapor de agua, [kJ/kg_B].

2.3. Torres de enfriamiento

En la industria, las torres de enfriamiento son equipos que se emplean con el objetivo de enfriar un caudal de agua mediante el intercambio de calor sensible y latente entre una corriente de agua caliente y aire seco. Al entrar en contacto los fluidos se forma una película fina de aire saturado sobre cada una de las gotas de agua que caen por el relleno. A través, de la película de aire saturado se efectúa la transferencia de calor de dos formas: convección y evaporación. La evaporación que se produce cuando el aire y el agua están en contacto se origina por la diferencia entre la presión parcial del vapor en la superficie del agua y en el aire. La masa de agua que se evapora extrae el calor latente de vaporización del seno del propio fluido y el calor latente es cedido al aire; lo que permite disminuir la temperatura del agua y a su vez incrementar la humedad y temperatura del aire (Hill et al., 1990).

En una torre de enfriamiento, el agua caliente se bombea hacia la parte superior de la torre y se distribuye de tal manera que se logre una gran área superficial de contacto con el aire seco. El aire seco es proporcionado por ventiladores de tiro inducido o forzado. El agua caliente se pulveriza por medio de un sistema de aspersores o boquillas sobre el relleno, el cual permite incrementar el área de contacto entre el aire y agua. El agua fría se almacena en la parte inferior de la torre (McCabe, Smith, & Harriott, 2007). En el enfriamiento evaporativo se humidifica el aire seco pero el producto principal es el agua fría (Kern, 1999).

2.3.1. Tipos de torres de enfriamiento.

Hensley (2009) clasifica a las torres de enfriamiento de la siguiente manera:

a. *Atmosférica.*

Se caracterizan debido a que el caudal másico de aire no es proporcionado por un ventilador. Son torres que se diseñan para operar bajo ciertos factores ambientales siendo un dato de relevancia el caudal del viento. Puesto que, no se puede controlar el caudal de ingreso de aire no presentan demasiada aplicabilidad en complejos industriales que exigen un valor temperatura de agua fría (Hensley, 2009).

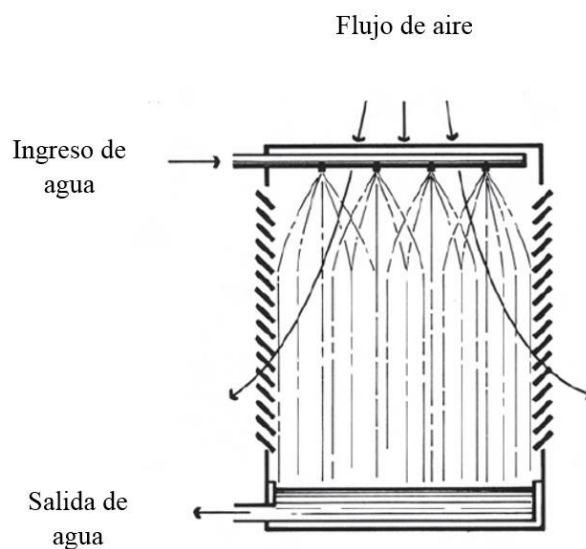


Figura 1. Torre de pulverización atmosférica
Fuente: (Hensley, 2009)

Una torre de tiro natural hiperbólica presenta un mejor rendimiento térmico. El flujo de aire en este tipo de torre se produce por la diferencia de densidad existente entre el aire caliente y el aire húmedo del exterior del equipo. Trabajan con grandes volúmenes de agua $6819.48 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$.

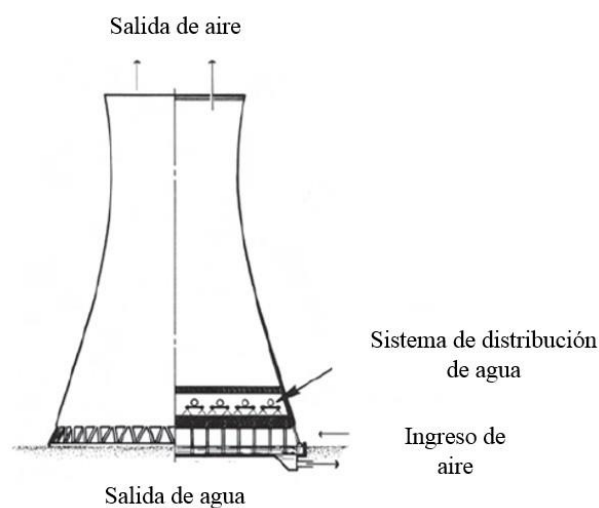


Figura 2. Torre de tiro natural a contracorriente
Fuente: (Hensley, 2009)

b. Tiro mecánico.

Las torres de tiro mecánico emplean ventiladores para suministrar el caudal másico de aire que requiere la torre de enfriamiento. Presentan un mayor rendimiento térmico y son relativamente menos afectadas por variables ambientales en comparación con las torres atmosféricas. Se clasifican por la ubicación del ventilador en la torre de enfriamiento en tiro forzado y tiro inducido. Las torres de tiro mecánico forzado se caracterizan debido a que el ventilador se encuentra instalado en la parte inferior de la torre. Por las altas velocidades de ingreso del aire y bajas velocidades de salida del aire, la principal desventaja es la recirculación de aire (Hensley, 2009).

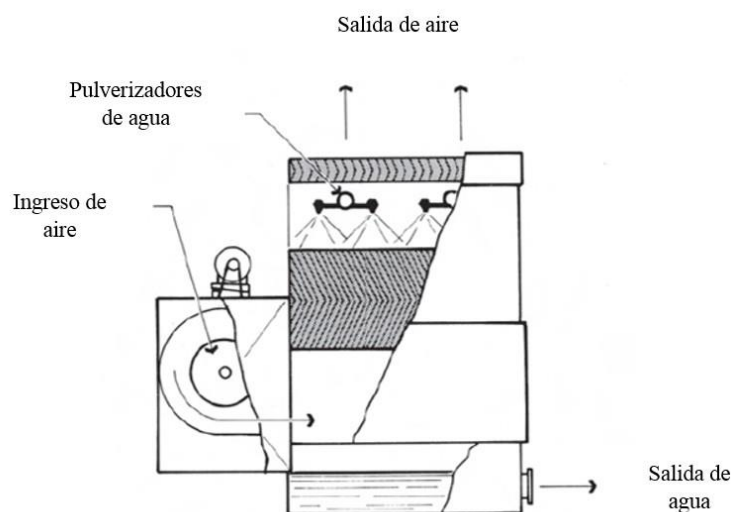


Figura 3. Torre de tiro mecánico forzado
Fuente: (Hensley, 2009)

En las torres de tiro mecánico inducido el ventilador se encuentra ubicado en la parte superior de la torre, presenta una velocidad de descarga de aire de tres a cuatro veces mayor a la de entrada. Por el sentido de ingreso de las corrientes de aire y agua pueden ser de flujo en contracorriente o de flujo cruzado. Las torres que presentan la configuración a contracorriente el flujo de aire asciende hacia la parte superior de la torre en sentido contrario de la caída del agua a enfriar siendo

la configuración más eficiente. En las torres de flujo cruzado el aire circula en dirección perpendicular a la corriente de agua caliente (Hensley, 2009).

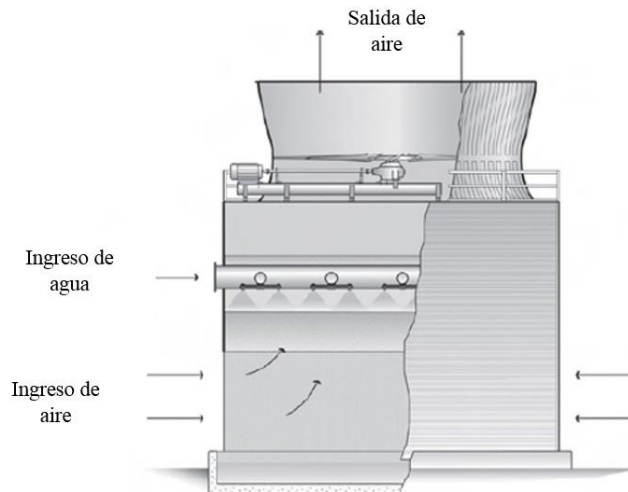


Figura 4. Torre de tiro inducido a contracorriente
Fuente: (Hensley, 2009)

c. Tiro híbrido.

Son torres que externamente presentan forma de torres de tiro natural, pero internamente tienen instalados ventiladores para suministrar el flujo de aire. El objetivo de su diseño es minimizar la potencia requerida para proporcionar el flujo de aire. Se construyen de tal forma que los ventiladores operen específicamente cuando existen condiciones extremas de temperatura y elevados caudales de agua (Hensley, 2009).

2.3.2. Parámetros de diseño

a. *Temperatura de bulbo húmedo.*

Es la temperatura que en estado estacionario alcanza una pequeña masa de líquido cuando se expone a una corriente de aire, bajo condiciones adiabáticas. Puesto que, el gas no se encuentra totalmente saturado, parte del líquido se evapora, disminuyendo la temperatura del líquido remanente hasta que la rapidez de transferencia de calor hacia el líquido es igual al calor necesario para la evaporación (McCabe et al., 2007).

La temperatura de bulbo húmedo se puede registrar con un termómetro de mercurio, al mantener húmedo el bulbo del termómetro y al hacer circular un flujo de aire con una velocidad no inferior de 5 m/s. La temperatura que se registra presenta una relación directa con la humedad del aire. Es un factor relevante en la selección, diseño y construcción de torres de enfriamiento, ya que es la menor temperatura a la que se puede enfriar el agua (Hill et al., 1990).

b. *Temperatura de bulbo seco.*

Es la temperatura que se puede registrar en un termómetro ordinario e indica el contenido de calor sensible del aire (Díaz & Barreneche, 2005).

c. *Temperatura de aproximación (A).*

Es la diferencia entre la temperatura de salida del agua de la torre de enfriamiento y la temperatura de ingreso de bulbo húmedo del aire. La altura de una torre de enfriamiento incrementa para valores de temperaturas de aproximación pequeños. Para alcanzar una temperatura de

aproximación igual a cero, teóricamente se requeriría una altura de relleno infinita (Cheremisinoff & Cheremisinoff, 1981).

$$A = t_{cw} - t_{bh} \quad (11)$$

d. *Rango de enfriamiento (R).*

Por definición, es la diferencia entre la temperatura de ingreso del agua caliente a la torre de enfriamiento y la temperatura del agua fría a su salida (Hill et al., 1990).

$$R = t_{hw} - t_{cw} \quad (12)$$

e. *Eficiencia de una torre de enfriamiento.*

La eficiencia de una torre de enfriamiento es la relación entre el enfriamiento real e ideal y se expresa como porcentaje (Bustamante, 2015).

$$\varepsilon = \frac{\text{Enfriamiento real}}{\text{Enfriamiento ideal}} \quad (13)$$

El enfriamiento real se determina a partir del rango de enfriamiento mientras que el enfriamiento ideal es la suma de la temperatura de aproximación y el rango de enfriamiento. En la industria, las torres de enfriamiento presentan una temperatura de aproximación entre 4 °C y 8.5 °C, y una eficiencia entre el 70 % y 75 % (Huchler, 2009b)

$$\varepsilon = \frac{R}{A + R} \quad (14)$$

$$\varepsilon = \frac{t_{hw} - t_{cw}}{t_{hw} - t_{bh}} \quad (15)$$

f. Carga térmica (Q).

Es la cantidad de calor que debe retirar una torre de enfriamiento del caudal de agua de recirculación.

$$Q = m_L R C_{pL} \quad (16)$$

g. Relación líquido/gas (L/G).

Es la relación másica entre el flujo de agua y flujo de aire que circula a través de una torre de enfriamiento. Es un parámetro para determinar la curva característica de una torre de enfriamiento y la pendiente de la recta de operación del aire. Las torres de enfriamiento de tiro mecánico están diseñadas para valores de L/G que van desde 0.75 a 1.50; por lo tanto, los valores de K_G a $V L^{-1}$ varían de 0.50 a 2.50 (Perry & Green, 2008).

h. Ciclos de concentración (N).

Es la relación de concentración entre los sólidos totales disueltos del agua de recirculación y el agua de reposición. La purga permite controlar la concentración de sales disueltas y/o material suspendido en el agua de circulación, lo que permite evitar la precipitación de sólidos disueltos en las superficies de transferencia de calor que afecta la eficiencia térmica de una torre. Además, pueden provocar ensuciamiento y corrosión en el sistema de refrigeración. El número de ciclos de concentración se establece en función de la calidad del agua, condiciones de operación y sistema de tratamiento del agua (Cheremisinoff & Cheremisinoff, 1981).

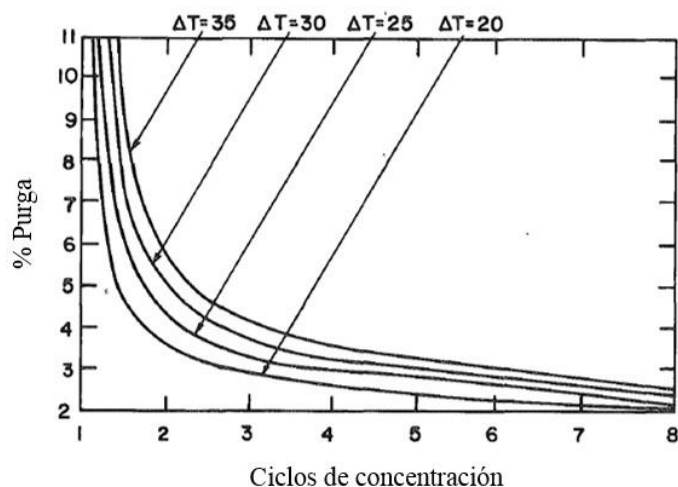


Figura 5. Gráfica para estimar la purga de una torre de enfriamiento
Fuente: (Cheremisinoff & Cheremisinoff, 1981)

2.4. Balances de masa y energía en una torre de enfriamiento

a. Balance de acondicionamiento de agua.

El caudal de reposición de agua a una torre de enfriamiento se determina a partir de un balance de masa; en el cual se consideran las pérdidas de agua por arrastre, evaporación y purga como se observa en la Figura 6. El acondicionamiento de agua permite suministrar el caudal que se requiere en el proceso (Huchler, 2009a).

Donde:

M = Caudal de reposición de agua, [m³/h].

E = Caudal de pérdida de agua por evaporación, [m³/h].

D = Caudal de pérdida de agua por arrastre, [m³/h].

B = Caudal de purga de agua, [m³/h].

C = Caudal de recirculación de agua, [m³/h].

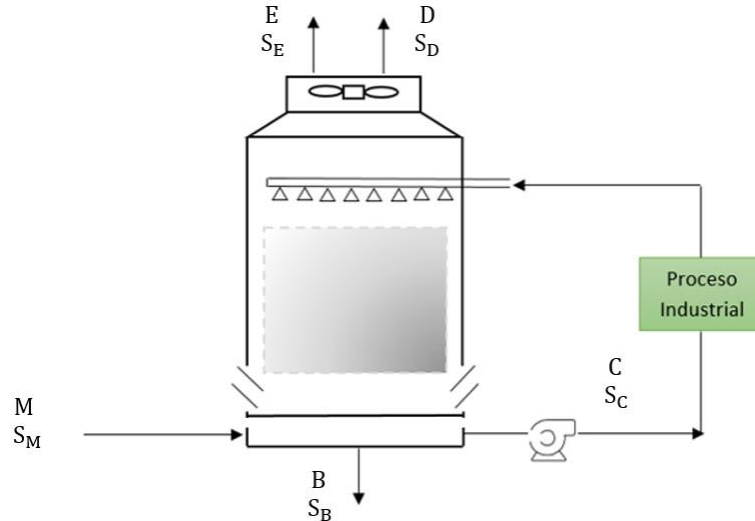


Figura 6. Esquema general de acondicionamiento de agua en una torre de enfriamiento

La tasa de pérdida de agua por evaporación se determina al considerar que por cada 5.5 °C de enfriamiento se pierde 1 % de la masa total del agua (Perry & Green, 2008).

$$E = 0.00085 C R 1.8 \quad (17)$$

Las pérdidas de agua por arrastre de gotas finas por efecto del viento son igual al 0.1 % al 0.3 % del flujo del agua de recirculación (Vengateson, 2017).

$$D = 0.001 C \quad (18)$$

Para determinar el caudal a purgar de agua es necesario desarrollar a un balance de sales presentes en el agua.

$$M S_M = E S_E + D S_D + B S_B \quad (19)$$

Donde:

S_n = Concentración de sales en la corriente n, [ppm].

Considerando, que el agua que se evapora no elimina sales y el agua de recirculación y purga poseen la misma concentración de sales la ecuación (19) se simplifica.

$$M S_M = S_B(D + B) \quad (20)$$

El número de ciclos de concentración (N) se obtiene al dividir S_B/S_M (Hensley, 2009).

$$B = \frac{E + D - ND}{N - 1} \quad (21)$$

b. Balance de masa.

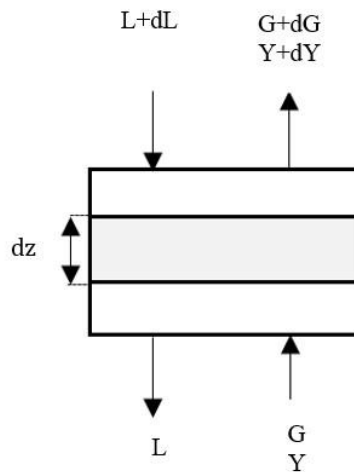


Figura 7. Balance diferencial de masa

$$(L + dL) + G Y = L + (G + dG)(Y + dY) \quad (22)$$

$$dL = G dY + Y dG + dG dY \quad (23)$$

En una torre de enfriamiento es muy común asumir que la variación del flujo del aire (dG) es despreciable.

$$dL = G dY \quad (24)$$

c. *Balance de energía.*

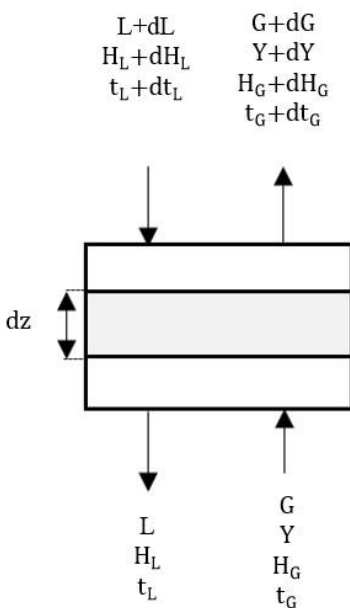


Figura 8. Balance diferencial de energía

$$(L + dL)(H_L + dH_L) + G H_G + Q = L H_L + (G + dG)(H_G + dH_G) \quad (25)$$

$$L dH_L + H_L dL + dL dH_L + Q = G dH_G + H_G dG + dG dH_G \quad (26)$$

En el proceso de enfriamiento, se asume que la operación es adiabática y que la cantidad de agua que se evapora al aire es insignificante, por lo tanto, $dL \cong 0$ y $Q = 0$ (Theodore & Ricci, 2010).

$$L dH_L = G dH_G \quad (27)$$

La recta de operación de una torre de enfriamiento se obtiene al integrar la ecuación (27), entonces

$$L(H_{L2} - H_{L1}) = G(H_{G2} - H_{G1}) \quad (28)$$

La entalpía de un líquido se puede determinar de la siguiente manera:

$$H_{L2} = C_{pL}(t_{L2} - t_0) \quad (29)$$

$$H_{L1} = C_{pL}(t_{L1} - t_0) \quad (30)$$

Reemplazando las ecuaciones (29) y (30) en la ecuación (27) se obtiene la ecuación de la recta de operación en función de las temperaturas de ingreso y salida del líquido de una torre de enfriamiento.

$$L C_{pL}(t_{L2} - t_{L1}) = G(H_{G2} - H_{G1}) \quad (31)$$

$$C_{pL} \frac{L}{G} = \frac{(H_{G2} - H_{G1})}{(t_{L2} - t_{L1})} \quad (32)$$

d. Ecuación de la línea de la fuerza impulsora.

A partir de la ecuación (27) se deduce la ecuación de la línea de la fuerza impulsora de una torre de enfriamiento. El flujo de calor que se transfiere desde la masa líquida a través de la película líquida a la interfase (Cheremisinoff & Cheremisinoff, 1981) es $L C_{pL} dt_L = q_{L-i}$, siendo así

$$q_{L-i} = h_L dS_i (t_L - t_i) \quad (33)$$

$$dS_i = a A dz \quad (34)$$

$$q_{L-i} = h_L a dz (t_L - t_i) \quad (35)$$

$$L dH_L = L C_{pL} dt_L = h_L a dz (t_L - t_i) \quad (36)$$

La entalpía del aire húmedo se determina a partir de la fórmula $dH_G = C_S dt_G + \lambda_0 dY$, por lo tanto

$$G dH_G = G C_S dt_G + G \lambda_0 dY \quad (37)$$

De igual forma, el flujo de calor sensible desde la interfase a través de la película del gas hacia la masa gaseosa es $G C_S dt_G = q_{i-G}$, siendo así

$$q_{i-G} = h_G dS (t_i - t_G) \quad (38)$$

$$q_{i-G} = h_G a dz (t_i - t_G) \quad (39)$$

$$G C_S dt_G = h_G a dz (t_i - t_G) \quad (40)$$

Durante el proceso de enfriamiento, se evapora un pequeño porcentaje de agua que provoca un incremento en la humedad de la corriente de salida del aire, lo que implica transferencia de masa (Theodore & Ricci, 2010). Por lo tanto, $q_v = G \lambda_0 dY$

$$q_v = k_G a dz \lambda_0 (Y_i - Y_G) \quad (41)$$

$$G \lambda_0 dY = k_G a dz \lambda_0 (Y_i - Y_G) \quad (42)$$

$$G dH_G = q_{i-G} + q_v \quad (43)$$

$$G dH_G = h_G a dz (t_i - t_G) + k_G a dz \lambda_0 (Y_i - Y_G) \quad (44)$$

$$G dH_G = [h_G (t_i - t_G) + k_G \lambda_0 (Y_i - Y_G)] a dz \quad (45)$$

El coeficiente psicométrico para el flujo de gases a través de esferas y cilindros, se correlacionan de forma correcta los resultados para ciertos sistemas de vapor-gas mediante la ecuación (46). Para el sistema aire-vapor de agua $Sc/Pr = 1$ (Treybal, 1980).

$$\frac{h_G}{k_G} = C_S \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{0.56} \quad (46)$$

$$\frac{h_G}{k_G} = C_S \quad (47)$$

$$\frac{G dH_G}{k_G} = \left[\frac{h_G}{k_G} (t_i - t_G) + \frac{k_G \lambda_0}{k_G} (Y_i - Y_G) \right] a dz \quad (48)$$

$$\frac{G dH_G}{k_G} = [C_S (t_i - t_G) + \lambda_0 (Y_i - Y_G)] a dz \quad (49)$$

$$\frac{G dH_G}{k_G} = [(C_S t_i + \lambda_0 Y_i) - (C_S t_G + \lambda_0 Y_G)] a dz \quad (50)$$

$$\frac{G dH_G}{k_G} = (H_i - H_G) a dz \quad (51)$$

$$G dH_G = (H_i - H_G) a dz k_G \quad (52)$$

$$L C_{pL} dt_L = a dz k_G (H_i - H_G) \quad (53)$$

$$\frac{k_G a z}{L} = C_{pL} \int_{t_{L1}}^{t_{L2}} \frac{dt_L}{(H_i - H_G)} \quad (54)$$

El valor real de H_i no es factible determinarlo experimentalmente puesto que no se conocen las propiedades de la interfase en transporte de masa. Por lo tanto, se puede utilizar una fuerza motriz global que permita representar la diferencia en entalpía para las fases totales; esto requiere un coeficiente global de transferencia de masa (Treybal, 1980).

$$G dH_G = (H^* - H_G) a K_G dz \quad (55)$$

$$n_d = \frac{K_G a V}{L} = C_{pL} \int_{t_{L1}}^{t_{L2}} \frac{dt_L}{(H^* - H_G)} \quad (56)$$

El término de la derecha de la ecuación es función de las propiedades del aire y del agua por lo que es independiente del diseño de la torre. La ecuación (56) representa el número de unidades de difusión y es conocida como la ecuación de Merkel (1925).

e. Ecuación de diseño.

La ecuación de diseño (57) de una torre de enfriamiento se obtiene a partir de la ecuación (52). Comúnmente, en la industria es un método de aproximación que se emplea para estimar la altura del relleno.

$$z = \frac{G}{K_G a} \int_{H_{G1}}^{H_{G2}} \frac{dH_G}{(H^* - H_G)} \quad (57)$$

$$N_{tuG} = \int_{H_{G1}}^{H_{G2}} \frac{dH_G}{(H^* - H_G)} \quad (58)$$

$$H_{tuG} = \frac{G}{K_G a} \quad (59)$$

$$z = N_{tuG} H_{tuG} \quad (60)$$

2.5. Modelado matemático

El modelado matemático es una actividad importante en la ciencia e ingeniería. Los modelos son representaciones y/o abstracciones de sistemas y procesos reales. En ingeniería química, el modelado es una condición previa para el: diseño y escalado, control de procesos, resolución de problemas, simulación de experimentos costosos, estudios de factibilidad para establecer la capacidad antes de construir equipos, selección de condiciones de operación, entre otras (Rasmuson, Andersson, Olsson, & Andersson, 2014).

Ranjan (2017) define un sistema como un conjunto de una o varias unidades importantes para el conocimiento que se investiga. Mientras que, un proceso es una agrupación de actividades que se desarrollan en un sistema y que generan ciertos efectos en sus propiedades.

La generación de un modelo matemático incluye una serie de etapas ya que es un proceso iterativo, como se observa en la Figura 9.

Definición del problema: se establecen objetivos específicos para el desarrollo del modelo. Además, se plantean interrogantes respecto a: la información que puede proporcionar el modelo, la resolución que requiere y al grado de precisión que se necesita.

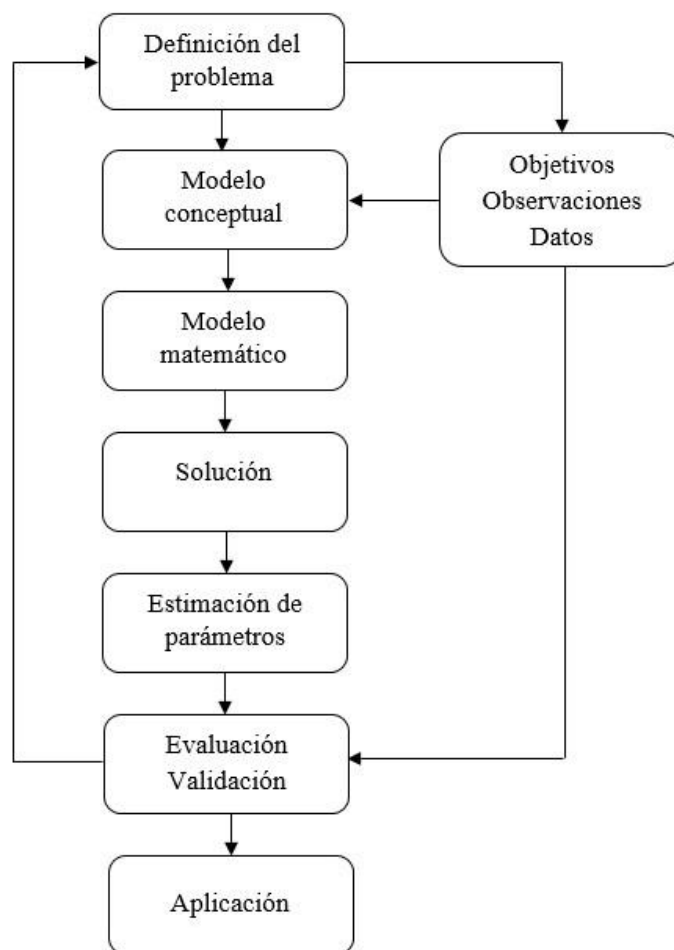


Figura 9. Algoritmo para el desarrollo de un modelo matemático

Fuente: (Rasmuson et al., 2014)

Modelo conceptual: su desarrollo implica la idealización del modelo e identificar los fenómenos de transporte que rigen el problema. Durante esta fase, es importante recopilar datos y experiencias sobre el tema a modelar.

Formulación de un modelo matemático: cada cantidad está representada por un ente matemático apropiado, por ejemplo: una variable, una función, una gráfica, etc. Existen dos tipos de variables, la independiente (x) la cual cambia y puede ser manipulada por el investigador y la dependiente (y) es la variable que se investiga a partir de la manipulación de la variable x . Los parámetros representan cantidades físicas que caracterizan al sistema y el modelo.

Solución del problema matemático: en aplicaciones reales de ingeniería las ecuaciones diferenciales cumplen una función predominante en el modelado matemático. Sin embargo, un número reducido de ellas se resuelven de forma analítica particularmente cuando el problema es lineal. Con frecuencia, la solución numérica es la única elección, lo que implica el uso de un computador en el cual los modelos pueden ejecutarse de forma paralela en clusters de ordenadores, si se requiere.

Estimación de parámetros: en un sistema, los parámetros se deben evaluar y seleccionar los valores idóneos. Ciertos parámetros se obtienen de forma independiente del modelo, mediante mediciones experimentales o constantes establecidas (número de Avogadro, constante de la gravedad, etc.). La regresión lineal es un método que permite establecer los parámetros en un modelo matemático y la precisión de estos se evalúan por intervalos y regiones de confianza.

Evaluación y Validación: una etapa primordial en el modelado matemático es la validación, la cual se desarrolla al utilizar resultados experimentales independientes. Sin embargo, durante la validación experimental es muy frecuente que el modelo presente defectos, por lo que es necesario su iteración y ajuste. En la evaluación de un modelo es importante el análisis de sensibilidad. Cada modelo presenta sus características en diversos niveles, que tienen influencia con la interrogante de la calidad del mismo.

Aplicación: una vez que el modelo matemático se valida, está preparado para su aplicación en los fines de investigación para el cual se generó.

2.6. Importancia de la simulación de procesos

La simulación permite predecir y estudiar el comportamiento de un proceso de forma rápida, mediante un modelo matemático. Es una forma idónea de evaluar situaciones reales de ingeniería para presentar respuestas de forma eficaz y de bajo costo. En los últimos años, la simulación es una herramienta idónea y oportuna para el diseño de procesos ya que permite diseñar, optimizar y monitorear la operación de procesos industriales (Martínez, Alonso, López, Salado, & Rocha, 2000).

Himmelblau y Bischoff (1976) señalan la importancia del análisis y simulación de procesos, pues permite realizar:

- Experimentación económica: es factible evaluar un proceso real de forma económica y total que en una planta real.
- Extrapolación: el modelo matemático del proceso real permite modificar condiciones de operación y establecer características operacionales.
- Repetición de experimentos: la simulación permite obtener resultados reproducibles, al evaluar el efecto de la alteración de variables del proceso. Es decir, permite eliminar errores que en una planta real puede causar desastres industriales.
- Control de cálculo: la simulación permite establecer sistemas de control en los procesos.
- Ensayos de sensibilidad: permite experimentar con variables de operación al incrementar o disminuir sus valores y estudiar su influencia en el funcionamiento de la planta.

CAPÍTULO III

3. METODOLOGÍA

3.1. Materiales y equipos

En el presente trabajo de titulación se utilizaron los equipos y materiales disponibles en la planta de tratamiento de aguas industriales de la Acería, detallados en la Tabla 2.

Tabla 2.

Equipos y materiales

Equipos	Marca	Rango	Precisión
Psicrómetro PCE-320	PCE Instruments	Temperatura: -20 °C a 60 °C Humedad relativa: 10 % a 90 % Temperatura bulbo húmedo: -21.6 °C a 60 °C	± 1 °C ± 3 % ± 1 °C
Anemómetro de turbina AVM-01	Prova	Velocidad del viento: 0 m/s a 45 m/s	± 3 % de la lectura
Caudalímetro F-1000	Blue-White	15 gpm a 8000 gpm	± 2 %
Termocupla tipo J		0 °C a 750 °C	
pH-metro 860032	Benchtop	0 ppm a 1999 ppm	± 1 % FS+1d
Materiales	Especificaciones		
Recipientes de plástico	1000 mL		

3.2. Levantamiento de la línea base

El levantamiento de la línea base se realizó en la planta de tratamiento de aguas industriales durante el mes de enero del 2019. El registro se desarrolló durante el turno de 8 a.m. – 1 p.m., en un intervalo de una hora obteniendo un total de seis datos por día. Los datos que se registraron son: temperaturas de ingreso y salida del agua, caudal de recirculación de agua, flujo másico de aire,

análisis químico de sólidos totales disueltos en el agua de reposición y recirculación, humedad relativa del aire, temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco del aire. En la Figura 10 se presenta un esquema de los puntos de recopilación de los datos de operación de la torre de enfriamiento.

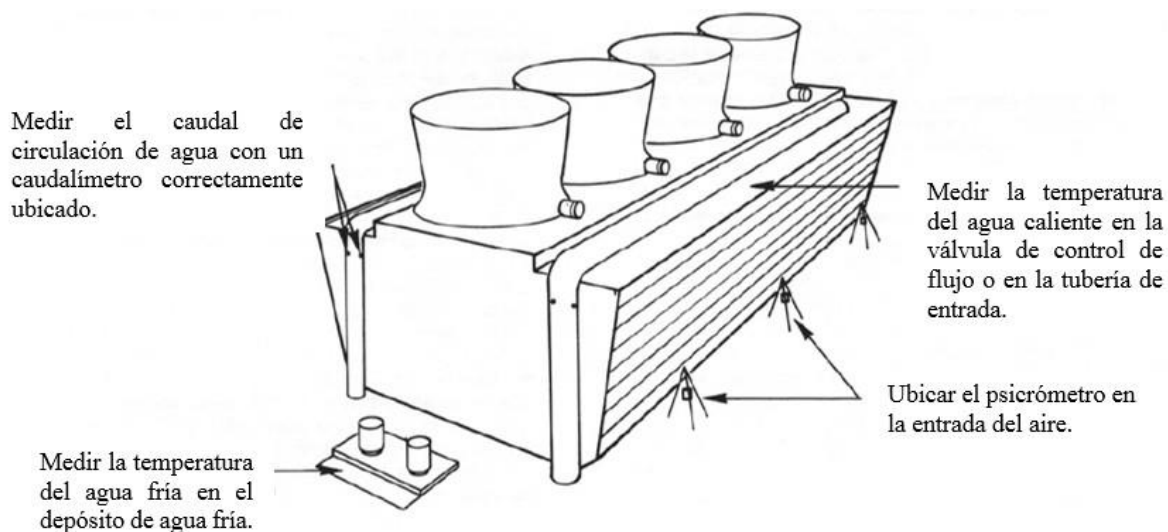


Figura 10. Esquema de ubicación de instrumentos de prueba para una evaluación térmica
Fuente: (Hensley, 2009)

La temperatura de ingreso y salida del agua se registraron con un sensor de temperatura al ingreso de la torre de enfriamiento y en el depósito de agua fría, respectivamente.

El análisis químico para determinar sólidos totales disueltos en el agua de circulación y reposición se desarrolló según el método de trabajo establecido por la planta, que se describe en el Anexo 6.

La temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa y bulbo seco del aire se midieron con un psicrómetro, que se colocó en el ingreso del flujo de aire a la torre de enfriamiento (Blanco, 2016).

El caudal de recirculación de agua se registró por un caudalímetro ubicado dentro de la tubería del circuito de enfriamiento. El flujo másico de aire suministrado por el ventilador se determinó por la ecuación (61). La velocidad del aire que ingresa a la torre se midió con un anemómetro.

$$G = \frac{F n}{A v_H} \quad (61)$$

Donde:

n = Velocidad del aire, [m/h].

F = Área del cono del ventilador, [m²].

3.3. Cálculos para la evaluación térmica en una torre de enfriamiento

La metodología que se presenta a continuación describe los cálculos que se aplicaron para desarrollar el balance de masa, balance de energía y determinación de los indicadores de desempeño, bajo especificaciones de diseño y condiciones de operación actual de la torre de enfriamiento.

3.3.1. Balance de masa

a. *Balance de acondicionamiento de agua.*

El caudal de reposición de agua a la torre de enfriamiento se calculó en función de los caudales de evaporación de agua, pérdidas por arrastre y purga; los cuales se determinaron utilizando las ecuaciones (17), (18) y (21), respectivamente (Perry & Green, 2008).

3.3.2. Balance de energía

a. *Curva de equilibrio.*

La curva de equilibrio se graficó entre el rango de temperatura de la torre de enfriamiento. La presión de saturación del vapor de agua se calculó empleando la ecuación de Antoine. La humedad absoluta de saturación y entalpía de equilibrio se calcularon mediante las ecuaciones (3) y (10), respectivamente.

b. *Recta de operación.*

La recta de operación de la torre de enfriamiento se determinó de la forma punto-pendiente. El punto se estableció a partir de las condiciones de entalpía de entrada del aire y la temperatura del agua a la salida de la torre de enfriamiento (Treybal, 1980). La pendiente de la recta de operación se definió de la forma $m = C_{pL} \frac{L}{G} = \frac{dH_G}{dt_L}$ (McCabe et al., 2007).

c. *Diagrama de entalpía.*

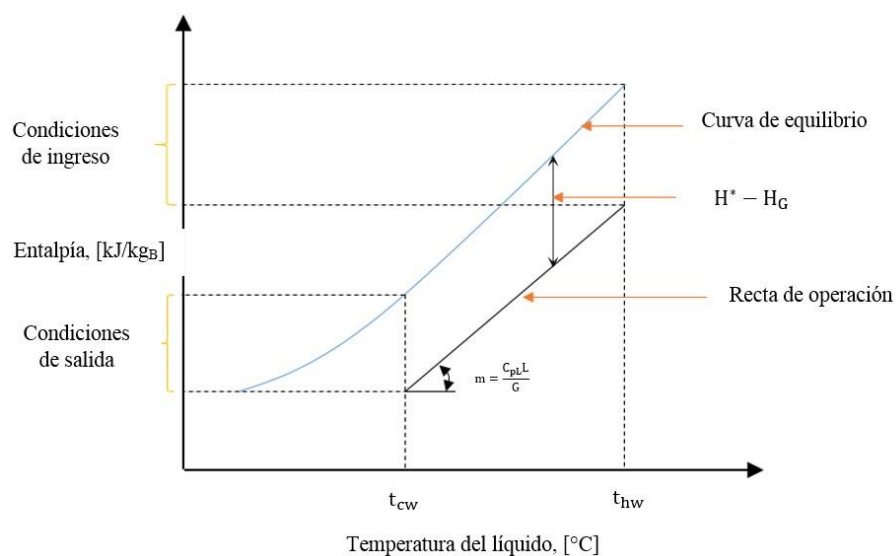


Figura 11. Diagrama de entalpía

d. *Número de unidades de transferencia del gas.*

El número de unidades de transferencia se determinó a partir del siguiente procedimiento: restar la entalpía de saturación entre la entalpía del aire, calcular su valor inverso, calcular el área mediante la fórmula del área de un trapecio. Finalmente, se realizó la sumatoria de los valores que se obtienen entre el rango de temperatura de la torre de enfriamiento (Ocon & Tojo, 1967).

Otra forma de calcular el número de unidades de transferencia en una torre de enfriamiento, es construir la curva $\frac{1}{H^* - H_G} = f(H_G)$ y calcular el área bajo la curva.

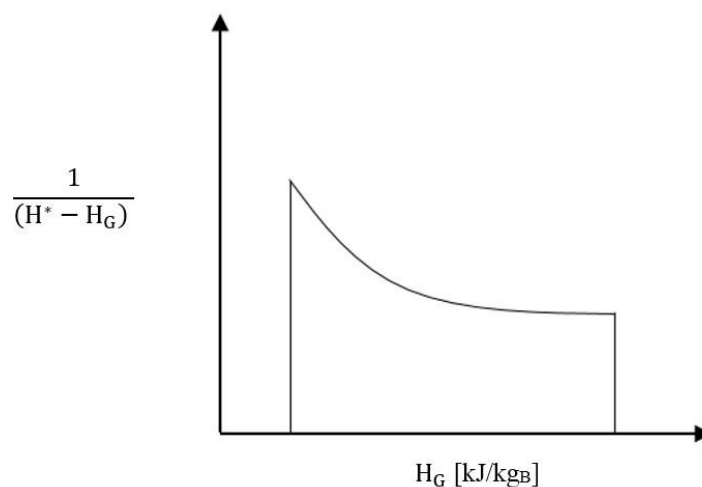


Figura 12. Evaluación gráfica del número de unidades de transferencia

e. *Altura de una unidad de transferencia y coeficiente volumétrico de transferencia de masa*

La altura de una unidad de transferencia se determinó mediante la ecuación (60). Puesto que, la altura del relleno es un dato proporcionado por el fabricante y el número de unidades de transferencia se calcula mediante la ecuación (58).

Para el caso de estudio, el coeficiente global volumétrico de transferencia de masa se determinó por dos metodologías, empelando la ecuación (59) y la metodología propuesta por Hill et al. (1990). La segunda metodología se fundamenta en el factor de Steven's (ver Figura 13) que permite calcular la fuerza impulsora media. Los valores de la fuerza impulsora media y $K_G a$ se calcularon mediante las ecuaciones (62) y (63).

$$\Delta H_m = f \gamma_m = f (H_m^* - H_{Gm}) \quad (62)$$

$$K_G a = \frac{m_G (H_{G2} - H_{G1})}{z A \Delta H_m} \quad (63)$$

Donde:

f = factor de Steven's.

ΔH_m = Fuerza impulsora media, [kJ/kg_B].

H_m^* = Entalpía en la posición media en la línea de saturación, [kJ/kg_B].

H_{Gm} = Entalpía en la posición media en la línea de operación del aire, [kJ/kg_B].

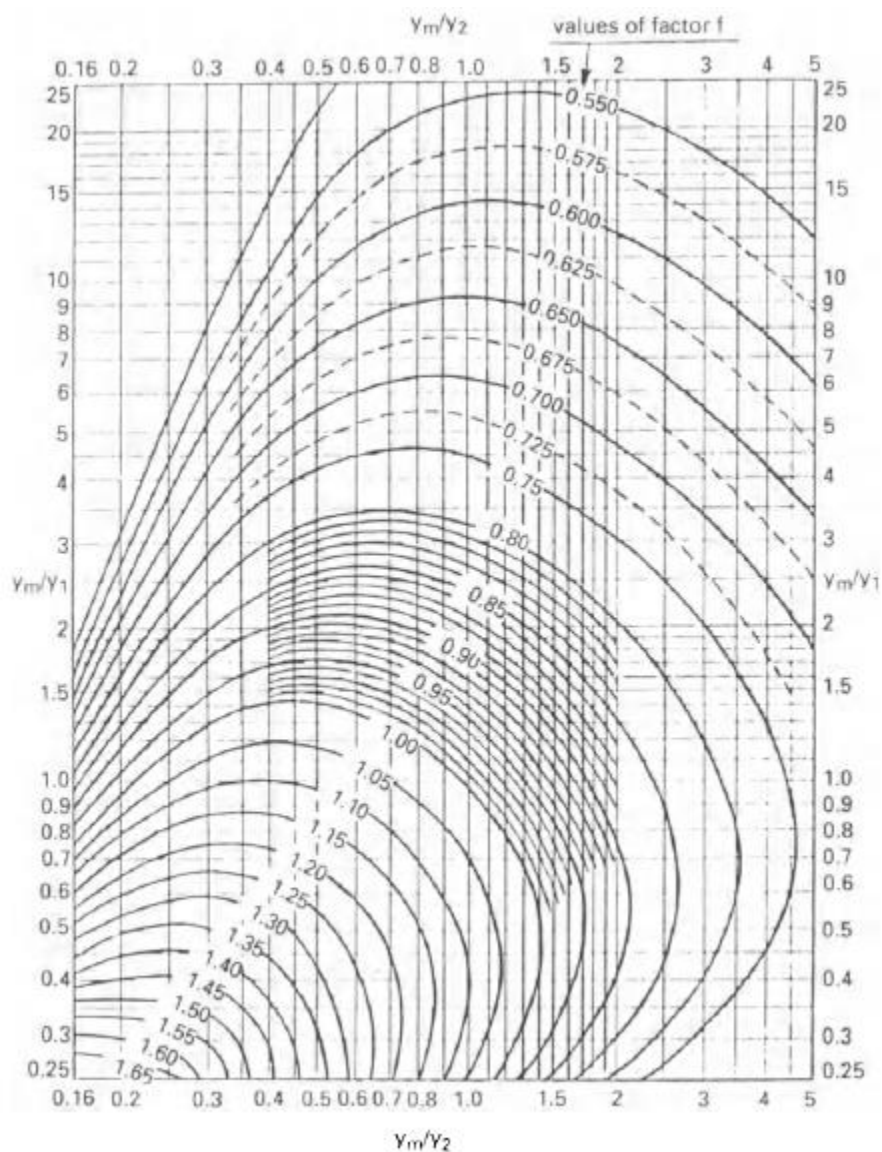


Figura 13. Carta para la determinación de la fuerza impulsora media

Fuente: (Hill et al., 1990)

3.3.3. Indicadores de desempeño en una torre de enfriamiento

a. *Rango de enfriamiento.*

El rango de enfriamiento se obtuvo de la diferencia entre la temperatura de ingreso del agua y salida de la torre de enfriamiento, se empleó la ecuación (12).

b. *Carga térmica.*

La carga térmica de una torre de enfriamiento se determinó al multiplicar el flujo másico de recirculación del agua por el rango de enfriamiento y la capacidad calorífica del agua, se utilizó la ecuación (16).

c. *Eficiencia.*

La eficiencia de una torre se determinó de la relación entre el enfriamiento real y el enfriamiento ideal, empleando la ecuación (15) la cual demuestra que la mínima temperatura que puede enfriarse el agua es a la temperatura de bulbo húmedo del aire, lo que permitiría alcanzar una eficiencia del 100 %.

d. *Número de unidades de difusión.*

El número de unidades de difusión se calculó al integrar la ecuación (56), dentro del rango de temperatura de la torre de enfriamiento.

3.4. Modelo y Simulación de una torre de enfriamiento**3.4.1. Modelo matemático de una torre de enfriamiento**

Las ecuaciones del modelo matemático que relacionan los fenómenos de transferencia de calor y masa en una torre de enfriamiento se derivaron de un volumen de control en el relleno $dV = A dz$, de acuerdo a la Figura 14.

El modelo matemático se estructuró basándose en consideraciones realizadas por:

- El factor de Lewis que relaciona la transferencia de calor y masa es inferior a 1. Esta suposición predice resultados más reales, debido a que este factor presenta una influencia considerable cuando se presentan bajas temperaturas ambientales (Kloppers & Kröger, 2005).
- El flujo de evaporación del agua en el balance de energía no es despreciable puesto que presenta influencia en temperaturas ambientales altas (Kloppers & Kröger, 2005).
- El proceso de enfriamiento por evaporación se lleva a cabo en la interfase entre la película de agua y la corriente de aire (Milosavljevic & Heikkilä, 2001).
- El proceso de enfriamiento evaporativo es adiabático (Naik et al., 2017).

Otras consideraciones propias de este caso de estudio son:

- El área transversal de la torre es uniforme.
- Las propiedades térmicas del relleno de la torre de enfriamiento son constantes.
- A la salida de la torre de enfriamiento el aire no se encuentra saturado, por lo tanto, las ecuaciones que rigen el modelo matemático de la investigación solo son válidas para este caso.

El sistema de ecuaciones diferenciales se resolvió con las condiciones de entrada de temperatura del agua y aire, flujos mássicos del agua y aire, humedad absoluta, entalpía del gas y flujos de transferencia de calor convectivo y transferencia de masa, y con los siguientes parámetros: área de la sección transversal del relleno, altura del relleno y coeficiente volumétrico de transferencia de masa.

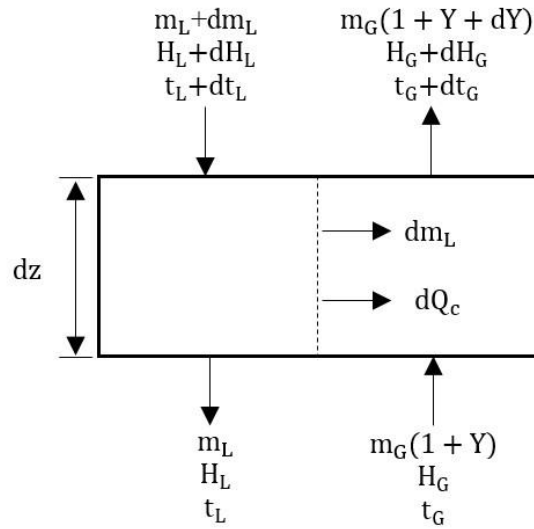


Figura 14. Volumen de control en el relleno de una torre a contracorriente

Las ecuaciones (64), (65), (67), (68), (69), (70) y (71) consisten en un sistema de siete ecuaciones diferenciales ordinarias, las mismas que representan el cambio del flujo másico del agua, humedad, transferencia de masa por difusión, transferencia de calor convectivo, temperatura del gas, temperatura del agua y entalpía del gas, en relación a la altura del relleno, ver Anexo 5.

$$\frac{dm_L}{dz} = K_G a (Y_S - Y) A \quad (64)$$

$$\frac{dY}{dz} = \frac{K_G a (Y_S - Y) A}{m_G} \quad (65)$$

$$\frac{dQ_m}{dz} = K_G a (Y_S - Y) A H_A \quad (67)$$

$$\frac{dQ_c}{dz} = h (t_L - t_G) A \quad (68)$$

$$\frac{dt_G}{dz} = \frac{A K_G a [(Y_S - Y)(C_{pA} t_L - C_{pA} t_G) + Le C_S (t_L - t_G)]}{m_G C_S} \quad (69)$$

$$\frac{dt_L}{dz} = \frac{A K_{Ga} [(Y_S - Y)(\lambda_0 + C_{pA}t_L - C_{pL}t_L) + Le C_S (t_L - t_G)]}{m_L C_{pL}} \quad (70)$$

$$\frac{dH_G}{dz} = \frac{A K_{Ga} [H_A(Y_S - Y)(1 - Le) + Le (H_S - H_G)]}{m_G} \quad (71)$$

El factor de Lewis se determinó a partir de la relación empírica desarrollada por Bosnjakovic (1965) para el sistema aire-vapor de agua.

$$Le = \frac{0.865^{2/3} \left(\frac{Y_S + 0.622}{Y + 0.622} - 1 \right)}{\ln \left[\left(\frac{Y_S + 0.622}{Y + 0.622} \right) \right]} \quad (72)$$

3.4.2. Solución numérica del modelo matemático

La solución numérica del sistema de ecuaciones diferenciales se realizó por el método de Runge-Kutta de cuarto orden. Este método emplea cuatro evaluaciones de función por paso (Chapra & Canale, 2007),

$$k_1 = f(x_i, y_i) \quad (73)$$

$$k_2 = f\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}k_1h\right) \quad (74)$$

$$k_3 = f\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}k_2h\right) \quad (75)$$

$$k_4 = f(x_i + h, y_i + k_3h) \quad (76)$$

La solución aproximada se entrega en forma de la ecuación (77). Comúnmente, es empleado porque el método es preciso y estable (Rasmuson et al., 2014).

$$y_{i+1} = y_i + \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)h \quad (77)$$

3.4.3. Simulación computacional

Se realizaron simulaciones con base en las especificaciones del fabricante y los datos experimentales promedios que se obtuvieron de la torre de enfriamiento durante el mes de operación, con el propósito de corroborar la programación. Puesto que, se busca validar el modelo matemático se calcula el error relativo entre la temperatura de salida del agua registrada en la torre y los resultados que se obtienen mediante el desarrollo y aplicación de un código en Matlab para elaborar el presente trabajo.

Naik et al. (2017) valida el modelo matemático de su investigación al calcular el error relativo entre la temperatura medida experimentalmente y la temperatura simulada del agua, en donde obtiene una diferencia máxima de 2.48 °C con un porcentaje de error del 7.63 %. Hajidavalloo et al. (2010) considera que su modelo es preciso al obtener un error relativo inferior al 8 %.

CAPÍTULO IV

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Levantamiento de la línea base

Una vez que se llevó a cabo la determinación de la línea base en la torre de enfriamiento de la planta de tratamiento de aguas industriales, ver Anexo 12. Se decide trabajar con las condiciones extremas de operación las cuales se producen a las 8 a.m. y 1 p.m.

La Tabla 3 presenta los datos experimentales promedios de la operación de la torre en el horario de 8 a.m.

Tabla 3.

Datos experimentales promedios de operación de la torre 8 a.m.

Dato	Variable	Valor	Unidad
Agua	t_{hw}	27.8645	°C
	t_{cw}	22.7950	°C
	C	1298.6080	m ³ /h
	M	81.5785	m ³ /h
	N	1.3913	
	ρ_L	999.7000	kg/m ³
	L	69864.2997	kg/h m ²
	L/G	2.7156	
Aire	t_{bh}	10.3415	°C
	ϕ	89.2225	%
	t_{bs}	11.469	°C
	G	25727.2246	kg/h m ²
	v_H	1.1537	m ³ /kg _B

Al analizar los datos de la Tabla 3 en relación a las especificaciones de diseño (Anexo 1), la torre opera a valores inferiores; a excepción, del valor de la humedad relativa del aire que es un 20.57 % mayor respecto al valor de diseño; lo cual es un indicador que el flujo de ingreso de aire a la operación unitaria presenta mayor cantidad de vapor de agua.

En la Tabla 4 se presentan los datos experimentales promedios de la operación de la torre en el horario de 1 p.m.

Tabla 4.

Datos experimentales promedios de operación de la torre 1 p.m.

Dato	Variable	Valor	Unidad
Agua	t_{hw}	35.1955	°C
	t_{cw}	26.0815	°C
	C	1000.1540	m ³ /h
	M	95.4200	m ³ /h
	N	1.3913	
	ρ_L	998.0000	kg/m ³
	L	53716.1604	kg/h m ²
	L/G	2.1643	
Aire	t_{bh}	14.676	°C
	ϕ	56.8355	%
	t_{bs}	20.995	°C
	G	24819.3821	kg/h m ²
	v_H	1.1959	m ³ /kg _B

En la operación de la torre a la 1 p.m. el valor de la humedad relativa es un 23.2 % menor respecto al valor de diseño, lo cual implica que el flujo de aire que ingresa a la torre es relativamente seco e influye en la capacidad de enfriamiento de la torre.

Las torres de enfriamiento húmedas se diseñan para operar en condiciones climáticas secas y cálidas con un rango estrecho de temperatura de bulbo húmedo, sin embargo, cuando existe una amplia variación de la temperatura de bulbo húmedo afecta la eficiencia de la misma, como se observa en la Figura 15.

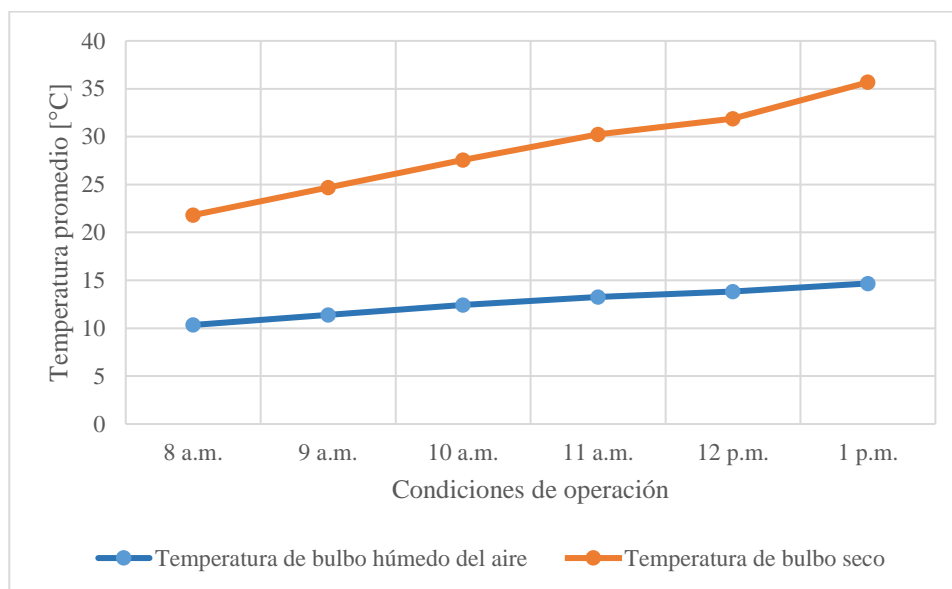


Figura 15. Temperaturas promedio de bulbo húmedo y bulbo seco del aire en las seis condiciones de operación

A partir de la diferencia entre la temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco del aire se puede determinar la humedad relativa del ambiente. Cuando se presentan valores bajos de humedad relativa, el aire que ingresa a la torre puede contener mayor vapor de agua cuando entra en contacto con el agua caliente. Por lo tanto, permite que la torre de enfriamiento alcance un mayor rango de enfriamiento en la condición de operación de 1 p.m.

4.2. Balance de acondicionamiento de agua

En la Tabla 5 se presentan los resultados que se obtienen de los balances de acondicionamiento de agua para las tres condiciones de la torre de enfriamiento, en el Anexo 2 se puede verificar la información que se expone a continuación.

Tabla 5.

Balance de acondicionamiento de agua en la torre de enfriamiento

Parámetro	Condición		
	Diseño	Operación 8 a.m.	Operación 1 p.m.
Caudal de recirculación [m ³ /h]	1400.0000	1298.6080	1000.1540
Caudal de pérdida de agua por evaporación [m ³ /h]	36.4140	10.0724	13.9466
Caudal de pérdida de agua por arrastre [m ³ /h]	1.4000	1.2987	1.0002
Caudal de purga [m ³ /h]	16.8070	24.4374	34.6416
Caudal de reposición [m ³ /h]	54.6210	35.8085	49.5884

Los balances de masa para el agua permiten identificar que en la torre de enfriamiento el operador repone un exceso de agua de 45.77 m³h⁻¹ y 60.7784 m³h⁻¹ en el horario de 8 a.m. y 1 pm., respectivamente.

Como se puede observar en la Tabla 5, al comparar el caudal de purga de la torre en las tres condiciones el valor es más alto a la 1 p.m.; esto se debe a que el valor del ciclo de concentración de operación es de $N = 1.3913$ y la torre se diseñó para operar a un valor de $N = 3$. Al incrementar el N en una torre se reduce el caudal de purga de agua del sistema de refrigeración y a su vez el caudal de reposición, como lo reporta Cheremisinoff & Cheremisinoff (1981).

4.3. Balance de energía

4.3.1. Diagramas de entalpía.

En las Figuras 16, 17 y 18 se presentan los diagramas de entalpía de la torre de enfriamiento para las tres condiciones: diseño, 8 a.m. y 1 p.m. Las ecuaciones que permitieron obtener los datos de la curva de equilibrio y la recta de operación se pueden observar en el Anexo 3.

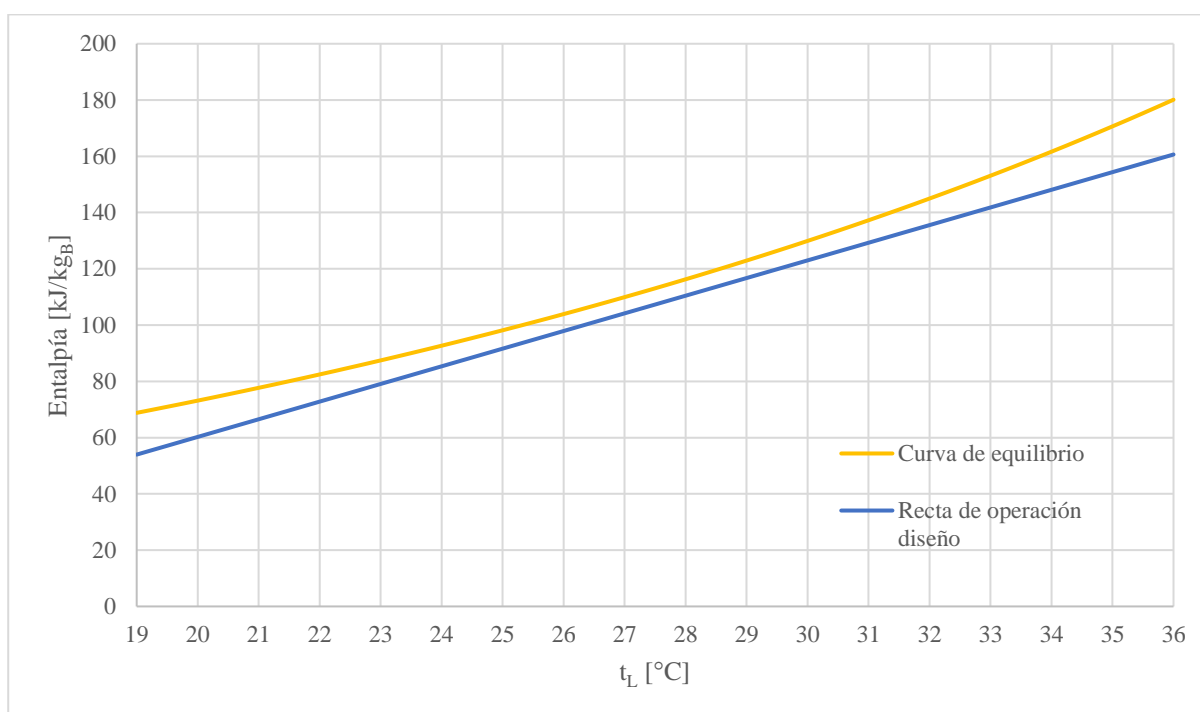


Figura 16. Diagrama de entalpía de la torre de enfriamiento en condición de diseño

Para determinar el valor de la relación L/G de diseño de la torre, que no lo especifica el fabricante, se considera lo propuesto en la investigación de Khalifa (2016) que establece un valor de 1.5 al estudiar el efecto de L/G sobre la efectividad de una torre de enfriamiento. El dato tomado es una base de cálculo con el que las empresas diseñadoras de torres deben construir los equipos para tener una eficiencia y consumo energético balanceado.

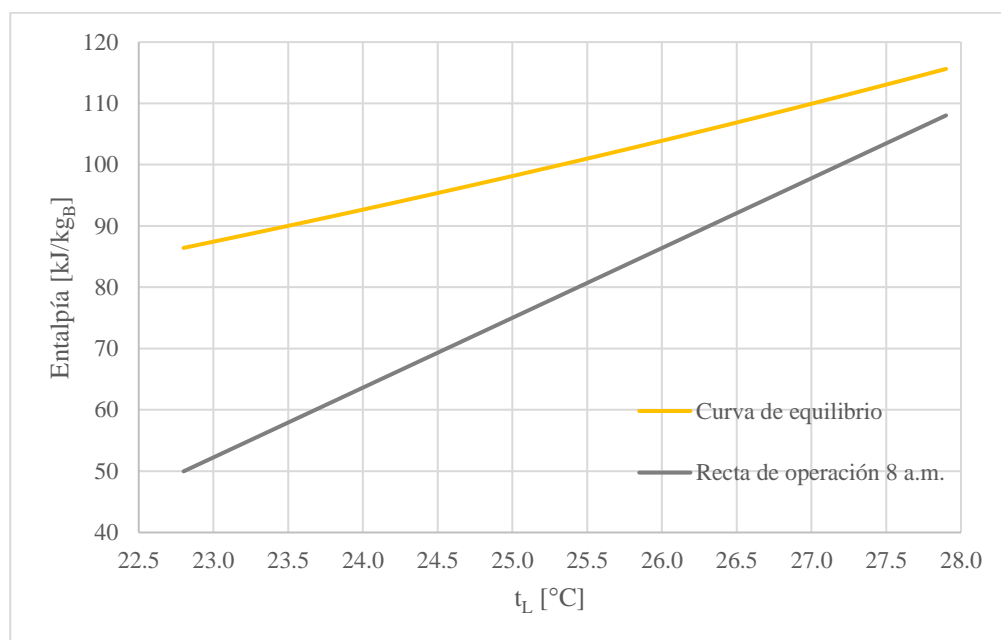


Figura 17. Diagrama de entalpía de la torre en condición de operación 8 a.m.

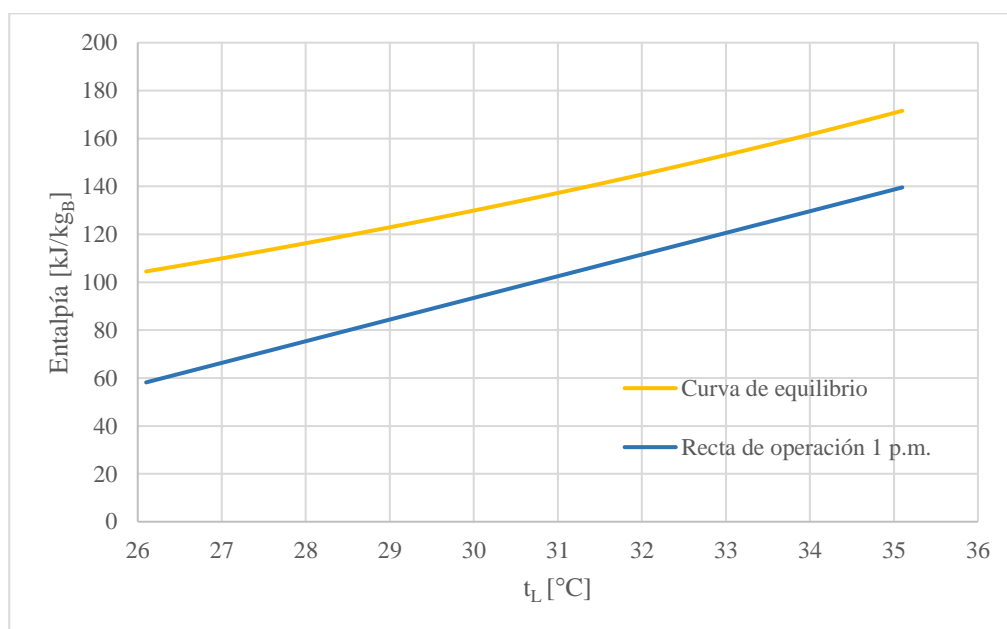


Figura 18. Diagrama de entalpía de la torre en condición de operación 1 p.m.

Al analizar el área entre la curva de equilibrio y la recta de operación de la Figura 16 en relación a las Figuras 17 y 18, se identifica que existe mayor área e incremento de la pendiente de la recta

de operación del aire en las dos condiciones de operación respecto a la condición de diseño; esto se debe al aumento del valor de la relación L/G 2.7156 y 2.1643, respectivamente.

4.3.2. Número de unidades de transferencia del gas

El número de unidades de transferencia del gas (N_{tuG}) en una torre de enfriamiento representa el grado de dificultad para cumplir con las condiciones del proceso. En las Figuras 19, 20 y 21 se presenta la integración gráfica del N_{tuG} para las tres condiciones.

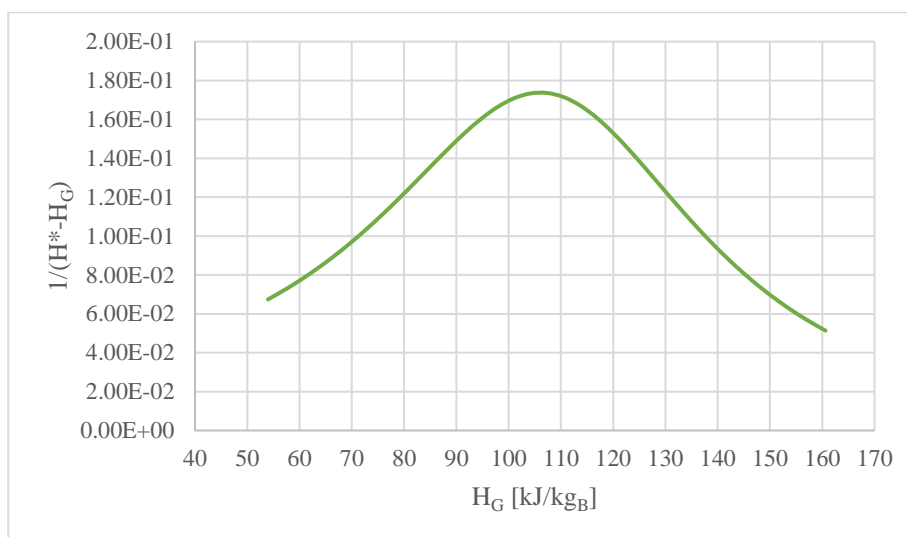


Figura 19. Integración gráfica del N_{tuG} en condición de diseño

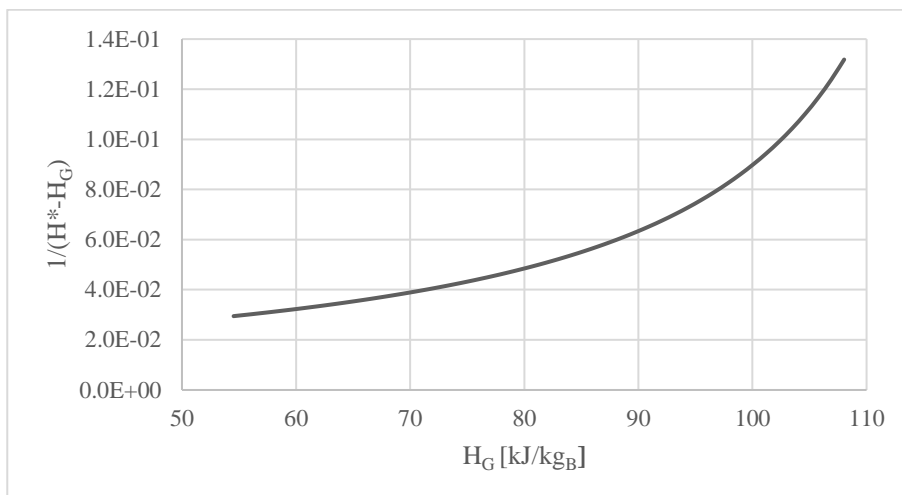


Figura 20. Integración gráfica del N_{tuG} en condición de operación 8 a.m.

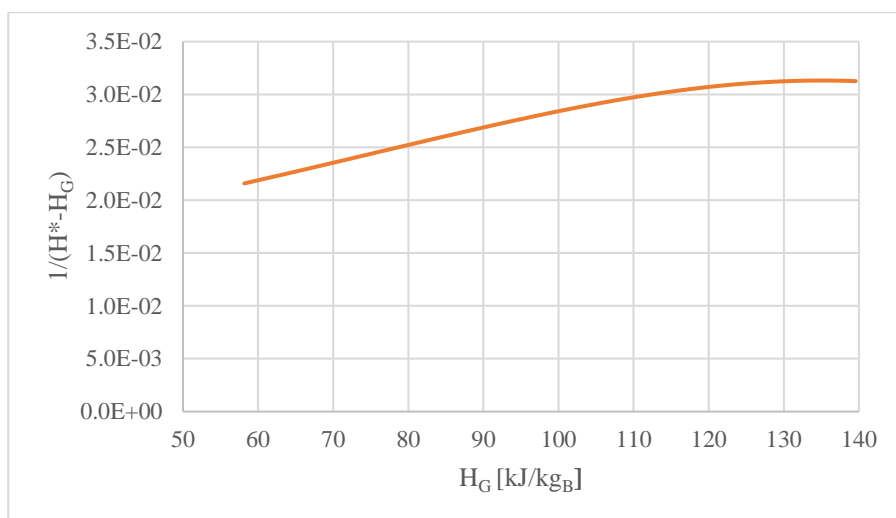


Figura 21. Integración gráfica del N_{tuG} en condición de operación 1 p.m.

El número de unidades de transferencia del gas para las Figuras 19, 20 y 21 es 12.6322, 3.2615 y 2.251, respectivamente.

La Figura 19 requiere mayor N_{tuG} puesto que la fuerza motriz que permite la transferencia de calor y masa es la diferencia de entalpía entre la curva de equilibrio y la recta de operación

$\Delta H = H^* - H_G$. En la Figura 16 se puede observar que la distancia vertical es menor en relación a las Figuras 17 y 18.

4.3.3. Coeficiente volumétrico de transferencia de masa

El coeficiente volumétrico de transferencia de masa (K_{Ga}) se determinó por dos metodologías: integración directa y cálculo de la fuerza impulsora media. Los valores que se obtienen son $191764.9709 \text{ kg}_B \text{ h}^{-1} \text{ m}^{-3}$ y $193970.6796 \text{ kg}_B \text{ h}^{-1} \text{ m}^{-3}$, respectivamente, ver Anexo 4.

Para el caso de estudio, se consideró el valor del K_{Ga} que se obtiene por integración directa; puesto que Alean et al. (2009) reportan que el segundo método acumula errores significativos al asumir que la diferencia de entalpía $\Delta H = H^* - H_G$ varía en forma parabólica.

4.4. Indicadores de desempeño de la torre de enfriamiento

En la Tabla 6 se presentan los valores obtenidos de los indicadores de desempeño de la torre de enfriamiento para las tres condiciones de operación, ver Anexo 5.

Tabla 6.

Indicadores de desempeño de la torre de enfriamiento

Parámetro	Condición		
	Diseño	Operación 8 a.m.	Operación 1 p.m.
Rango de enfriamiento [°C]	17.0000	5.0695	9.1140
Carga térmica [MJ/h]	99356.2892	27592.1768	38017.0849
Eficiencia [%]	80.9500	28.9300	44.4200
Número de unidades de difusión	8.4155	1.2010	1.0400

Los resultados que se observan en la Tabla 6 de la presente investigación corroboran el estudio realizado por Lemouari et al. (2007) que demostraron que el rango de enfriamiento disminuye con el incremento de la relación L/G. Además, se observa que la eficiencia de la torre aumenta al disminuir la relación L/G, lo cual se debe a que existe mayor interacción agua-aire.

La carga térmica de la torre de enfriamiento fue diseñada para tener una capacidad nominal de 99356.2892 MJ/h, sin embargo, opera a las 8 a.m. y 1 p.m. al 27.77 % y al 38.26 % de su capacidad total, respectivamente.

Los indicadores de desempeño denotan que la torre de enfriamiento presenta en el horario de operación de 8 a.m. a 1 p.m. una eficiencia que tiende a incrementar desde un 28.93 % hasta un 44.42 %, debido a que la temperatura de ingreso del agua incrementa.

Los posibles factores que estarían afectando significativamente en el rendimiento de la torre de enfriamiento son: la recirculación de un flujo de aire saturado y las condiciones ambientales de operación (velocidad del viento), como lo expone la compañía SPX (2017) en su investigación.

4.5. Simulación computacional

El código de la programación en Matlab y las condiciones iniciales que se requieren para la solución de las ecuaciones diferenciales del modelo matemático de una torre de enfriamiento de tiro inducido a contracorriente, por el método de Runge-Kutta de cuarto orden se presentan en el Anexo 7 y 10, respectivamente.

En la Tabla 7 se presentan las temperaturas experimentales promedio de salida del agua que se registraron en la torre de enfriamiento y las temperaturas que se obtienen mediante simulación.

Además, se calcula la diferencia entre estas dos y el error relativo, para cada una de las simulaciones.

Tabla 7.

Comparación de la temperatura de salida del agua entre datos experimentales promedios y simulados

	Temperatura de ingreso	Temperatura de salida			
		Experimental	Simulación	Diferencia	% Error relativo
Condición	t_{L2} [°C]	t_{L1} [°C]	t_{L1} [°C]	t_{L1} [°C]	t_{L1}
Diseño	36	19	19.2736	-0.2736	1.44
<i>Caso A</i>					
8 a.m.	27.8645	22.7950	21.2948	1.5002	6.58
9 a.m.	29.4810	23.4205	21.7382	1.6823	7.18
10 a.m.	30.6830	23.8560	22.4951	1.3609	5.70
11 a.m.	32.1065	24.3930	23.2445	1.1485	4.71
12 p.m.	33.1910	24.9675	23.7347	1.2328	4.94
1 p.m.	35.1955	26.0815	22.6714	3.4382	13.07
<i>Caso R</i>					
8 a.m.	27.8645	22.7950	22.0467	0.7483	3.28
9 a.m.	29.4810	23.4205	22.8159	0.6046	2.58
10 a.m.	30.6830	23.856	23.3399	0.5161	2.16
11 a.m.	32.1065	24.393	23.9944	0.3986	1.63
12 p.m.	33.1910	24.9675	25.6088	-0.6413	2.57
1 p.m.	35.1955	26.0815	26.0379	0.0436	0.17

En la condición de diseño, se obtiene una diferencia de -0.2736 °C entre la temperatura que debe proporcionar la torre de enfriamiento y la temperatura simulada como se puede observar en la Figura 22, lo que denota que el modelo matemático permite corroborar la información proporcionada por el fabricante con un error relativo del 1.44 %.

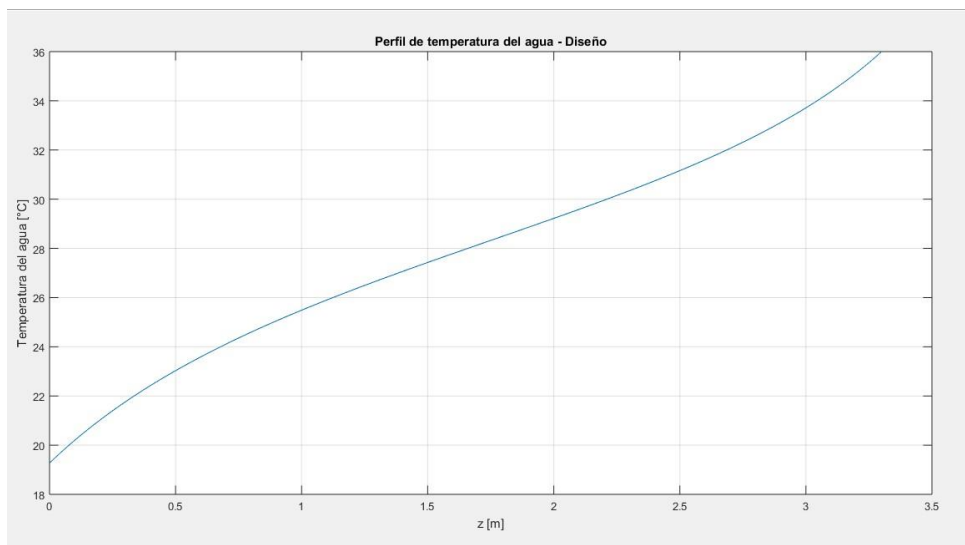


Figura 22. Perfil de temperatura del agua bajo condición de diseño

Una vez que se realizaron las simulaciones para las seis condiciones de operación de la torre de enfriamiento, considerando la altura del relleno $z = 3.3$ m y el coeficiente volumétrico de transferencia de masa $K_{Ga} = 191764.9709 \text{ kg}_B \text{ h}^{-1}\text{m}^{-3}$ se observa en los perfiles de temperatura del agua y de la humedad absoluta del aire que el relleno está sobredimensionado, a lo cual se hace referencia como caso A. En las Figuras 23 y 24 se presentan los perfiles de temperatura del agua y del aire para la condición de operación 8 a.m., en los cuales se observa que la interacción agua-aire se lleva a cabo hasta una $z = 1.78$ m. Los perfiles de temperatura para las demás condiciones de operación se encuentran en el Anexo 11.

Para la condición de operación 1 p.m. se observa en las Figuras 25 y 26 los perfiles de temperatura y humedad que las condiciones ambientales permiten una mayor transferencia de calor y masa; lo que permite en la simulación lograr una temperatura de salida de agua menor a la temperatura de salida real de la torre de enfriamiento.

En la Tabla 7 se reporta para el caso A una máxima diferencia de temperatura de salida del agua de $3.4382\text{ }^{\circ}\text{C}$ con un error relativo del 13.07% .

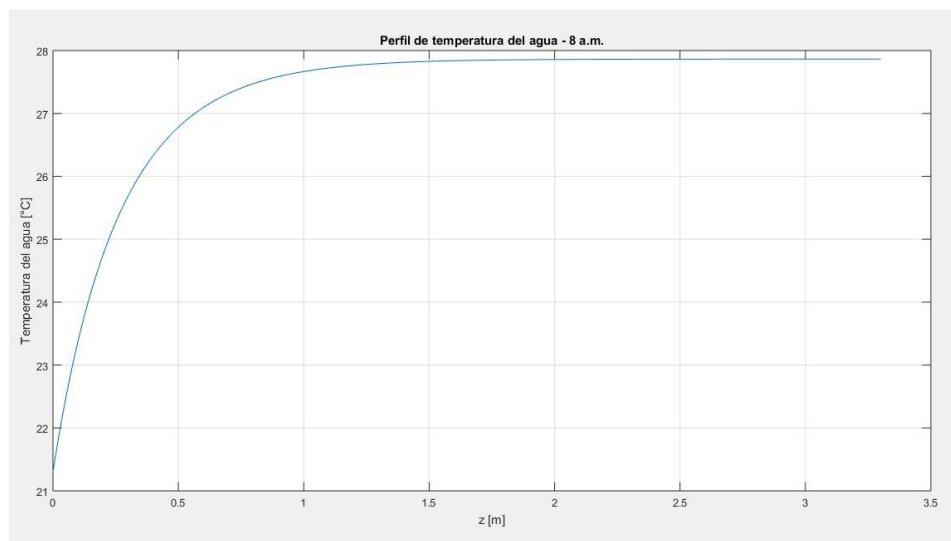


Figura 23. Perfil de temperatura del agua bajo condición de operación 8 a.m.

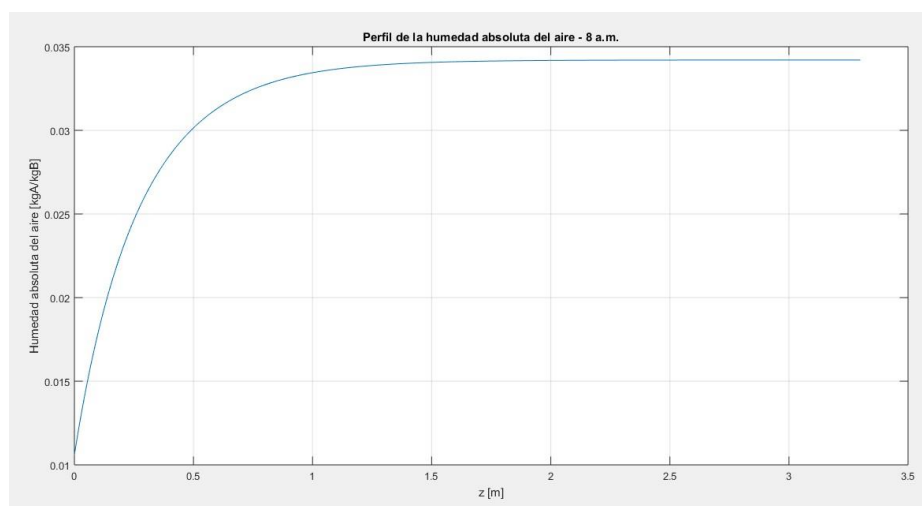


Figura 24. Perfil de humedad absoluta del aire bajo condición de operación 8 a.m.

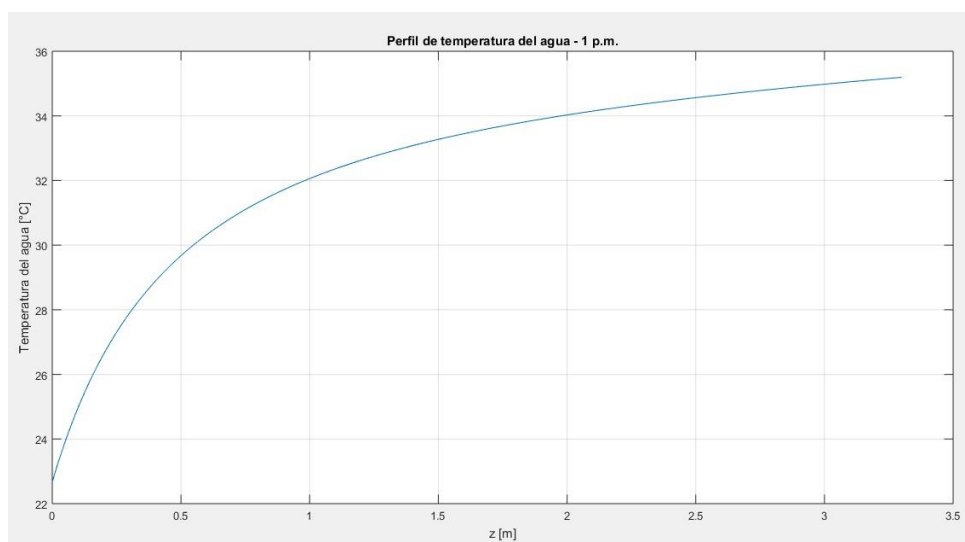


Figura 25. Perfil de temperatura del agua bajo condición de operación 1 p.m.

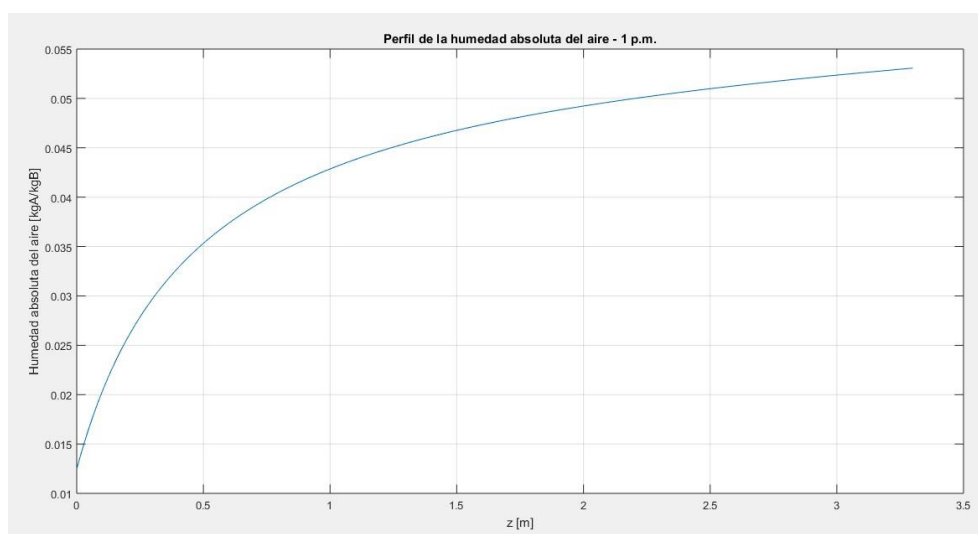


Figura 26. Perfil de humedad absoluta del aire bajo condición de operación 1 p.m.

Por lo tanto, para las próximas seis simulaciones a lo cual se denomina caso R, se recalculó la altura del relleno de la torre de enfriamiento al mantener constante el coeficiente volumétrico de transferencia de masa y al determinar el número de unidades de transferencia, lo que permitió obtener diferencias de temperatura de salida del agua menores a $0.7483\text{ }^{\circ}\text{C}$, ver Anexo 11. Las

alturas del relleno que se recalcularon para las seis condiciones de operación son: 0.44 m, 0.41 m, 0.51 m, 0.6 m, 0.34 m y 0.3 m, respectivamente. El máximo error relativo que se alcanza en la investigación en el caso R es inferior al 3.28 %, siendo un valor menor a los valores que reportan Naik et al. (2017) y Hajidavalloo et al. (2010) en sus estudios 7.63 % y 8 %, respectivamente.

Puesto que, en el proceso industrial se requiere una temperatura del agua de 19 °C se realizan simulaciones operacionales variando el flujo másico de ingreso del aire (m_G) para las seis condiciones de operación, lo cual permite obtener las siguientes temperaturas de salida del agua de la torre, como se observa en la Tabla 8.

Tabla 8.

Propuesta operacional para la torre de enfriamiento

Variable				
Condición	G [kg/h m ²]	n [m/s]	L/G	t _{L1} [°C]
8 a.m.	36490.3287	7.5530	1.9145	18.57
9 a.m.	36304.3648	7.5692	1.7751	18.57
10 a.m.	37733.3693	7.9247	1.7019	18.76
11 a.m.	38637.5718	8.1700	1.6610	19.03
12 p.m.	41221.9618	8.7535	1.5543	18.72
1 p.m.	35582.4862	7.6338	1.5096	18.91

La velocidad del aire (n) que proporciona el ventilador para las condiciones de operación actual de la torre es de 5.3252 m/s, por lo que, es necesario incrementar su velocidad en un 48.99 % para lograr temperaturas de salida aproximadas de 19 °C.

El objetivo de la solución numérica de ecuaciones diferenciales por métodos numéricos es obtener una solución con suficiente precisión, no una solución exacta (Rasmuson et al., 2014). Por

lo que, para las simulaciones a las diferentes condiciones de la torre de enfriamiento se utilizó un paso $n = 1000$. En la Tabla 9 se observa la influencia del paso en la solución numérica del modelo matemático para obtener soluciones muy precisas en la condición de diseño.

Tabla 9.

Influencia del número de pasos en la solución del modelo matemático

Simulación		
Condición	n	Temperatura de salida del agua t_{L1} [°C]
Diseño	5	19.2050
	8	19.2720
	10	19.2731
	15	19.2735
	1000	19.2736

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- El balance de acondicionamiento de agua en la torre de enfriamiento evidenció que se repone en exceso dicho recurso, pues la operación actual no considera las ecuaciones de la evaporación del agua, pérdidas por arrastre del viento y purgas. Puesto que, el ciclo de concentración de operación es inferior al de diseño, existe la factibilidad de incrementar el valor de dicho parámetro y así reducir el caudal de reposición de agua en un 57 %.
- La eficiencia de la torre industrial en condición de operación a las 8 a.m. y 1 p.m. presenta valores muy bajos con respecto al diseño, lo cual se puede atribuir a las condiciones climáticas (temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco del aire) propias de la ubicación geográfica donde opera la torre de enfriamiento.
- El modelo matemático generado para la torre de enfriamiento de tiro inducido a contracorriente de la planta de tratamiento de aguas industriales de una Acería fue validado a la condición de diseño y a las condiciones de operación, obteniendo errores relativos inferiores al 1.44 % y 3.28 %, respectivamente.
- El método numérico de Runge-Kutta de cuarto orden que se empleó para la solución numérica de las ecuaciones diferenciales permite obtener soluciones suficientemente precisas.

- Las variables de operación, como humedad relativa del aire, temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo del aire, caudal de circulación del agua y aire, presenta un impacto significativo en la eficiencia de la torre de enfriamiento.
- La altura del relleno de la torre de enfriamiento bajo las condiciones ambientales de operación de la torre presenta sobredimensionamiento, puesto que al operar a un menor caudal de agua que el especificado no proporciona el rango de enfriamiento que se requiere para el proceso industrial.
- La evaluación térmica de la torre a la condición crítica de mayor humedad relativa evidencia que el enfriamiento del agua de recirculación ocurre únicamente hasta una altura de 1.78 m, posiblemente por recirculación de aire saturado lo que disminuye su eficiencia hasta un 28.93 % por lo que el número de unidades de transferencia requeridas es mayor.

5.2. Recomendaciones

- Para complementar la investigación, se recomienda realizar evaluaciones del perfil del aire en la torre de enfriamiento ya que muchos problemas del rendimiento de una torre se deben a anomalías como la recirculación de aire saturado.
- En referencia a la solución numérica de las ecuaciones diferenciales del modelo matemático de la torre de enfriamiento, se puede complementar utilizando un método numérico que evalúe un mayor número de veces la función como el Método de Dormand-Prince.
- Realizar mediciones en diferentes puntos de la torre de enfriamiento con el fin de comparar mediante curvas los datos simulados y experimentales.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alean, J. D., Gutiérrez, G. A., Chejne, F., & Bastidas, M. J. (2009). Simulación de una torre de enfriamiento mecánica comparada con curvas experimentales. *Informacion Tecnologica*, 20(3), 13–18. doi: 10.1612/inf.tecnol.4107it.08
- Bea, A. (2006). *Diagnóstico de la eficiencia energética y propuestas de mejora de una torre de refrigeración ubicada en una refinería de Petróleo*. Universidad de Cádiz, Cádiz, España.
- Blanco, I. (2016). *Metodología para elaborar un diagnóstico energético en Torres de Enfriamiento*. Universidad Nacional Autónoma de México, D.F., México.
- Bosnjakovic, F. (1965). *Technische Thermodynamik*. Dresden: Theodor Steinkopf.
- Bustamante, C. (2015). *Optimización de un sistema de enfriamiento para molino de rodillos*. Universidad Central del Ecuador, Quito, Ecuador.
- Chapra, S., & Canale, R. (2007). *Métodos Numéricos para Ingenieros* (Quinta ed.). México: McGraw Hill.
- Cheremisinoff, N., & Cheremisinoff, P. (1981). *Cooling Towers: Selection Design and Practice*. Estados Unidos: Ann Arbor Science.
- Díaz, V. S., & Barreneche, R. O. (2005). *Acondicionamiento térmico de edificios*. Argentina: Nobuko.
- Hajidavalloo, E., Shakeri, R., & Mehrabian, M. A. (2010). Thermal performance of cross flow cooling towers in variable wet bulb temperature. *Energy Conversion and Management*, 51(6), 1298–1303. doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2010.01.005
- Hensley, J. (2009). *Cooling Tower Fundamentals* (Segunda ed.). Kansas, Estados Unidos: SPX Cooling Technologies, Inc. doi: 10.1201/b11510-14

- Hill, G. B., Pring, E. J., & Osborn, P. D. (1990). *Cooling towers : Principles and Practice* (Tercera ed.). Gran Bretaña: Butterworth-Heinemann.
- Himmelblau, D. M., & Bischoff, K. B. (1976). *Análisis y Simulación de procesos* (Primera ed.). Barcelona: Reverté.
- Huchler, L. (2009a). Cooling Towers, Part 1: Siting, Selecting and Sizing. *Chemical Engineering Progress, 1*, 51–54.
- Huchler, L. (2009b). Cooling Towers, Part 2: Operating, Monitoring and Maintaining. *Chemical Engineering Progress, 4*, 38–41.
- Jaber, H., & Webb, R. (1989). Design of cooling towers by the effectiveness-NTU method. *Journal of Heat Transfer, 111*, 837–843. Recuperado el 22 de Mayo del 2019, de <http://heattransfer.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1440166>
- Kern, D. Q. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor* (Trigésima ed.). México: Compañía Editorial Continental S.A.
- Khalifa, A. H. N. (2016). Thermal and Exergy Analysis of Counter Flow Induced Draught Cooling Tower. *International Journal of Current Engineering and Technology, 15*(4), 2868–2873. Recuperado el 12 de Abril del 2019, de https://www.researchgate.net/publication/309592559_Thermal_and_Exergy_Analysis_of_Counter_Flow_Induced_Draught_Cooling_Tower
- Kloppers, J. C., & Kröger, D. G. (2005). A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 48*(3–4), 765–777. doi: 10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2004.09.004
- Lemouari, M., Boumaza, M., & Mujtaba, I. M. (2007). Thermal performances investigation of a wet cooling tower. *Applied Thermal Engineering, 27*(5–6), 902–909. doi:

10.1016/J.APPLTHERMALENG.2006.08.014

- Madias, J. (2015). Consumo de agua en la producción de acero: procesos, equipos y avances. *Dossier Tecnológico*, 1, 40–45. Recuperado el 4 de Marzo del 2019, de https://www.researchgate.net/publication/283212888_Consumo_de_agua_en_la_produccion_de_acero_procesos Equipos_y_avances
- Martínez, V., Alonso, P., López, J., Salado, M., & Rocha, J. (2000). *Simulación de Procesos en Ingeniería Química* (Primera ed.). México: Plaza y Valdés.
- McCabe, W., Smith, J., & Harriott, P. (2007). *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química* (Séptima ed.). México: Mc-Graw Hill.
- Milosavljevic, N., & Heikkilä, P. (2001). A comprehensive approach to cooling tower design. *Applied Thermal Engineering*, 21(9), 899–915. doi: 10.1016/S1359-4311(00)00078-8
- Muñoz, E., & Grau, M. (2013). *Ingeniería Química* (Primera ed.). Madrid: UNED.
- Naik, B. K., Choudhary, V., Muthukumar, P., & Somayaji, C. (2017). Performance Assessment of a Counter Flow Cooling Tower – Unique Approach. *Energy Procedia*, 109, 243–252. doi: 10.1016/J.EGYPRO.2017.03.056
- Ocon, J., & Tojo, G. (1967). *Problemas de Ingeniería Química Tomo I*. Madrid: Aguilar.
- Perry, R., & Green, D. (2008). *Perry's Chemical Engineers' Handbook* (Octava ed.). Estados Unidos: Mc-Graw Hill. doi: 10.1036/0071422943
- Poppe, M., & Rögener, H. (1991). Berechnung von Rückkühlwerken. *Wärmeatlas Verein Deutscher Ingenieure*, 1–15.
- Rajkumar, N. (2017). Enhancing Performance of Cooling Tower. *HVACR Industry*, 12(6), 66–68. Recuperado el 20 de Mayo del 2019, de <http://subscriptionaccel.com/uploads/2254/ExtraPdfs/Cooling%20India%20->

%20January%202017.pdf

- Ramírez, Á. (2013). *Evaluación de Torres de Enfriamiento en Refinerías*. Instituto Politécnico Nacional, D.F., México.
- Ramírez, D., & Villarreal, R. (2008). *Evaluación del desempeño térmico de la torre de enfriamiento CT-502*. Universidad Nacional Autónoma de México, D.F., México.
- Ranjan, S. (2017). *Process Modeling and Simulation for Chemical Engineers: Theory and Practice*. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc.
- Rasmuson, A., Andersson, B., Olsson, L., & Andersson, R. (2014). *Mathematical Modeling in Chemical Engineering*. Estados Unidos: Cambridge University Press.
- Rigola, M. (1990). *Tratamiento de Aguas Industriales: Aguas de proceso y residuales* (Primera ed.). Colombia: MARCOMBO S.A.
- Ritter, J. A. (2010). *Principles and Practices of Water Supply Operations: Water Quality* (Cuarta ed.). Estados Unidos: American Water Works Association.
- SPX. (2017). *Counterflow Performance*. Recuperado el 10 de Febrero del 2019, de <http://spxcooling.com/es/library/detail/the-marley-difference-counterflow-performance>
- Theodore, L., & Ricci, F. (2010). *Mass Transfer Operations for the Practicing Engineer*. New York: John Wiley & Sons, Inc.
- Treybal, R. (1980). *Operaciones de Transferencia de Masa* (Segunda ed.). México: Mc-Graw Hill.
- UNESCO. (2009). *Water in a Changing World. World Water* (Vol. 11). UNESCO. doi: 10.3390/w3020618
- Vengateson, U. (2017). Cooling Towers: Estimate evaporation loss and makeup water requirements. *Chemical Engineering*, 124(4), 64–67. Recuperado el 14 de Abril del 2019, de https://www.researchgate.net/publication/317829430_Cooling_towers_Estimate_evaporatio

n_loss_and_makeup_water_requirements

Wang, S. K. (2000). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration* (Segunda ed.). Estados Unidos: Mc-Graw Hill.

ANEXOS



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA EN PETROQUÍMICA

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por el señor: **NELSON WLADIMIR FERNÁNDEZ GUEVARA**

En la ciudad de Latacunga, al primer día del mes de julio del 2019.

Aprobado por:

Ing. Caterine Donoso, MSc.

DIRECTORA DEL PROYECTO

Ph.D. Roman Rodríguez

DIRECTOR DE CARRERA

Certificado por:

Abg. Darwin Albán

SECRETARIO ACADÉMICO