



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
AREA DE ESTUDIOS PARA GRADUANDOS
FACULTAD DE INGENIERÍA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA DE PROCESOS



EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO EXERGÉTICO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO DEL LABORATORIO DE INGENIERÍA QUÍMICA.

AUTOR: Ing. Julio Rodríguez

Valencia, Diciembre de 2018

INTRODUCCIÓN

En la actualidad las necesidades del ahorro de energía, están dirigidas al máximo aprovechamiento de los recursos naturales, tecnológicos y humanos, esto representa una preocupación constante en el sector industrial para mantener la operación de máquinas en condiciones óptimas de eficiencia y funcionalidad; el interés por usar eficientemente los recursos energéticos no renovables y cuidar el medio ambiente ha ido tomando importancia, actualmente existe el interés por optimizar, por lo que se estudian las oportunidades de ahorro y optimización de energía. Esto se logra a través de un análisis energético y exergético, ya que representa una opción para este fin y surge de la unión de la Primera y Segunda ley de la termodinámica.

La aplicación del análisis exergético al sistema de torre enfriamiento se justifica debido a que es una de las partes más importantes del parque de la industria de procesos químicos, para ello se realiza un estudio de rendimiento exergético de la torre de enfriamiento del laboratorio de ingeniería química de la Universidad de Carabobo, tal investigación se basa en 4 etapas, posteriormente se expresan las conclusiones y recomendaciones de los resultados obtenidos.

Las etapas del estudio se denominan capítulos, en el primero se expresa la problemática existente y los objetivos planteados a partir de tal problema, junto a la justificación de la investigación, luego se encuentra el capítulo 2, que contiene el marco teórico, es decir los basamentos teóricos que sustentan la investigación, posteriormente se encuentra el capítulo 3 donde se explica la metodología a seguir para desarrollar los objetivos planteados y la última etapa es el capítulo 4 donde se expresan los resultados y se comparan con otros estudios para así analizarlos.

ÍNDICE
Contenido

	Pág.
CAPÍTULO I.....	1
1.1 Planteamiento del Problema.....	1
1.2 Formulación del Problema.....	3
1.3 Objetivo general.....	4
1.3.1 Objetivos específicos.....	4
1.4 Justificación.....	4
1.5 Limitaciones.....	5
1.6 Alcance.....	5
CAPÍTULO II.	6
2.1 Antecedentes.....	6
2.2 Bases Teóricas.	10
2.2.1 Torres de enfriamiento húmedo.....	10
2.2.2 Perfiles de temperatura y concentración en la interfaz.....	12
2.2.3 Ecuación de velocidad para transferencia de calor y masa.....	13
2.2.4 Psicrometría.....	15
2.2.5 Humedad Absoluta.....	15
2.2.6 Humedad Relativa.....	16
2.2.7 Exergía.....	17
2.2.8 Exergía asociada con la energía cinética y potencial.....	17
2.2.9 Trabajo Reversible e irreversibilidad.....	18
2.2.10 Eficiencia según la segunda ley.....	19
2.2.11 Cambio de exergía de un sistema.....	21
2.2.12 Exergía de una corriente de flujo.....	22

ÍNDICE	Pág.
Contenido	
2.2.13 Destrucción de exergía.....	23
CAPÍTULO III.....	25
3.1 Tipo y diseño de Investigación.....	25
3.2 Población y Muestra.....	25
3.2.1 Identificación de los parámetros que más influyen en la eficiencia de operación de la torre de enfriamiento.....	26
3.2.2 Determinación de los flujos de energía y exergía existente en la operación de la torre a diferentes condiciones de operación.....	26
3.2.3 Realización de una valoración respecto a las pérdidas de energía que hay en la torre de enfriamiento.....	27
3.2.4 Análisis de las posibles modificaciones que permitan aumentar la eficiencia exergética.....	28
3.2.5 Estimación de los costos asociados a la implementación de las modificaciones en la torre de enfriamiento.....	28
3.3 Población y muestra.....	30
CAPÍTULO IV.....	31
4.1 Identificación de los parámetros característicos que son influyentes en la eficiencia de operación de la torre de enfriamiento...	31
4.2 Determinación de los flujos de energía y exergía existente en la operación de la torre a diferentes condiciones de operación.....	36
4.3 Realización de una valoración respecto a las pérdidas de energía que hay en la torre de enfriamiento.....	40
4.4 Análisis de las posibles modificaciones que permitan aumentar la eficiencia exergética.....	42
4.5 Estimación de los costos asociados a la implementación de las modificaciones en la torre de enfriamiento.....	45
Conclusiones.....	48
Recomendaciones.....	49
Referencias bibliográficas.....	50
Apéndice A: Tablas de datos recolectados.....	52
Apéndice B. Cálculos típicos.....	56

CAPÍTULO I: EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

En este capítulo se dará a conocer de forma específica el problema en estudio, definiendo su propósito, la situación actual y deseada, así como el objetivo general y los específicos para llevar a cabo el estudio. De la misma forma se presentan las razones que justifican la investigación, las limitaciones y el alcance de la misma.

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El crecimiento de la demanda de la energía en el mundo se ha incrementado rápidamente como resultado del incremento de la población y el crecimiento económico. Es por esta razón que en la actualidad las necesidades en la generación de energía eléctrica, están dirigidas al máximo aprovechamiento de los recursos naturales, tecnológicos y humanos. Esto representa una preocupación constante en el sector energético para mantener su generación eléctrica en condiciones óptimas de eficiencia y funcionalidad; en muchos procesos industriales o de acondicionamientos ambientales se requiere el empleo de algún sistema o equipo de disipación térmica, por estas razones, las torres de enfriamiento ocupan un lugar importante en las plantas de generación eléctrica, en centros comerciales, en la industria química y metalmecánica entre otros (Reyes, 2012). A su vez, en la Universidad de Carabobo, específicamente en la Facultad de Ingeniería, la escuela de Ingeniería Química cuenta con el Laboratorio de Ingeniería Química, donde se encuentra una torre de enfriamiento a escala piloto diseñada y puesta en operación para el uso práctico de los estudiantes como asignatura y como objeto de investigación. El equipo de torre de enfriamiento está conformado por un tanque de almacenamiento de agua, un sistema de tuberías conectadas a varios equipos donde se realizan experiencias de intercambio térmico, un ventilador en la parte superior de la torre, una columna de relleno y tomas de temperatura en la parte inferior y superior de la misma. Debido a las dimensiones de la torre, los estudiantes pueden observar fácilmente el principio de funcionamiento.

El análisis termodinámico de las instalaciones energéticas persigue dos objetivos: el cálculo del grado de perfección termodinámica de los procesos de trabajo y la indicación de las vías para el incremento del ahorro de combustible o energía eléctrica suministrada a las instalaciones. Para ello se han utilizado históricamente dos métodos fundamentales:

los llamados energéticos (basados en la primera ley de la termodinámica) y los exergéticos (basados en la segunda ley). La limitación principal de los métodos de análisis energéticos radica en que los mismos no establecen diferencias entre la calidad de la energía que se distribuye. Esta calidad está relacionada con la capacidad para realizar trabajo útil y la imposibilidad de realizar un análisis de los cambios de calidad de la energía a través de la instalación, lo que deja una vía de perfeccionamiento no explotada para el ahorro de combustible o energía eléctrica (Armas 2006).

Así que debido a la escasez de combustibles fósiles y su encarecimiento, resulta necesario el desarrollo de sistemas térmicos de alta eficiencia. Debido a la conciencia ecológica actual, es conveniente practicar el ahorro energético, el cual consiste en disminuir el uso de energía obteniendo el mismo resultado final, es decir, lograr una alta eficiencia del proceso. El método del análisis exergético es especialmente adecuado para lograr aumentar el rendimiento del sistema, pues permite determinar la localización, tipo y magnitud real de las pérdidas; así como el uso eficiente de los recursos energéticos, el cual se logra reduciendo tanto como sea posible la destrucción de exergía dentro de los sistemas térmicos, esto permite centrar la atención en aquellos aspectos de la operación del sistema que ofrecen mayores posibilidades de mejora.

Por esto, se plantea la búsqueda de alternativas energéticas que garanticen un ahorro considerable de energía y una adecuación tecnológica que se adapte a los lineamientos ecológicos que se están poniendo en marcha en el país. Con el fin de contribuir, impulsar y estimular el uso racional y eficiente de la energía eléctrica, el Gobierno Nacional estableció un plan para disminuir el consumo de electricidad en diversos sectores de todo el país. Lo cual hace necesario la implementación de nuevas tecnologías que apunten a un ahorro de energía que permita no solo reducir costos sino también cumplir con las diferentes normas y lineamientos establecidos para la preservación de los recursos, de los mismos quedan exceptuados de la resolución los colegios y universidades, sin embargo, los usuarios de dichos sectores deberán presentar al MPPEE un plan para el uso eficiente de la electricidad. En la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo, específicamente en el laboratorio de Ingeniería Química, se ha realizado el estudio del equipo de generador de vapor, obteniéndose resultados importantes para el mejor uso del mismo, así como propuestas de mejora para reducir costos por consumo

de energía, es por ello que se pretende estudiar otro de los equipos del laboratorio donde se puede presentar consumo de energía significativo dentro del mismo, unido al fin de corroborar y afianzar los conceptos de este novedoso método tanto como su funcionabilidad y la factibilidad de aplicación.

Al realizar la evaluación exergética la facultad de Ingeniería obtiene beneficios desde el punto de vista de la reducción en el consumo de energía eléctrica, pues este tipo de análisis se puede aplicar a otros equipos para de esa manera aprovechar al máximo la capacidad de los mismos y así tener un mejor uso de la energía eléctrica, además que sirve como punto de investigación para que así al formar a futuros profesionales se pueda extrapolar este estudio al campo industrial y contribuir de manera importante en el aprovechamiento de los recursos del país.

1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

En la actualidad no se han realizado análisis exergéticos en la torre de enfriamiento para evaluar las condiciones en las cuales exista menor cantidad de energía perdida, lo cual la limita para poder establecer mejoras con el fin de disminuir pérdidas de energía, además de corroborar y afianzar los conceptos de este novedoso método tanto como su funcionabilidad y la factibilidad de aplicación.

En vista de esto, se plantea la alternativa de evaluar los flujos de exergía del sistema de enfriamiento usando como apoyo la primera y segunda ley de termodinámica, sobre esta base se plantea la siguiente interrogante:

¿Qué beneficios pueden obtenerse al establecer el comportamiento del rendimiento exergético de la torre de enfriamiento del Laboratorio de Ingeniería Química?

1.3 Objetivo general

Evaluar el rendimiento exergético de la torre de enfriamiento del laboratorio de Ingeniería Química.

1.3.1 Objetivos Específicos

1. Identificar los parámetros que son influyentes en la eficiencia de operación de la torre de enfriamiento.

2. Determinar los flujos de energía y exergía existentes en la operación de la torre de enfriamiento a diferentes condiciones de operación.
3. Realizar una valoración de las pérdidas de energía en la torre de enfriamiento.
4. Proponer modificaciones que permitan incrementar la eficiencia exergética en la torre de enfriamiento.
5. Estimar los costos asociados a la implementación de modificaciones en la torre de enfriamiento.

1.4 JUSTIFICACIÓN

Una evaluación exergética de la torre de enfriamiento permitirá realizar comparaciones con los parámetros operacionales, bajo los cuales fue diseñada y los de operación vigente, para que, partiendo de allí conocer que tan alejados están unos del otro, permitiendo poder atacar posibles fallas técnicas, y/o de funcionamiento presentes en la torre de enfriamiento, pudiéndose entonces plantear estrategias que logren mejorar la eficiencia y del rendimiento del equipo. Así mismo, el desarrollo de esta investigación es de gran importancia, debido a que el método de análisis exergético revela las magnitudes y naturaleza de las irreversibilidades, lo cual expone las características esenciales para realizar una mejora termodinámica y económica, que es muy útil en sistemas complejos no solo en este caso por ser un equipo usado para someter a estudio sino también en la industria donde se puede extrapolar toda las conclusiones que deriven de esta investigación, tomando en cuenta que se usa en casi todo proceso industrial, toma mayor notabilidad.

Su realización es de gran relevancia académica para esta casa de estudios, ya que permitirá ampliar los conocimientos referentes a la exergía y a su evaluación en sistemas de enfriamiento, debido a lo novedoso del concepto de exergía y su aplicación a este tipo de sistemas, sirviendo tal análisis de modelo tanto en la Universidad de Carabobo, como en otras casas de estudio, al igual que en la industria, donde se podrá aplicar para la reducción de costos y mejoramiento de eficiencia en los procesos de enfriamiento, pudiendo esto influir directa o indirectamente en la conservación del medio ambiente, no derrochando los recursos ambientales en consumo o pérdida de energía en procesos, en el aprovechamiento de un recurso primordial como lo es el agua. También se verán

beneficiados futuros investigadores que podrán disponer de la información necesaria sobre las condiciones a la cual la torre de enfriamiento opera de mejor forma y puede servir como incentivo para posteriores investigaciones similares.

1.5 LIMITACIONES

En este trabajo de investigación, el factor limitante es el tiempo disponible en el laboratorio, debido a que en la torre de enfriamiento se realizan prácticas de asignaturas de la escuela de Ingeniería Química. También existen otras restricciones que limitan la realización satisfactoria de la investigación, como la disposición del personal del laboratorio, la disponibilidad de los instrumentos para la recolección de datos y el estado de los mismos, ya que son usados en experiencias prácticas en otros equipos de otras asignaturas.

1.6 ALCANCE

La presente investigación contempla la evaluación exergética de la torre de enfriamiento del Laboratorio de Ingeniería Química de la Universidad de Carabobo, para así conocer los puntos donde se pudiera aprovechar la energía bien sea para que opere mejor y/o consuma menos energía, y con ello involucraría llevar a cabo tal mejora.

CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO

En este capítulo se presenta el marco teórico que sustentará la investigación, iniciando con los antecedentes que permitirán el apoyo para conocer en forma teórica y práctica los diversos procesos o sistemas evaluados exergéticamente en Venezuela y en el mundo y de las definiciones necesarias de conceptos, esquemas y ecuaciones necesarias para el desarrollo de esta investigación.

2.1. ANTECEDENTES:

En un proceso intervienen varias formas y transformaciones de energía que son estudiadas por la termodinámica y sus leyes. Se entiende bien que todas las transformaciones siguen la primera ley de termodinámica, pero no ocurre lo mismo para la comprensión y aplicación de la segunda. La segunda ley de la termodinámica es importante, tanto para la definición de eficiencia como para la correcta cuantificación de las diferentes formas de energía que pueden ser transformadas en trabajo (Uc-May y Rocha, 2009).

Por otro lado, los sistemas de enfriamiento industrial de centrales térmicas, refinerías de petróleo y plantas petroquímicas; de acondicionamiento de aire en hospitales y centros comerciales; necesitan evacuar calor residual de sus procesos, utilizando para ello a menudo un flujo de agua a baja temperatura a través de intercambiadores de calor. Ese flujo de agua, una vez calentado, puede desecharse al ambiente, con lo cual será necesario contar con una masa elevada de agua disponible para el proceso y en condiciones óptimas de utilización (desmineralizada, sin sólidos en suspensión, etc.) o bien podrá recircularse nuevamente al proceso una vez refrigerada, con lo cual los costes de operación disminuirán en gran medida (Zavaleta y col., 2007).

Por ello la relevancia del estudio de la energía consumida en un equipo de torre de enfriamiento, para ayudar a reducir el consumo energético, convirtiéndose en ahorro de costos, y ayudar al medioambiente, en función de estos grandes objetivos se tienen las siguientes investigaciones.

Reyes y col. (2012), realizaron un análisis exergético a una torre de enfriamiento que opera para una central de generación eléctrica con ello evaluaron el desempeño de una torre de enfriamiento de un ciclo híbrido de 550 MW. El análisis está compuesto por los

balances de masa, energía, entropía, exergía y la eficiencia energética y exergética, y fue aplicado a las condiciones de diseño y de operación de la torre de enfriamiento. Los resultados muestran una eficiencia energética de diseño de 56,78% y de operación de 50,85%. La eficiencia exergética de diseño de 66,39% y de operación de 78,39%. En general, el análisis energético y exergético, con los parámetros de eficiencia energética y exergética, ayudan a puntualizar las acciones correctivas que se pueden tomar para lograr un mejor aprovechamiento de la energía con conveniencias tanto técnicas como económicas. Este trabajo aporta variedad de datos de importancia que sirven como comparación entre esa torre de enfriamiento y a la que en el presente se realizaran, aprovechando para comparar verificar la eficiencia exergética y la aplicación del concepto.

Salazar y col. (2012), hicieron un análisis exergético en un ciclo de refrigeración usando CO₂ supercrítico como fluido, midiendo su impacto económico, en el mismo se establece el comportamiento de la presión de operación de descarga del compresor en función de la temperatura del enfriador, cuando se opera a condiciones ambientales superiores a 20°C. También se muestra el efecto de la variación de la temperatura frigorífica. En esta investigación se obtiene el coeficiente de operación (COP), consumo de potencia, eficiencia exergética e irreversibilidades y los costos exergoeconómicos para cada uno de los equipos, considerando una potencia frigorífica de 5 toneladas de refrigeración. El ciclo de refrigeración por compresión de CO₂ depende en gran medida en su desempeño, COP y eficiencia exergética, de las condiciones de operación del enfriador, directamente de la temperatura y de la presión. De la elección de la presión, depende la disminución de los costos de operación del refrigerador, debido al comportamiento de la isoterma sobre la cual se opera. Todo esto es importante en el presente trabajo para poder comparar así los efectos en la eficiencia al variar la energía térmica y tener en cuenta la variación de la temperatura ambiente en un proceso de transferencia de temperatura.

Salazar y col. (2009), realizaron un análisis exergético a una central termoeléctrica, obteniendo los modelos exergéticos de los procesos termodinámicos que se efectúan en la termoeléctrica y construyeron un programa computacional en Visual Basic.

Posteriormente, realizaron un análisis paramétrico considerando las condiciones de operación reales, encontrando que en el generador de vapor es en donde se pierde más exergía, aproximadamente el 53%, de los cuales el 23,64% se debe al proceso de enfriamiento de los gases de combustión a la salida del hogar. En las bombas es en donde se pierde menos exergía, 0,11%. La eficiencia exergética de esta central es del 36,76% con respecto al poder calorífico inferior del combustible. El proceso en donde se pierde más exergía es en el enfriamiento de los gases de combustión, es decir, al suministrar el exceso de aire necesario para disminuir la temperatura de los gases con el 23,64% de las pérdidas, este trabajo aporta a la presente investigación la metodología y modelos aplicados a equipos similares a los que se van a analizar, permitiendo así tener con que comparar al momento de establecer patrones de comparación.

Zamora y col. (2013), hicieron un análisis exergético y su impacto en los costos de operación en un ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor usando HFC-134a, se generó la estructura productiva de los equipos del sistema, y a partir de esta se realizó el análisis exergoeconómico, obteniéndose los recursos, los productos y las irreversibilidades de cada equipo, con base a estos se evaluaron los costos de operaciones exergéticos y exergoeconómicos, variando la temperatura ambiente y la temperatura de refrigeración. Para la República Mexicana, la variación de la temperatura ambiente en promedio fue de 20 °C a 35 °C; para este intervalo de temperaturas y para una presión atmosférica de 1 bar, una temperatura frigorífica de -5 °C y una potencia frigorífica de 5 toneladas de refrigeración (TR), el coeficiente de operación del ciclo estuvo en un intervalo de 6,5 a 4, la eficiencia exergética de 49 a 30%, el costo de operación exergético de 4,5 a 10 kW y el costo de operación exergoeconómico de 3,7 a 8,5 USD/h. Al disminuir la eficiencia isoentrópica del compresor, el costo de operación exergoeconómico del refrigerador se incrementa hasta 1 USD/h para una carga térmica de 5 TR y una temperatura frigorífica de -5°C. Se constató, que al aumentar la temperatura ambiente en 5°C, se incrementan los costos de operación exergoeconómicos equivalentes al incremento de 1 TR para una temperatura frigorífica de -5°C. El aporte para la presente investigación es que contribuye con el estudio de reducción de pérdidas de energía representado un estudio económico, tal investigación

se debe realizar para establecer las mejoras en las condiciones.

Uc-May y Rocha (2009), Aplicaron el análisis de exergía y el cálculo del trabajo perdido para la separación de una mezcla binaria metanol-agua utilizando destilación. Se analizó una sola columna de destilación con varias combinaciones de relación de reflujo y número de platos. Luego, se utilizó la destilación multi-efecto en donde dos columnas de destilación se acoplaron térmicamente por medio de sus valores de presión, para que el vapor de la columna de alta presión al condensarse, sirviera para vaporizar el líquido del fondo de la columna de baja presión. La configuración con el menor trabajo perdido, sería la más económica. De los tres casos en estudio, la configuración más económica sería la que tuviera el menor valor del CTA. Finalmente, se realizó un análisis de exergía calculando el trabajo perdido para las tres configuraciones para verificar o rechazar la hipótesis considerando que aquella era la más económica. Se observó que la combinación de dos columnas, ya sea con alimentación dividida, AD (FS) o la de integración de calor hacia atrás (LSR) presentan los menores costos totales anuales. Dentro de lo que más influye en esta investigación es el hecho de corroborar y comparar con ello si al trabajar con la menor pérdida de trabajo útil se generan ahorros económicos y que tan significativos pueden resultar.

2.2. BASES TEÓRICAS

2.2.1 Torres de enfriamiento húmedo

Las centrales eléctricas, los grandes sistemas de acondicionamiento de aire y algunas industrias generan grandes cantidades de calor de desecho que con frecuencia se arroja hacia el agua de enfriamiento que se toma y se regresa de lagos o ríos cercanos. Sin embargo, en algunos casos el suministro de agua es limitado o la contaminación térmica alcanza niveles preocupantes. En tales casos, el calor de desecho debe rechazarse hacia la atmósfera, con el agua de enfriamiento recirculando y sirviendo como medio de transporte para la transferencia de calor entre la fuente y el sumidero (la atmósfera).

Una manera de lograr esto es por medio del uso de torres de enfriamiento húmedo. Una torre de enfriamiento húmedo es básicamente un enfriador evaporativo semicerrado. En

la figura 2.1 se muestra de manera esquemática una torre de enfriamiento húmedo a contraflujo de tiro inducido. El aire entra a la torre por el fondo y sale por la parte superior. El agua caliente del condensador se bombea hacia la parte superior de la torre y se rocía en este flujo de aire. El propósito del rociado es exponer una gran área superficial de agua al aire. Cuando las gotas de agua caen bajo la influencia de la gravedad, una pequeña fracción del agua (por lo común un pequeño porcentaje) se evapora y enfría el agua restante. La temperatura y el contenido de humedad del aire aumentan durante este proceso.

El agua enfriada se acumula en el fondo de la torre y se bombea de nuevo al condensador para absorber calor de desecho adicional. El agua de reposición debe añadirse al ciclo para sustituir el agua perdida por la evaporación y por el arrastre de agua. Para reducir la cantidad de agua transportada por el aire, se instalan mamparas deflectoras en las torres de enfriamiento húmedo encima de la sección de rociado.

La circulación del aire en la torre de enfriamiento recién descrita la proporción a un ventilador y, por lo tanto, ésta se clasifica como una torre de enfriamiento de tiro forzado. Otro tipo muy empleado de torre de enfriamiento es la torre de enfriamiento de tiro natural, que se asemeja a una gran chimenea y trabaja como una chimenea ordinaria. El aire en la torre tiene un alto contenido de vapor de agua, por lo que es más ligero que el aire exterior. En consecuencia, el aire ligero en la torre asciende y el aire exterior más pesado llena el espacio desocupado; de esta forma, se crea un flujo de aire del fondo de la torre hacia la parte superior. La tasa de flujo de aire es controlada por las condiciones del aire atmosférico. Las torres de enfriamiento de tiro natural no necesitan ninguna fuente de potencia externa para inducir el aire, pero su construcción resulta un poco más costosa que la de las torres de enfriamiento de tiro forzado. El perfil de las torres de enfriamiento de tiro natural es hiperbólico y algunas tienen más de 100 m de altura. El objetivo del perfil hiperbólico es tener una mayor resistencia estructural y no obedece a ninguna razón termodinámica.

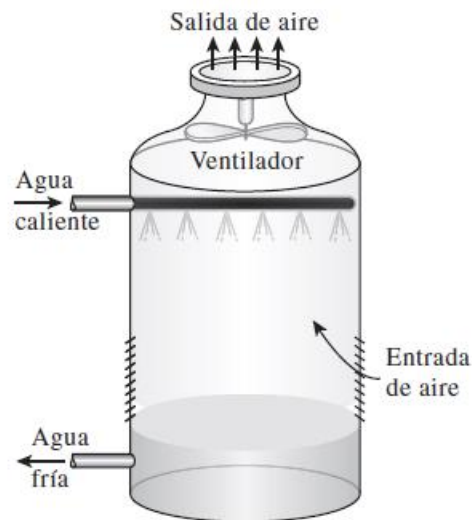


Figura 2.1 Torre de enfriamiento de tiro inducido,
Fuente: Cengel y Boles (2009)

La idea de una torre de enfriamiento se inició con el estanque de rociado, donde el agua caliente es rociada en el aire y se enfría por medio de éste cuando cae en el estanque. Algunos estanques de rociado aún se utilizan en la actualidad. No obstante, requieren de 25 a 50 veces el área de una torre de enfriamiento, implican pérdidas considerables de agua debido al arrastre de aire, y carecen de protección contra el polvo y la polución. También se podría descargar el calor de desecho en un estanque de enfriamiento, que es básicamente un gran lago abierto a la atmósfera. Aunque la transferencia de calor de la superficie del estanque a la atmósfera es muy lenta, y en este caso se necesitaría de casi 20 veces el área del estanque de rociado para producir el mismo enfriamiento (Cengel y Boles, 2009).

2.2.2 Perfiles de temperatura y concentración en la interfaz

La figura 2.2 es un diagrama de perfiles de temperatura y concentración en términos de la humedad en la interfaz agua-gas. El vapor de agua se difunde de la interfaz hacia la fase gaseosa masiva con una fuerza impulsora en la fase gaseosa ($H_i - H_G$) kg de H_2O /kg de aire seco. No hay fuerza impulsora para la transferencia de masa en la fase líquida, puesto que el agua es un líquido puro. La fuerza impulsora de la temperatura es $T_L - T_i$ en la fase líquida y $T_i - T_G$ K o °C en la fase gaseosa. Hay flujo de calor del líquido masivo a la interfaz en el líquido. También hay flujo de calor sensible desde la interfaz a la fase

gaseosa. Además, de la interfaz del vapor de agua sale calor latente que se difunde a la fase gaseosa. El flujo de calor sensible del líquido a la interfaz es igual al flujo de calor sensible en el gas más el flujo de calor latente en el gas.

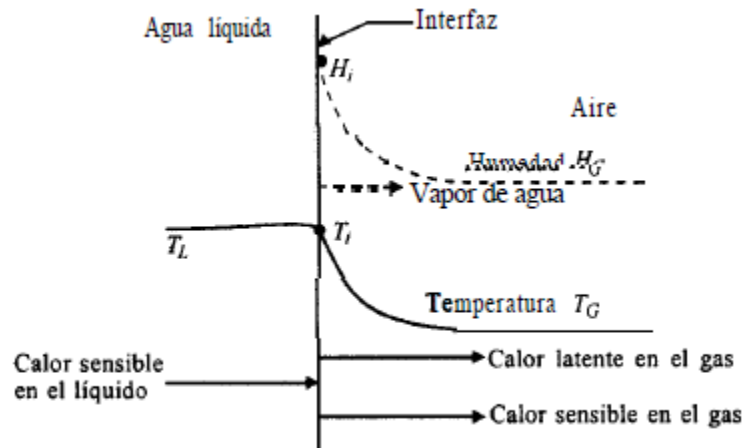


Figura 2.2 Perfil de temperatura y concentración en la parte superior de la torre

Fuente: Treybal (1988)

Las condiciones de la figura 2.2 se presentan en la parte superior de la columna de enfriamiento. En la parte inferior de dicha columna, la temperatura de la masa de agua es mayor que la del bulbo húmedo del aire, pero puede ser inferior a la temperatura de bulbo seco. Entonces, la dirección del flujo de calor sensible de la figura 2.2 se invierte.

2.2.3 Ecuación de velocidad para transferencia de calor y de masa

Se considerará una torre empacada para enfriamiento de agua con aire que fluye hacia arriba y agua a contracorriente hacia abajo, en la torre. El área interfacial total entre las fases aire y agua se desconoce, puesto que el área superficial del empaque no es igual al área interfacial entre las gotas de agua y el aire. Por consiguiente, se define una cantidad a , que es m^2 de área interfacial por m^3 de volumen de sección empacada, o m^2/m^3 . Esto se combina con el coeficiente de transferencia de masa de la fase gaseosa k_c en $kg\ mol/s \cdot m \cdot Pa$ o $kg\ mol/s \cdot m \cdot atm$, para obtener un coeficiente volumétrico $k_G a$ en $kg\ mol/s \cdot m^3$ de volumen $\cdot Pa$ o $kg\ mol/s \cdot m^3\ atm$ ($lbmol/h \cdot pie^3 \cdot atm$).

El proceso se lleva a cabo adiabáticamente y las diversas corrientes y condiciones que se muestran en la figura 2.3 son:

L = flujo de agua, kg de agua/s $\cdot m^2$ ($lb/h \cdot pie^2$)

T_L = temperatura del agua, $^{\circ}C$ o K ($^{\circ}F$)

G = flujo de aire seco, kg/s .m* (lbm/h*pie)

T_G = temperatura del aire, °C o K (°F)

H = humedad del aire, kg de agua/kg de aire seco (lb de agua/lb de aire seco)

H_Y = entalpía de la mezcla de aire-vapor de agua, J/kg de aire seco (btu/lb, de aire seco).

La entalpía H_Y , es:

$$H_Y = c_s(T - T_{\infty}) + H\lambda_o = (1.005 + 1.88H)10^3 (T - 0) + 2.501 \times 10^6 H \text{ (SI)}$$

$$H_Y = c_s(T - T_o) + H\lambda_o = (0.24 + 0.45H)(T - 32) + 1075.4 H \text{ (Sistema Ingles)}$$

La temperatura básica seleccionada es 0 °C o 273 K (32 °F). Si se efectúa un balance total de calor para la sección marcada con líneas punteadas en la figura 2.3 se obtiene una línea de operación,

$$G(H_Y - H_{Y1}) = LC_L(T_L - T_{L1}) \quad (2.1)$$

Se supone que L es esencialmente constante, puesto que sólo se evapora una cantidad pequeña. La capacidad calorífica C_L de líquido se supone constante e igual a 4.187×10^3 J/kg*K (1.00 btu/lb*°F). Cuando esta ecuación se grafica con H_Y en función de T_L , se obtiene una recta con pendiente de LC_L/G . Llevando a cabo un balance general de calor en ambos extremos de la torre,

$$G(H_{Y2} - H_{Y1}) = LC_L(T_{L2} - T_{L1}) \quad (2.2)$$

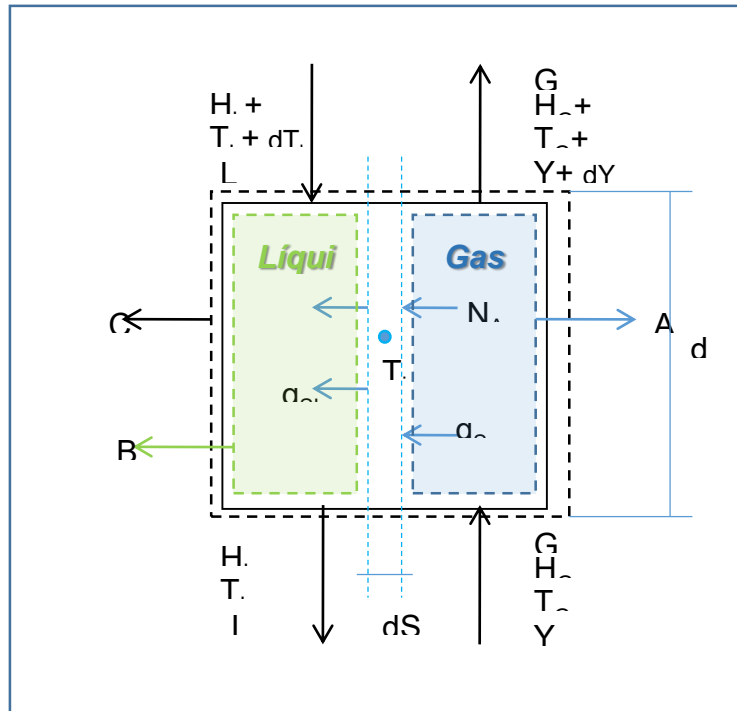


Figura 2.3 Sección diferencial de una torre empacada.

Fuente: Geankopolis (1998)

Al efectuar nuevamente un balance de calor para la altura dz de la columna y despreciar los términos de calor sensible en comparación con el calor latente,

$$L C_L dT_L = G dH_Y \quad (2.3)$$

La transferencia total de calor sensible del volumen del líquido a la interfaz es (según la figura 2.2),

$$L C_L dT_L = G dH_Y = h_{LA} dz (T_L - T_i) \quad (2.4)$$

Donde h_{LA} es el coeficiente volumétrico de transferencia de calor de la fase líquida en $W/m^3 \cdot K$ ($btu/h \cdot pie^3 \cdot ^\circ F$) y T_i es la temperatura en la interfaz. Para una transferencia adiabática de masa, la velocidad de transferencia de calor debida al calor latente en el vapor de agua que se está transfiriendo, se puede obtener, si se reordena y se usa una base volumétrica, la velocidad de transferencia de calor sensible en el gas es

$$\frac{q_s}{A} = h_G a (T_i - T_G) \quad (2.5)$$

Donde q_s/A se da en W/m^2 y $h_G a$ es un coeficiente volumétrico de transferencia de calor en el gas en $W/m^3 \cdot K$. (Geankopolis, 1998)

Ahora con base en la figura 2.2 y las ecuaciones anteriores, sustituyendo, igualando, reordenando e integrando, se obtiene:

$$\frac{h_L a}{k_G a M_B P t} = \frac{H_{Y_i} - H_Y}{T_i - T_L} \quad (2.6)$$

Como se puede observar en la figura 2.4, la recta de pendiente $LC_{L/G}$, corresponde a una recta cuyos puntos corresponde a la temperatura y entalpía en la interfase, y a la entalpía y temperatura en la recta de operación, genéricos, ya que dicha pendiente representa la resistencia de transferencia de masa y calor en la interfase. Por otra parte es de hacer notar que la curva de equilibrio, se obtiene graficando la entalpía del gas saturado en función de la temperatura del líquido.

Esta figura sirve de referencia en muchos de los métodos desarrollados para el cálculo de la altura de una torre de enfriamiento, perfil de temperaturas del aire, verificar si la torre está operando dentro de los límites, ya que según Treybal(1988): "...una línea de operación sobre la coordenada de entalpía..., que en cualquier punto toca a la curva de equilibrio, produce una fuerza motriz igual a cero, y en consecuencia, una superficie interfacial infinita, o altura infinita Z, para lograr un cambio de temperatura en el líquido. Entonces, esta condición debe representa la relación límite permisible L/Gs". Es necesario destacar que el autor hace referencia a Gs, que es el flujo másico de aire seco, dado que es el empleado en el cálculo en la recta de operación.

2.2.4 Psicrometría

El arte de medir el contenido de humedad del aire se denomina psicrometría, es la ciencia que investiga las propiedades térmicas del aire húmedo, considera la medición y el control del contenido de humedad del aire, y estudia el efecto de la humedad atmosférica sobre la comodidad material y humana (Rajput 2011).

2.2.5 Humedad Absoluta

Es la masa de vapor que acompaña a una unidad de masa de gas libre de vapor, la humedad depende solamente de la presión parcial del vapor en la mezcla cuando se fija la presión total.

$$H = \frac{M_A P_A}{M_B (P_T - P_A)} \quad (2.7)$$

Dónde:

M_A y M_B : Son los pesos moleculares de A y B respectivamente (g/mol)

P_A : Es la presión parcial de vapor del componente A (kg/cm^2)

P_T : Es la presión total de la mezcla (kg/cm^2)

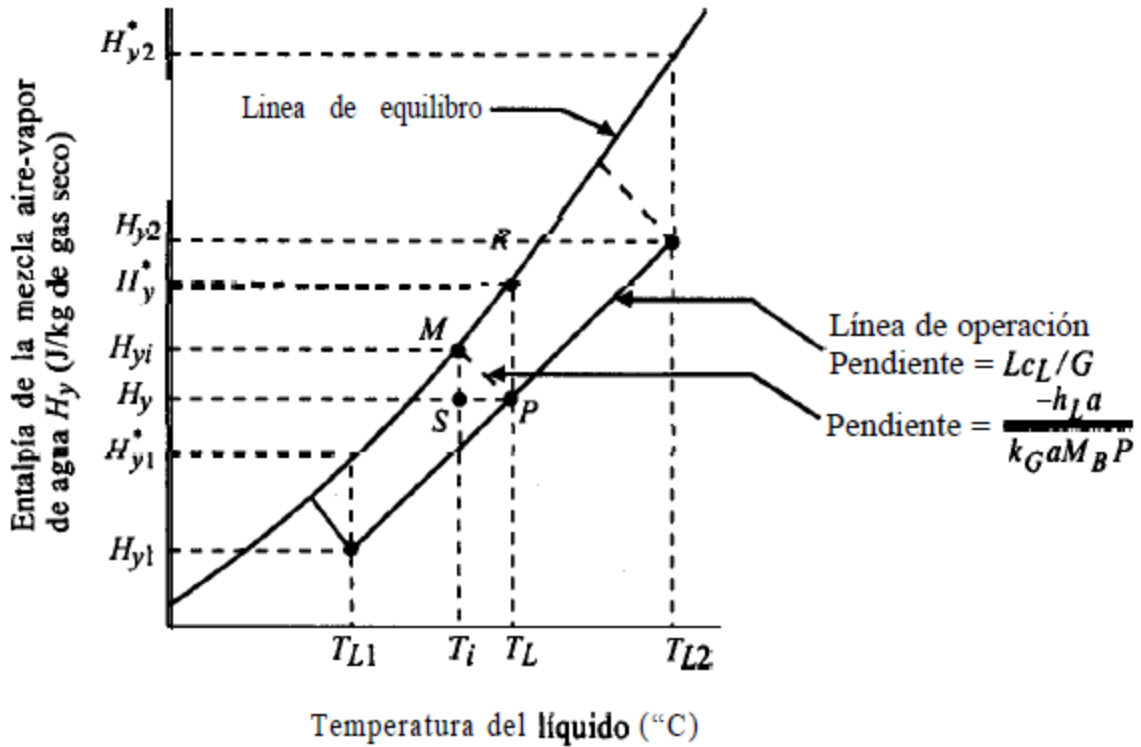


Figura 2.4 Diagrama entalpía-temperatura y línea de operación para una torre de enfriamiento con agua.

Fuente: Treybal (1988):

2.2.6 Humedad Relativa

Es la relación que se establece entre la presión parcial del vapor de una mezcla vapor-gas, y la presión de vapor a la temperatura de bulbo seco de la mezcla (McCabe y col., 2007).

La ecuación que representa dicha relación se muestra a continuación:

$$y_r = \frac{\bar{p}_A}{P_{vA}} \quad (2.8)$$

Dónde:

P_{va} : Es la presión de vapor del líquido (kg/cm^2)

2.2.7 Exergía

Cuando se descubre una nueva fuente de energía, como un pozo geotérmico, lo primero que hacen los exploradores es estimar la cantidad de energía contenida en la fuente. Sin embargo, esta sola información sirve de poco para decidir si se construye una central eléctrica en ese sitio. Lo que realmente se necesita saber es el potencial de trabajo de la fuente, es decir, la cantidad de energía que se puede extraer como trabajo útil. El resto de la energía es finalmente descartada como energía de desecho y no debe ser considerada. Por lo tanto, es deseable tener una propiedad que permita determinar el potencial de trabajo útil de una cantidad dada de energía en algún estado especificado. Esta propiedad es la exergía, que también se denomina disponibilidad o energía disponible (Cengel y Boles, 2009).

La energía disponible es la parte máxima que se puede convertir en trabajo útil mediante procesos ideales que reducen el sistema a un estado muerto (un estado en equilibrio con los alrededores). Dado que solo puede haber un valor para el trabajo máximo, que el sistema por sí mismo podría realizar mientras desciende a su estado muerto, de inmediato se deduce que la energía disponible es una propiedad (Rajput 2011).

2.2.8 Exergía (potencial de trabajo) asociada con la energía cinética y potencial

La energía cinética es una forma de energía mecánica, por lo tanto puede convertirse completamente en trabajo. El potencial de trabajo o la exergía de la energía cinética de un sistema es igual a la propia energía cinética sin tener en cuenta la temperatura y la presión del ambiente. Es decir, exergía de la energía cinética:

$$x_{ec} = \frac{V^2}{2} \quad (2.9)$$

donde V es la velocidad del sistema relativa al ambiente.

La energía potencial también es una forma de energía mecánica, por lo tanto puede convertirse completamente en trabajo. Así, la exergía de la energía potencial de un sistema es igual a la propia energía potencial sin tener en cuenta la temperatura y la presión del ambiente. Es decir, exergía de la energía potencial:

$$x_{ep} = ep = gz \quad (2.10)$$

Donde g es la aceleración gravitacional y z es la elevación del sistema relativa a un nivel de referencia en el ambiente. Por consiguiente, las exergías de las energías cinética y

potencial son iguales a ellas mismas y están completamente disponibles para trabajo. Sin embargo, la energía interna u y la entalpía h de un sistema no están completamente disponibles para trabajo.

2.2.9 Trabajo reversible e irreversibilidad

La propiedad exergía sirve como una valiosa herramienta en la determinación de la calidad de la energía y en la comparación de los potenciales de trabajo de diferentes fuentes de energía o sistemas. Sin embargo, la evaluación de solamente la exergía no es suficiente para estudiar dispositivos técnicos que operan entre dos estados fijos, ya que cuando se evalúa la exergía siempre se supone que el estado final es el estado muerto, lo cual casi nunca es el caso para los sistemas técnicos reales. Las eficiencias isentrópicas también son de uso limitado porque el estado de salida del proceso modelo (isentrópico) no es igual al de salida real y se limita a los procesos adiabáticos.

El trabajo realizado por dispositivos que producen trabajo no siempre se halla completamente en una forma utilizable. Este trabajo que no puede recuperarse para ser utilizado en cualquier propósito útil es igual a la presión atmosférica P_0 por el cambio de volumen del sistema, tal como se presenta en la ecuación 2.11

$$W_{\text{alrededores}} = P_0(V_2 - V_1) \quad (2.11)$$

La diferencia entre el trabajo real W y el trabajo de los alrededores $W_{\text{alrededores}}$ se denomina trabajo útil W_u :

$$W_u = W - W_{\text{alrededores}} = W - P_0(V_2 - V_1) \quad (2.12)$$

Cuando un sistema se expande y realiza trabajo, la parte del trabajo realizado se emplea para superar la presión atmosférica, por lo tanto $W_{\text{alrededores}}$ representa una pérdida. Sin embargo, cuando un sistema se comprime, la presión atmosférica ayuda al proceso de compresión y entonces $W_{\text{alrededores}}$ representa una ganancia.

El trabajo reversible W_{rev} se define como la cantidad máxima de trabajo útil que puede producirse (o el trabajo mínimo que necesita ser proporcionado) cuando un sistema experimenta un proceso entre los estados inicial y final especificados. Éste es el trabajo de salida útil (o entrada) obtenido (o gastado) cuando el proceso entre los estados inicial y final se ejecuta de una manera totalmente reversible. Cuando el estado final es el estado muerto, el trabajo reversible es igual a la exergía. Para procesos que requieren trabajo, el trabajo reversible representa la cantidad de trabajo mínima necesaria para llevar a cabo

ese proceso. Cualquier diferencia entre el trabajo reversible W_{rev} y el útil W_u , se debe a irreversibilidades presentes durante el proceso, y esta diferencia se llama irreversibilidad, la cual se expresa como

$$I = W_{rev,sal} - W_{u,sal} = W_{u,ent} - W_{rev,ent} \quad (2.13)$$

La irreversibilidad es equivalente a la exergía destruida, para un proceso totalmente reversible, las condiciones de trabajo real y reversible son idénticas, por lo tanto la irreversibilidad es cero. Esto era de esperarse dado que los procesos totalmente reversibles no generan entropía. La irreversibilidad es una cantidad positiva para todo proceso real (irreversible) porque $W_{rev} \geq W_u$ para dispositivos productores de trabajo y $W_{rev} \leq W_u$ para dispositivos consumidores de trabajo. La irreversibilidad puede verse como el potencial de trabajo desperdiciado o la oportunidad perdida para realizar trabajo. Representa la energía que podría convertirse en trabajo pero que no lo fue. Cuanta más pequeña es la irreversibilidad asociada con un proceso, mayor es el trabajo que se produce (o menor es el trabajo que se consume). El desempeño de un sistema puede mejorarse minimizando la irreversibilidad asociada con él (Cengel y Boles, 2009).

2.2.10 Eficiencia según la segunda ley, η_{II}

Se define como la relación entre la eficiencia térmica real y la eficiencia térmica máxima posible (reversible) bajo las mismas condiciones.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{ter}}{\eta_{ter,rev}} \text{ (Máquinas térmicas)} \quad (2.14)$$

La eficiencia según la segunda ley también puede expresarse como la relación entre las salidas de trabajo útil y la de trabajo máximo posible (reversible):

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{rev}} \text{ (Dispositivos productores de trabajo)} \quad (2.15)$$

Esta definición es más general porque puede aplicarse a los procesos (en turbinas, dispositivos de cilindro-émbolo, etc.), así como a ciclos. Observe que la eficiencia según la segunda ley no puede exceder a 100 por ciento.

También se puede definir una eficiencia según la segunda ley para dispositivos no cíclicos (como compresores) y cíclicos consumidores de trabajo (como refrigeradores) como la proporción entre la entrada de trabajo mínimo (reversible) y la entrada de trabajo útil:

$$\eta_{II} = \frac{W_{rev}}{W_u} \text{ (Dispositivos consumidores de trabajo)} \quad (2.16)$$

Debido a la manera en que se definió la eficiencia según la segunda ley, su valor no puede exceder de 100 por ciento. En las relaciones anteriores, el trabajo reversible W_{rev} debe determinarse mediante el uso de los mismos estados inicial y final que en el caso del proceso real.

Las anteriores definiciones de la eficiencia según la segunda ley no pueden ser aplicadas para los dispositivos que no están destinados a producir o consumir trabajo. Por consiguiente, se necesita una definición más general; sin embargo, existe alguna discordancia en una definición general para la eficiencia según la segunda ley, por lo tanto una persona puede encontrar definiciones diferentes para el mismo dispositivo. La eficiencia según la segunda ley está ideada para servir como una medida de aproximación a la operación reversible, en consecuencia su valor debe cambiar de cero en el peor caso (destrucción completa de exergía) a 1 en el mejor (sin destrucción de exergía).

Con esta perspectiva, se define aquí la eficiencia según la segunda ley de un sistema durante un proceso como necesitamos determinar cuánta exergía o potencial de trabajo se consume durante un proceso. En una operación reversible debemos ser capaces de recuperar completamente la exergía proporcionada durante el proceso, y la irreversibilidad en este caso debe ser cero. La eficiencia según la segunda ley es cero cuando no recuperamos exergía proporcionada al sistema. Observe que la exergía puede proporcionarse o recuperarse en diversas cantidades en distintas formas como calor, trabajo, energía cinética, energía potencial, energía interna y entalpía. En ocasiones se suscitan opiniones diferentes (aunque válidas) acerca de lo que constituye la exergía proporcionada y esto causa diferentes definiciones para la eficiencia según la segunda ley. En todo momento, sin embargo, las exergías recuperada y destruida (irreversibilidad) deben al sumarse dar la suministrada. También, es necesario definir el sistema precisamente para identificar correctamente cualquier interacción entre el sistema y sus alrededores. Para un refrigerador o bomba de calor, la exergía gastada es la entrada de trabajo, ya que el trabajo suministrado a un dispositivo cíclico se consume por completo. La exergía recuperada es la del calor transferido hacia el medio de alta temperatura (que es el trabajo reversible) para una bomba de calor, mientras que para un refrigerador lo es la exergía del calor transferido desde un medio de baja temperatura.

Para un intercambiador de calor con dos corrientes de fluidos que no se mezclan, usualmente la exergía gastada es la disminución en la exergía de la corriente de fluido de mayor temperatura, y la exergía recuperada es el aumento en la exergía de la corriente de fluido de menor temperatura (Cengel y Boles, 2009).

2.2.11 Cambio de exergía de un sistema

La propiedad exergía es el potencial de trabajo de un sistema en un ambiente especificado y representa la cantidad máxima de trabajo útil que puede obtenerse cuando el sistema llega al equilibrio con el ambiente. Al contrario de la energía, el valor de la exergía depende tanto del estado del ambiente como del estado del sistema, por lo tanto la exergía es una propiedad de combinación. La exergía de un sistema que está en equilibrio con su ambiente es cero. El estado del ambiente se conoce como “estado muerto” porque desde el punto de vista termodinámico el sistema está prácticamente “muerto” (no puede hacer trabajo) cuando alcanza tal estado.

En esta sección el análisis se limita a la exergía termomecánica, por lo tanto no se toma en cuenta cualquier tipo de reacciones químicas y de mezclado. Así, un sistema en este “estado muerto restringido” está a la temperatura y la presión del ambiente y no tiene energías cinética o potencial relativas al ambiente, sin embargo puede tener una composición química diferente a éste. La exergía asociada con composiciones químicas diferentes y reacciones químicas.

2.2.12 Exergía de una corriente de flujo: exergía de flujo (o corriente)

Un fluido en movimiento tiene una forma adicional de energía, llamada energía de flujo que es la energía necesaria para mantener el flujo en una tubería o conducto, y que se expresa como: $w_{\text{flujo}}=Pv$, donde v es el volumen específico del fluido que es equivalente al cambio de volumen por unidad de masa de fluido cuando se desplaza durante el flujo. El trabajo de flujo es esencialmente el trabajo de frontera realizado por un fluido sobre el fluido que está corriente abajo, por lo tanto la exergía asociada con el trabajo de flujo es equivalente a la exergía asociada con el trabajo de frontera, el cual es el exceso de trabajo de frontera realizado contra el aire atmosférico a P_0 para desplazarlo un volumen v . Observe que el trabajo de flujo es Pv y que el trabajo realizado contra la atmósfera es P_0v , entonces la exergía asociada con la energía de flujo puede ser expresada como

$$X_{\text{flujo}} = Pv - P_0v = (P - P_0)v \quad (2.17)$$

Por consiguiente, la exergía asociada con la energía de flujo se obtiene reemplazando la presión P en la relación de trabajo de flujo por el exceso de presión con respecto a la presión atmosférica, $P - P_0$. Entonces la exergía de una corriente de fluido se determina simplemente sumando la relación anterior de exergía de flujo a la relación de exergía para un fluido que no está en movimiento,

$$X_{\text{fluido en movimiento}} = X_{\text{fluido no en movimiento}} + X_{\text{flujo}} \quad (2.18)$$

$$X_{\text{fluido en movimiento}} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + V^2/2 + gz \quad (2.19)$$

Entonces el cambio de exergía de una corriente de fluido cuando experimenta un proceso desde el estado 1 hasta el 2 es

$$\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (2.20)$$

Para las corrientes de fluido con energías cinética y potencial insignificantes, los términos de estas energías desaparecen. Observe que el cambio de exergía de un sistema cerrado o de una corriente de fluido representa la cantidad máxima de trabajo útil que puede llevarse a cabo (o, si es negativo, la cantidad mínima de trabajo útil que necesita suministrarse) cuando el sistema cambia del estado 1 al estado 2 en un ambiente especificado, y representa el trabajo reversible W_{rev} . Esto es independiente del tipo de proceso ejecutado, del tipo de sistema utilizado y de la naturaleza de las interacciones de energía entre el sistema y los alrededores. También note que la exergía de un sistema cerrado no puede ser negativa, pero la de una corriente de flujo puede serlo a presiones menores que la presión ambiental P_0 (Cengel y Boles, 2009).

2.2.13 Destrucción de exergía

Las irreversibilidades como la fricción, el mezclado, las reacciones químicas, la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura, la expansión libre, la compresión o expansión sin cuasi equilibrio, siempre generan entropía y cualquier cosa que genera entropía siempre destruye la exergía. La exergía destruida es proporcional a la entropía generada, como puede observarse a partir de la ecuación 2.21, y se expresa como

$$X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} \geq 0 \quad (2.21)$$

Observe que la exergía destruida es una cantidad positiva para cualquier proceso real y que se convierte en cero para uno reversible. La exergía destruida representa el potencial de trabajo perdido y también se denomina irreversibilidad o trabajo perdido.

Las ecuaciones para la disminución de exergía y la destrucción de exergía son aplicables a cualquier clase de sistema que experimenta cualquier tipo de proceso, ya que cualquier sistema y sus alrededores pueden ser envueltos por una frontera arbitraria suficientemente grande a través de la cual no hay transferencia de calor, trabajo y masa, por lo tanto cualquier sistema y sus alrededores constituyen un sistema aislado.

Ningún proceso real es verdaderamente reversible, en consecuencia alguna exergía se destruye durante un proceso. Entonces, la exergía del universo que puede ser considerada como un sistema aislado está disminuyendo continuamente. Mientras más irreversible sea un proceso, más grande será la destrucción de exergía durante ese proceso. Durante un proceso reversible no se destruye exergía ($X_{\text{destruida, rev}} = 0$).

El principio de disminución de exergía no implica que la exergía de un sistema no pueda aumentar. El cambio de exergía de un sistema puede ser positivo o negativo durante un proceso, pero la exergía destruida no puede ser negativa. El principio de disminución de exergía puede ser resumido como:

$$X_{\text{destruida}} \begin{cases} > 0 & \text{Proceso irreversible} \\ = 0 & \text{Proceso reversible} \\ < 0 & \text{Proceso imposible} \end{cases}$$

Esta relación sirve como un criterio alternativo para determinar si un proceso es reversible, irreversible o imposible (Cengel y Boles, 2009).

CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO

En esta sección se presentan todos y cada uno de los pasos que van a permitir obtener, clasificar, comprender y organizar la información, además de las herramientas a utilizar en la investigación, así como las actividades a realizar para el cumplimiento de los objetivos propuestos.

3.1 Tipo de estudio y de investigación

En cuanto al tipo de estudio, es de campo, pues se define como la recolección de datos directamente donde ocurren los hechos, sin manipular las variables, debido a que esto hace perder el ambiente de naturalidad en el cual se manifiesta y desenvuelve el hecho (Stracuzzi y Martins 2006).

En cuanto al nivel de profundidad de la investigación, es del tipo proyectivo, ya que está orientada a dar una solución al mejoramiento de la eficiencia de un proceso, y según Stracuzzi y Martins (2006) lo definen como el que intenta proponer soluciones a una situación determinada, implica explorar, describir, explicar y proponer alternativas de cambio y no necesariamente ejecutar la propuesta.

3.2 Diseño de la Investigación

La muestra a utilizar se trata de agua y aire, en donde, para el logro de los objetivos de la presente investigación se realizaron las siguientes actividades:

- 1- Identificación de los parámetros que más influyen en la eficiencia de operación de la torre de enfriamiento.
- 2- Determinación de los flujos de energía y exergía existente en la operación de la torre a diferentes condiciones de operación.
- 3- Realización de una valoración de las pérdidas de energía que hay en la torre de enfriamiento.
- 4- Análisis de las posibles modificaciones que permitan aumentar la eficiencia exergética.
- 5- Estimación de los costos asociados a la implementación de las modificaciones en la torre de enfriamiento.

3.2.1 Identificación de los parámetros que más influyen en la eficiencia de operación de la torre de enfriamiento

La información requerida para el desarrollo del proyecto se refiere a la operación del equipo, método como se opera, variables de diseño, entre otras cosas, tales variables se llevaron a experimentar la medición de las mismas y verificar el funcionamiento correcto de la torre de enfriamiento, además se verificó visualmente la correcta instalación de los equipos asociados junto al conjunto de tuberías desde la torre a otro equipo que colabore en el cambio térmico que permita el incremento de la temperatura del agua a la entrada de la torre.

Además, con la obtención de esas variables se procedió a verificar si la capacidad de enfriamiento de la torre, como su temperatura de acercamiento y el rango, se ve afectada por estas variables.

3.2.2 Determinación de los flujos de energía y exergía existente en la operación de la torre a diferentes condiciones de operación

Se realizó el diseño del experimento para la recolección de datos de las variables influyentes en el proceso, para ello se realiza un diseño factorial 2^n .

Selección del diseño factorial a utilizar

En esta investigación se pretende analizar las variables de estudio mediante un diseño factorial que permita establecer tanto la influencia de cada una de ellas sobre la variable respuesta, así como las interacciones entre las mismas, por tal motivo se selecciona un diseño factorial del tipo 2^n como esquema para el desarrollo experimental; donde n representa el número de niveles de cada factor, que son dos niveles para cada uno de los casos, y el número 2 representa la cantidad de variables a analizar (temperatura del agua a la entrada de la torre y la cantidad de flujo másico de agua en la torre).

Selección de los niveles

Para la selección de estos niveles se toma como referencia los rangos con que se opera la torre en condiciones prácticas, por lo que serían 2 niveles.

Establecimiento del número de réplicas que se harán por cada experimento

Se realizaron tres réplicas de cada experimento que permitan corroborar la exactitud de la muestra obtenida, luego se realizó un estudio por volúmenes de control, realizando un balance que corresponde al principio de conservación de energía (primera ley de la termodinámica), para un volumen de control en estado estacionario como se muestra en la figura 3.1, donde se muestran los flujos en forma de energía (también sirve para los flujos de exergía) en la torre.

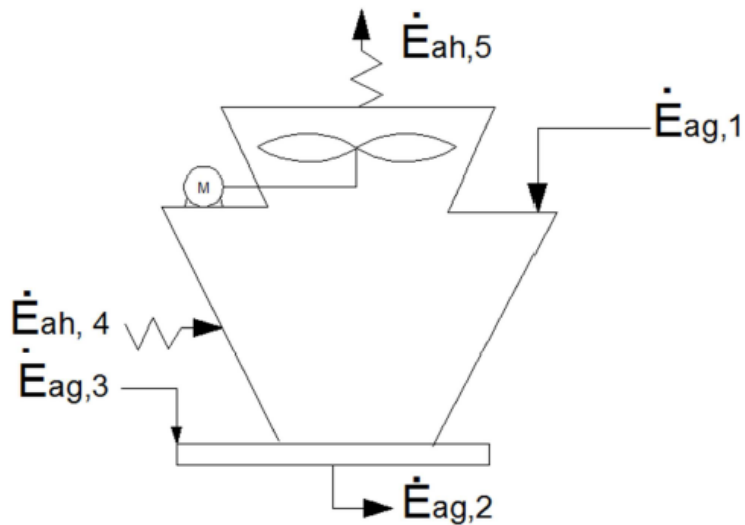


Figura 3.1 Esquema de la torre de enfriamiento, indicando los flujos de energía y/o de exergía.

Siendo la corriente 1 el flujo de agua que entra a la torre de enfriamiento proveniente del proceso, la corriente 2 el agua que sale de la torre hacia el proceso, la corriente 3 el agua que se repone a la torre debido a pérdidas de agua producida por la evaporación durante el proceso de transferencia de calor y masa, la corriente 4 y 5 son los flujos de aire de entrada y salida de la torre respectivamente.

La eficiencia energética de la torre de enfriamiento se define como la relación entre la transferencia real de energía y la máxima transferencia de energía posible (Cengel y Boles, 2009). Aplicando esto a la figura 3.1 queda que la eficiencia energética se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_{en} = \frac{\text{energía real}}{\text{energía máxima transferida}} = \frac{m \cdot cp \cdot (Tag1 - Tag2)}{m \cdot (cp \cdot (Tag1 - Tbh2))} \quad (3.1)$$

Donde Tag1 significa la temperatura de agua en la entrada a la torre de enfriamiento, Tag2 es la temperatura de salida de la torre, m es el flujo másico de agua, el cual, resulta de la suma de la corriente 3 por ser la reposición del agua más el flujo que manejan las corrientes 1 y 2, quienes deben ser iguales, cp es la capacidad calorífica del agua evaluada a temperatura promedio entre corriente 1 y 2, significando todo esto la energía real absorbida por el agua, por el lado de la energía máxima se tiene que Tbh es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada de la torre, que significa la mínima a la que puede llegar el agua en su enfriamiento, sin embargo por el hecho de existir pérdidas de agua y verse comprometido la temperatura del agua Tag2, se estima la eficiencia en función de la energía útil, que sería la que sirve para enfriar y la energía suministrada para realizar el enfriamiento.

$$\eta_{en} = \frac{\text{energía útil}}{\text{energía suministrada}} = \frac{G \cdot hs - (G - (Hs - He)) \cdot he}{m \cdot cp \cdot (Tag1 - Tag2)} \quad (3.2)$$

Por el lado del aire, G representa el flujo másico de aire húmedo a la salida de la torre, H es la humedad absoluta en la corriente señalada, y h es la entalpia del aire en cada corriente (entrada o salida) representando entonces la energía útil aportada al aire.

Para la realización de cálculos respectivos a la eficiencia exergética se usan ecuaciones donde el volumen de control de los flujos exergéticos es aplicable a la figura 3.1. La eficiencia de segunda ley, es la medida de las pérdidas por irreversibilidades que se dan en el proceso, y se expresa como la relación entre la exergía recuperada y la exergía suministrada, pudiéndose expresar en función de la exergía destruida y de la exergía suministrada de la siguiente forma:

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\Sigma \text{Exergía suministrada}} = 1 - \frac{Ed}{Ex_{ag1} - Ex_{ag2} + Ex_{ag3}} \quad (3.3)$$

Donde Ex_{ag1} viene a representar la exergía suministrada por el agua en la corriente 1 y que al restarle la Ex_{ag2} , que es la exergía que sale por la corriente 2, viene a representar la exergía neta que se suministra al volumen de control junto a la suministrada por la corriente 3. A su vez la exergía destruida se denota como Ed y se estimó con un balance exergético en el mismo volumen de control y se representa de la siguiente manera:

$$Ed = Ex_{ag1} + Ex_{ag3} + Ex_{ah4} - Ex_{ag2} - Ex_{ah5} \quad (3.4)$$

Cada flujo exergético en cada corriente se calculó considerando tanto la exergía física como la exergía química, estimándose la exergía total como la suma de la física más la química, calculándose como:

$$Ex_f = h - h_o - T_o(s - s_o) \quad (3.5)$$

Siendo h la entalpia del fluido, aire o agua según se estudie, en el estado de cada corriente, s es la entropía para el fluido en las condiciones de cada corriente y T_o es la temperatura en el estado muerto o inicial, al igual que la temperatura la entalpia y la entropía se estima en la condición de estado muerto para los subíndices "o".

Para la exergía química se calculó de la siguiente forma:

$$Ex_q = \frac{1}{PM} \left\{ [g_{H_2O(l)} - g_{H_2O(g)}] + RT_o \ln\left(\frac{1}{y_{H_2O}}\right) \right\} \quad (3.6)$$

Donde PM es el peso molecular del agua que es el fluido que experimenta una variación exergética, g representa la energía libre de Gibbs del agua en estado líquido (l) y gaseoso (g) respectivamente, R es la constante de los gases, T_o es la temperatura de del agua en estado muerto y por ultimo y_{H_2O} representa la fracción molar o concentración del agua en el aire.

Sin embargo, se tomó un nivel intermedio extra en el caso del caudal de agua, obteniéndose además del nivel máximo y mínimo un nivel intermedio para verificar que en ese punto de estudio se comportara dentro del rango y no saliera del mismo, llevando esto a tener 6 experimentos totales, que serían 3 caudales para cada extremo de nivel de temperatura del agua de entrada a la torre.

Es importante resaltar que los cálculos correspondientes a eficiencia energética y exergética, se realizan tomando como condiciones de referencia las que se encuentran en el ambiente donde se localiza la torre, siendo la temperatura de estado muerto igual a la temperatura ambiente, por lo que esta misma torre en otras condiciones puede variar su comportamiento por variación de temperatura, presión, humedad del ambiente donde se encuentre, viéndose reflejado esto último en la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada de la torre.

3.2.3 Realización de una valoración respecto a las pérdidas de energía que hay en la torre de enfriamiento

Se realiza luego la estimación de las pérdidas de agua que existen en la torre de enfriamiento, colocando recipientes recolectores en puntos donde se observe el mayor desperdicio de la misma y tomando el tiempo de llenado de tales recipientes, para así realizar los cálculos relativos al consumo energético producto de las pérdidas de energía, además de estimar la exergía destruida en el sistema estudiado.

Los costos se asocian a la energía consumida por cada elemento perteneciente al sistema, unido al costo de consumo de energía que tiene como tarifa el sistema de agua de la zona.

3.2.4 Análisis de las posibles modificaciones que permitan aumentar la eficiencia exergética

Según el estudio realizado en el segmento anterior, se verificó las mejores condiciones para operar la torre de enfriamiento, esto es, calcular la eficiencia exergética para cada caso según lo expresado, luego se estudió los cambio de exergía que existen en el sistema debido al cambio de condiciones en el proceso, analizando el impacto de cada caso en el mismo para así, junto a un grupo especialista en el tema, plantear una serie de alternativas, con el fin de estudiarlas posteriormente, que contribuyan a disminuir la exergía destruida, a aumentar la eficiencia exergética y por ende a disminuir los costos asociado al sistema estudiado, o generando planteamiento de modificaciones operacionales, técnicas y económicamente viables que permitan incrementar su capacidad de enfriamiento o a disminuir pérdidas de energía que a su vez se traduce en reducción de costos de operación.

Para ello se construye una matriz de selección, en la construcción de tal matriz se realiza los siguientes pasos:

1. Establecer el objetivo principal: se determina el fin que es buscar opciones que permitan mejorar el rendimiento exergético a la torre de enfriamiento.
2. Generar las opciones: se generan diversas opciones que sean técnicamente viables a fin de ser estudiadas en la matriz.

3. Generar los criterios: se generan los criterios en que se van a evaluar tales opciones creadas, indicándoles una ponderación de influencia de cada criterio a evaluar.
4. Juzgar cada criterio: se juzga cada opción por cada criterio a fin de evaluar cada una con cada criterio.
5. Comparar cada opción: se comparan los resultados de juzgar cada opción y la que resulte con mejor puntaje se seleccionara como la opción más viable.

A continuación, se presenta un ejemplo de cómo es una matriz de selección donde, en una columna lleva las soluciones a evaluar y en la otra lleva los criterios y la ponderación de tales criterios para realizar la evaluación, el que dé como resultado el mayor total es el que se debe seleccionar pues es el que cumple con la mayor relación de estudio.

Tabla 3.1 Matriz de selección

Solución	Criterios y Ponderación					TOTAL
	C1 %	C2 %	C3 %	C4 %	C5 %	
S1						
S2			Puntos Contribución			
Sn						

3.2.5 Estimación de los costos asociados a la implementación de las modificaciones en la torre de enfriamiento

Luego de seleccionar la opción técnicamente más viable, se procedió a estimar los posibles elementos a modificar para lograr la mejora planteada, con ello se llevó a cabo también la estimación de costos relacionados con la implementación de tales elementos a modificar, tanto costos por lo que involucra la compra de los elementos, como los costos operativos relacionado con los que involucran tales elementos operando de forma continua.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y DISCUSIONES

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos durante la investigación, así como el análisis de los mismos.

4.1 Identificación de los parámetros característicos que son influyentes en la eficiencia de operación de la torre de enfriamiento.

La finalidad de una torre de enfriamiento es conservar el agua de refrigeración reutilizando numerosas veces el agua enfriada. Si el agua procedente de una torre de enfriamiento ha de utilizarse en procesos de refrigeración, el diseño del equipo de refrigeración ha de basarse en la máxima temperatura esperada para agua fría. Esta depende a su vez, no de la máxima temperatura seca del aire, sino de la máxima temperatura húmeda para el punto en cuestión de que se trate (McCabe y col. 2007)

El objetivo de una torre de enfriamiento de agua, es disminuir la temperatura de dicho fluido, respecto a la temperatura de entrada del agua al equipo, es decir, obtener la mayor diferencia posible entre ambos valores, lo que indica cuan productivo fue el proceso, tal diferencia se conoce como rango y se seleccionó como variable de respuesta. A continuación se describe el análisis causa-efecto, de los factores de mayor peso sobre la misma, realizado para conocer la influencia de las variables involucradas en el proceso.

Medio ambiente

Se refiere a las variables climáticas del medio donde se lleva a cabo el proceso, es decir temperatura y presión ambiente, humedad y corriente natural de aire. Puesto que el clima no puede ser controlado, dichas variables, ejercen notoria influencia en las propiedades del aire, por lo que requieren ser medidas en cada ensayo.

Materia prima

La materia prima empleada en este proceso, es aire y agua, la composición y pureza de ambas, depende de varios aspectos; para el caso del agua, que proviene de HIDROCENTRO, del tratamiento que se le haya dado, y de las condiciones de los sistemas de tuberías y bombeo que constituyen el recorrido previo antes del llenado del

tanque reservorio del equipo; por otra parte, las propiedades del aire se ven influidas solamente por las condiciones climáticas del medio.

Maquinaria

Se refiere a todos los equipos y máquinas involucradas en el estudio, en este sistema están presentes los equipos turboventilador, intercambiador de calor, bomba, medidores de temperatura, la torre con su empaque, un tanque reservorio en la parte baja de la misma, tubería y accesorios conforman la torre de enfriamiento, todos estos equipos son relevantes en los resultados obtenidos.

El control de las funciones de los equipos hace referencia a la capacidad de regular las variables asociadas a ellos. Los equipos que permiten esto, son el intercambiador, el cual mediante la manipulación de la temperatura del agua de enfriamiento, se puede controlar el aporte total de energía a través del suministro de vapor al intercambiador.

De igual forma el caudal de agua, puede ser regulado mediante la manipulación de las válvulas pertinentes, dicha variable permite conocer el flujo de agua alimentado, y permite generar la curva de operación del equipo, siendo esta el agua que se calienta para luego llevarla a la torre; ambas variables, antes mencionadas, al poder ser controladas, se consideraron como variables independientes.

A su vez, la torre de enfriamiento y el tanque reservorio que se encuentra en la parte baja de la torre, presentan deterioro físico, observándose fuga de agua en el descenso por la torre y en el tanque, considerándose esto importante al momento de evaluar cuanto influye estos deterioros en el rendimiento de la torre de enfriamiento

Medición

Según Avellán y Szarvas (1995) “El acto de medir una magnitud o variable física, está comprendido por tres elementos principales que son: el observador, el instrumento de medida y el sistema, siendo este último el entorno que rodea a dicha magnitud. Estos tres elementos no son independientes uno del otro, es decir no se pueden establecer fronteras bien definidas entre ellos desde el punto de vista de los errores cometidos durante la medición de una variable física”.

Tomando en cuenta lo citado anteriormente, se ratifica que la medida de una variable no está exenta de error, se podrá minimizar, más no eliminar, ya que los elementos

involucrados son vulnerables a perturbaciones que desvían la exactitud de la medida; la percepción del observador al momento de tomar la medida puede incrementar o disminuir el verdadero valor de ésta, por ejemplo, al ubicar la posición del flotador del rotámetro, error de paralaje, entre otros.

Mano de obra

Entre los aspectos de mayor importancia al operar un equipo, lo son las personas encargadas de ello, ya que, dependiendo de su experiencia, capacidades, conocimientos del proceso y equipo, pueden ser una contribución u obstáculo para el desarrollo del experimento, al momento de la toma de datos y la manipulación del equipo e instrumentos necesarios, dado que determinarán la obtención de buenos resultados, no obstante, su influencia sobre la variable de respuesta no fue motivo de estudio.

Método

Este aspecto incluye todos los pasos involucrados para el desarrollo del experimento, desde energizar, pasando por la fijación de los valores de caudal y temperatura, recolección de data, hasta el tratamiento que se haga de la misma, sin embargo, si bien es cierto el manejo de los datos recolectados es de suma importancia, para la mejor interpretación de los resultados y comprensión del proceso, las herramienta empleadas son modelos matemáticos que ya contemplan la existencia de errores, dentro de todo el proceso involucrado, así como todos los escenarios posibles.

Una vez realizado el análisis anterior puede coincidirse con Zavaleta (2007) cuando dice “Las variables a manipular para lograr el control óptimo de temperaturas, son el flujo de aire y agua; la manipulación de esos flujos pueden llevarse a cabo mediante el uso de variadores, tanto en las bombas de carga, como en los ventiladores de enfriamiento” pues puede evidenciarse que son la variables más influyentes en el proceso de enfriamiento, sin embargo en la torre que se estudió el ventilador que produce el tiro de aire inducido, posee características fijas de giro, por lo tanto no se estudió la influencia de la variación de la velocidad del aire en el rendimiento de la torre de enfriamiento; conllevando al estudio de variables como temperatura de acercamiento y de rango de operación de la

torre para poder observar así el funcionamiento que posee el equipo para enfriar según sus condiciones mecánicas de operación.

Para el estudio de tales variables se realizó la toma de datos en la torre de enfriamiento, tal como se expresa en las Tablas del apéndice A, Tablas A.1, A.2 y A.3, donde se observan los datos necesarios para estudiar el comportamiento de la torre, incluyendo la recolección de agua observada como pérdida de energía en la Tabla A.4, tal como se expresó en el área de maquinaria realizada en este misma sección.

Tabla 4.1
Parámetros característicos de la torre de enfriamiento a diferentes condiciones de operación

Caudal ($Q \pm 0,5$) gpm	Temperatura de Agua de Entrada ($T \pm 0,5$)°C	Temperatura de acercamiento ($T \pm 0,5$)°C	Rango ($R \pm 0,5$)°C	Velocidad del aire ($V \pm 0,1$)m/s
5,0	29,0	1,5	6,0	9,3
20,0		2,0	5,0	9,1
35,0		2,5	4,0	9,0
5,0	33,0	1,0	9,5	9,0
20,0		2,0	8,5	8,8
35,0		5,0	5,0	8,3

Temperatura Ambiente: ($26,0 \pm 0,5$) °C
Presión Ambiente: ($709,97 \pm 0,05$) mmHg

Según lo antes expuesto se puede observar en la Tabla 4.1 los valores de temperatura de acercamiento y de rango para las condiciones diferentes en las variables manipuladas según el estudio causa-efecto antes realizado, tales como el caudal y la temperatura del agua que entra a la torre de enfriamiento, de igual forma se toma en cuenta y se mide por ello la velocidad del aire, aunque el mismo no se puede variar por ser un motor-ventilador de giro constante, pero su influencia es importante en el proceso de enfriamiento, se puede observar su variación posiblemente debido a la resistencia que

puede representar el agua en contracorriente y la influencia de la gravedad en los fluidos esto por la gran diferencia de densidades de los fluidos involucrados (agua-aire) según lo expresa Treybal(1988).

La temperatura de acercamiento es la diferencia útil de temperatura en la torre, que se calcula como la diferencia entre la temperatura del agua a la salida y la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada. En condiciones ideales, la temperatura de bulbo húmedo es la temperatura teórica más baja a la que se puede enfriar el agua. En la Tabla 4.1 se observa que la temperatura de acercamiento aumenta conforme el caudal es mayor, esto quiere decir que la temperatura del agua a la salida es más alta a mayor caudal debido a que el tiempo de permanencia en la torre es menor, lo cual implica menor tiempo de contacto entre las fases para la transferencia de calor.

El rango de temperatura es la diferencia de temperatura del agua entre la entrada y la salida de la torre de enfriamiento, representa en gran medida la capacidad de enfriamiento del equipo, considerando además que la máxima temperatura a la que se puede enfriar el agua es a la temperatura de bulbo húmedo del aire en la entrada, ya que esta es un indicador del contenido de humedad del aire, por tanto, ésta es la temperatura teórica más baja a la que se puede enfriar el agua. El rango refleja en cuanto puede ser disminuida la temperatura del agua a enfriar en una torre, observándose en la Tabla 4.1 que puede variar entre (4,0-9,5) °C dependiendo de las 2 variables manipuladas, pudiéndose ver que disminuye esa capacidad a medida que aumenta el caudal de agua, que al igual que en la temperatura de acercamiento se ve influido por el tiempo en que se encuentran los fluidos en contacto para la transferencia de calor, a su vez puede observarse que a medida que aumenta la temperatura el agua de entrada el rango aumenta, contrario a lo esperado, sin embargo, es atribuible al hecho de que al estar perdiéndose agua por fugas, el agua suplida al tener menor temperatura que la que se está desperdiciando hace que la temperatura del agua en el tanque disminuya y por ende la de la salida de la torre, haciendo que esa diferencia se incremente y no disminuya según lo esperado, esto sin duda influye de manera significativa no solo en el rango sino también en la estimación de los calores no solo el cedido por el agua sino también los perdidos al ambiente.

4.2 Determinación de los flujos de energía y exergía existente en la operación de la torre a diferentes condiciones de operación

Para la aplicación del diseño experimental se trabajó a 3 caudales de operación, mínimo, medio y máximo que pueden ser leídos por el rotámetro instalado y se operó a 2 temperaturas de entrada de agua a la torre, mínima y máxima, donde la mínima se estableció a partir de obtener una temperatura superior a la ambiente y de más de 5°C de diferencia con la temperatura de bulbo húmedo, para así poder verificar el buen funcionamiento de la torre; para la temperatura máxima se tomó una que se pudiera mantener constante para todos los caudales de agua, es relevante acotar que para menor caudales se podía obtener mayor temperatura en el agua de entrada, esto debiéndose al tiempo de residencia de contacto del aire con el agua para la transferencia de calor, pero estos 2 valores de temperatura fueron los que se mantenían estables en todos los caudales de operación de la torre.

Para evaluar los flujos de energía y exergía del sistema a diferentes condiciones de operación se estableció un volumen de control, delimitando las fronteras del sistema, donde se tomó como límites del sistema la torre con su relleno junto con el tanque, el sistema es cerrado puesto que la corriente de agua del sistema recircula hacia la torre, por estas razones se asume un balance de energía y de exergía de un sistema cerrado y de condiciones de fronteras constantes.

Partiendo de la Primera y Segunda Ley de Termodinámica se realizaron los balances de energía, entropía y exergía, determinándose así los flujos de calor real y máximo como la eficiencia energética lo cual puede observarse en la Tabla 4.2

Se puede observar en la tabla 4.2 que las eficiencias son muy altas (por encima todas del 50%), llegando a estar por encima de 90% en algunos casos, lo que indica que pueden existir factores que influyan en el rendimiento de la torre que están produciendo este resultado desviado a lo que se espera (baja eficiencia), debido a las pérdidas de energía que existen, entre los factores evaluados esta la temperatura del agua de salida de la torre, la cual se ve influenciada en parte por el agua de reposición a la torre producto de la evaporación del agua en el intercambio térmico, sin embargo, al existir altas pérdidas de agua, la temperatura de la salida de la torre se aproximará más a la del agua

de repuesto y no a la que realmente está enfriando la torre, que es la que viene a ser de gran importancia al momento de estimar su eficiencia energética.

Tabla 4.2
Flujos de calor real, calor máximo y eficiencia energética en la torre de enfriamiento

Caudal ($Q \pm 0,5$) gpm	Temperatura de Agua de Entrada ($T \pm 0,5$)°C	Calor real ($Q \pm 1$) kW	Calor máximo ($Q \pm 1$) kW	Eficiencia energética ($\eta_{en \pm 2}$)%
5,0	29,0	9	11	82
20,0		31	43	72
35,0		40	65	62
5,0	33,0	15	16	94
20,0		53	65	82
35,0		56	109	51

Por las razones antes expuestas se estiman los flujos de energía, de forma que se expresen mediante los balances de energía, la energía aprovechada y la energía suministrada. Según lo antes expuesto se calcula los flujos energéticos del agua y del aire, y se representan en la Tabla 4.3, permitiendo también esto estimar las eficiencias energéticas y exergéticas que se presentan en la Tabla 4.4; es importante señalar que para tales estimaciones se consideró la temperatura y presión ambiente local como estado muerto en los cálculos de balances de energía y exergía para la eficiencia energética y exergética.

Tabla 4.3
Flujos de calor cedido por el agua y absorbido por el aire en la torre de enfriamiento

Caudal ($Q \pm 0,5$) gpm	Temperatura de Agua de Entrada ($T \pm 0,5$)°C	Calor cedido por el agua ($Q \pm 1$) kW	Calor absorbido por el aire ($Q \pm 1$) kW
5,0	29,0	9	4
20,0		31	4
35,0		43	3
5,0	33,0	15	2
20,0		34	4
35,0		56	5

Puede observarse en la Tabla 4.3 que los flujos de energía cedido por el agua son bastante más grandes en comparación con los flujos de energía absorbidos por el aire, esto explica que la misma no opera de forma adiabática, existiendo una pérdida de energía importante producto entre otras cosas por la pérdida de agua al ambiente por los exteriores de la torre, como lo son las puertas que contienen el empaque, como por rebose del tanque reservorio por el mal estado del sistema de suministro de agua, específicamente el flotante, entre otras razones.

Es conveniente observar en la Tabla 4.3 que el calor absorbido por el aire no varía significativamente con el cambio de flujo de agua y de temperatura, incluso su pequeña variación está dentro de los márgenes de error de cálculos, esto demuestra que aunque se midió diferentes velocidades de aire, siendo el ventilador de giro constante, tal diferencia no afecta de manera significativa en el rendimiento de la torre.

Tabla 4.4
Eficiencia energética y exergética del sistema de la torre de enfriamiento a
diferentes condiciones de operación

Caudal ($Q \pm 0,5$) gpm	Temperatura de Agua de Entrada ($T \pm 0,5$)°C	Eficiencia exergética ($\eta_{ex\pm 4}$)%	Eficiencia energética ($\eta_{en\pm 2}$)%
5,0	29,0	46	44
20,0		30	13
35,0		17	7
5,0	33,0	56	13
20,0		41	12
35,0		33	9

Puede observarse en la Tabla 4.4 que para una misma temperatura de operación en el agua de entrada a la torre, se obtiene mayor eficiencia energética y exergética para caudales menores, siendo lo esperado pues la energía se aprovecha mejor debido a que los fluidos se encuentran mayor tiempo en contacto, promoviéndose así una mayor eficiencia; a su vez queda en evidencia que para un mismo caudal la eficiencia exergética aumenta a medida que se incrementa la temperatura de entrada del agua a la torre, lo que permite comprobar que la torre al estar más lejos de su temperatura de bulbo húmedo, o temperatura mínima a disminuir la corriente de agua, es más beneficiosa para el equipo pues aprovecha mejor la transferencia de energía, comportamiento que se asemeja con Reyes y col.(2011) quienes además demostraron que puede aumentarse la eficiencia exergética aumentando la humedad relativa producto de esa variación de la temperatura en la entrada, quedando evidenciado que las mejores condiciones de operación de esta torre es a caudal mínimo (5gpm) y temperatura de entrada máxima (33°C), obteniendo en ellas las mejores eficiencias energéticas (44 %) y exergética (56 %).

Es importante señalar que la eficiencia exergética posee valores relativamente bajos, en algunas condiciones de operación, en comparación con otras torres como la analizada por Reyes y col. (2011), llegando a estar por debajo de un 20%; y que la eficiencia energética en su mayor valor supera por poco el 40%, 44% para ser más precisos, se busca las razones por la cual hay poca cantidad de energía aprovechada, o baja eficiencia exergética, se procede a estimar las pérdidas de energía durante la operación de la torre.

4.3 Realización de una valoración respecto a las pérdidas de energía en la torre de enfriamiento

Para la estimación de la razón de las pérdidas de energía se procedió a realizar una inspección visual en la torre, determinando una pérdida del agua en la torre producto del deterioro físico que sufre el equipo, tal agua se contabilizó, pues esa agua debe reponerse para que la torre opere eficientemente, desde el punto de vista energético, en donde tales pérdidas de agua, repercuten de forma significativa en la eficiencia exergética.

La exergía destruida es la cantidad de energía no aprovechada o perdida, también se le dice que la exergía destruida representa el potencial de trabajo perdido y también se denomina irreversibilidad o trabajo perdido (Cengel y Boles 2009). Se puede observar en la Tabla 4.5, que se presenta a continuación, que tanto la exergía destruida como las pérdidas de agua se incrementan a medida que aumenta el caudal de agua, provocando un decremento de las eficiencias tal como se discutió en la sección 4.2 y que se observa en la Tabla 4.4.

Se puede observar en la Tabla 4.5 los valores de exergía destruida, los cuales son muy similares independientemente de la temperatura, esto se debe a que lo que ocasiona tal pérdida de energía no obedece solo a las condiciones de fluido a enfriar, también puede verse que las pérdidas de agua por evaporación son significativas tomando en cuenta que lo que debe reponer por tales pérdidas pueden oscilar entre 14 kg/h, para 5gpm y 28 kg/h para 35 gpm, a su vez puede verse que la exergía destruida aumenta conforme aumenta el flujo de agua, lo que sugiere que a mayor flujo de agua hay mayor energía que no es aprovechada y esto se debe a que aumenta las pérdidas de energía; es

también relevante indicar que el agua de reposición que se presenta en la Tabla 4.5 se calculó solo con la diferencia de humedad que posee el aire sin la influencia de lo que debe reponerse por la pérdidas ocasionadas por las condiciones del equipo, es decir, el agua que debe reponerse por difusión del agua en el aire, todo esto se presenta en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5

Exergía destruida, pérdidas de agua y flujos de reposición de agua.

Caudal ($Q \pm 0,5$) gpm	Temperatura de Agua de Entrada ($T \pm 0,5$)°C	Exergía destruida ($E_d \pm 0,04$)kw	Pérdida de agua ($m \pm 0,01$)Kg/h	Flujo másico de agua de reposición ($m \pm 0,001$)Kg/h
5,0	29,0	0,12	6,81	14,095
20,0		0,42	15,55	19,065
35,0		0,54	57,7	21,230
5,0	33,0	0,11	6,80	14,362
20,0		0,42	15,54	17,348
35,0		0,57	57,69	28,097

Según lo antes expuesto puede verse de la Tabla 4.5 que el agua que se pierde representa una parte importante respecto a la que debe reponerse solo por evaporación, en algunos casos como 5 o 20 gpm. Tales pérdidas pueden representarse como una fracción del agua que se repone por difusión, más en el caso de 35gpm llega a representar tal pérdida un valor que duplica tales valores, representando un rango de pérdida de entre 36% y 205% de la energía en forma de agua de suministro, tales pérdidas de agua por los defectos que presenta la torre de enfriamiento fueron comparadas con las reportadas por Mujica y Pérez (2005), quienes estimaron que se perdían hasta 58,6 L por práctica, quedando claro que se ha ido deteriorando con el pasar del tiempo tal equipo y que disminuir o eliminar esas pérdidas significaría un alto

incremento en la eficiencia exergética.

Tomando en cuenta que en la Universidad de Carabobo se tiene como costo por litro de agua según Hidrocentro C.A. es de 3,5 Bs/l representando una pérdida en dinero para los caudales de 5 o 20gpm una entre 24 y 54 Bs/h y en el mayor porcentaje de pérdidas llegaría hasta 202 Bs/h que si se toma en cuenta que este equipo se usa por un lapso de 4 horas por practica y que en el laboratorio de Ingeniería Química se realizan entre 8 y 10 prácticas en 1 semana, se estaría contabilizando un total de entre 6400 y 8000 Bs a la semana, lo que representaría hasta 24000 Bs al mes, lo cual quizá para la actual economía no sea representativo, sin embargo el volumen desperdiciado sería, bajo los mismas consideraciones de estimación, de 7000 L al mes, lo que sin duda representa un gran impacto desde el punto de vista ambiental.

Es importante tener en cuenta que los valores de eficiencia energética también se ven afectada pues al disminuir estas pérdidas de agua, las condiciones de operación variarían en virtud de que exista menos pérdida de energía al ambiente debido a todo lo que se ha expuesto de la influencia de tal variable en el proceso de enfriamiento, entre otras cosas las temperaturas del agua de salida de la torre repercutiendo esto sin duda en el rango y en el acercamiento. En vista de tan prometedor escenario de mejora se procede a realizar un estudio para las modificaciones en función de minimizar las pérdidas de energía expresadas.

4.4 Análisis de las posibles modificaciones que permitan aumentar la eficiencia exergética

En la sección 4.3 se explicó que la eficiencia energética y exergética de la torre de enfriamiento del laboratorio de ingeniería química de la Universidad de Carabobo, se ve afectada notablemente por las pérdidas de agua que hay en ella, conllevando esto a que las modificaciones que se le realicen a dicha torre, para aumentar su eficiencia energética y exergética, se enfoquen principalmente en evitar o disminuir en alto grado el desperdicio del vital líquido, al observarse que al mejorar el flujo de energía proveniente del agua será más eficiente energéticamente pues se aprovechara mejor tal energía y también disminuirá tanto las pérdidas de energía al ambiente, como la exergía destruida permitiendo así aumentar la eficiencia exergética.

Según lo antes expuesto se procedió a realizar entrevistas al personal técnico del laboratorio y a profesores que hacen vida académica en el mismo recinto, con el fin de obtener alternativas, evaluarlas y verificar luego que económicamente sean posible implementar tales modificaciones.

Dentro de las lluvias de ideas surgieron el hacer una adaptación a la torre, que involucre un sistema de recolección y aprovechamiento del agua que cae de la torre y se está desperdiciando, también surge la idea del reemplazo de la puerta de la torre, lugar por donde se evidencia gran parte de la pérdida de agua, además de que puede existir por tal deterioro entrada o salida de aire de la torre, y por último se sugirió que se expandiera el tanque de recolección de agua para reposición, debido a que el mismo tiene 1 plg menos de tamaño en cada esquina de la torre, lo que indica que puede recuperarse parte del agua perdida.

Para la primera modificación se propone instalar unas bandejas laterales con un grado de inclinación tal que permita recolectar y depositar el agua en el tanque-reservorio y que a su vez permita libremente el circular del aire de entrada a la torre, ampliando así el volumen del tanque reservorio de la torre y evitando que se pierda agua por rebose, tal como se aprecia en las actuales condiciones.

En cuanto a la segunda propuesta se plantea el cambio de la puerta; la misma está compuesta por un marco de hierro galvanizado calibre 22, unido mediante pernos tipos remaches a una lámina de acrílico transparente (con fines didácticos); esto debido al estado de desgaste de los remaches y el evidente deterioro de la goma que sella la unión de la puerta con la torre, se produce escape de agua e ingreso de aire a la torre durante el proceso, siendo necesario el reemplazo de la goma y de la lámina de acrílico transparente.

Como tercera opción se plantea expandir el tanque de hierro negro; como es removible, desmontarlo y colocar uno que la sección transversal sea más grande, teniendo así más espacio para recolectar mayor volumen de agua, evitando que esta no caiga al piso, sin embargo como las fugas son externas al tanque serían necesarios otros arreglos

Para seleccionar cuál de los tres planteamiento es el más beneficioso, se hace uso de una matriz de selección como se observa en la Tabla 4.6, para ello se evalúan los siguientes criterios:

1. Costos de implementación de la alternativa
2. Adaptabilidad física de la alternativa
3. Adaptabilidad técnica de la alternativa

Los costos de aplicación llevan un estudio cualitativo de cada alternativa planteada, la adaptabilidad física se refiere a lo viable o práctico, físicamente, de realizar la alternativa y la adaptabilidad técnica se refiere a la influencia que tendrá el cambio en el proceso técnicamente hablando. Por ser criterios relevantes a la selección del estudio la ponderación de cada uno obedece al 33,33% de influencia, lo que sumaría un 100% de influencia total de los 3 criterios. La ponderación se hará del 1 al 5, siendo 1 muy malo, 2 malo, 3 regular, 4 bueno y 5 muy bueno.

Tabla 4.6

Matriz de selección de alternativas de mejora

Alternativa	Adaptabilidad Física (33,33%)	Adaptabilidad Técnica (33,33%)	Costos de Implementación (33,33%)	Total
1. Adaptación para recolección de agua	3	2	3	266,7
2. Cambio de puerta	5	4	4	433,3
3. Ampliación del tanque	4	4	3	366,6

Como puede observarse en la tabla 4.6 la alternativa 2, cambio de la puerta, es la que mejor se adapta según los requerimientos o criterios evaluados, esta puede justificarse debido a cada criterio pues en comparación con las otras 2 alternativas en la adaptabilidad física resulta más ventajosa debido a que es fácil de cambiar y existe un personal técnico en el laboratorio que puede realizarlo, lo que involucra menos costos de instalación; para la adaptación de recolección de agua es más complicado desde el punto de vista técnico pues se necesita mano de obra especializada debido a la complejidad física que representan diseñar nuevos parámetros para adaptar tales recolectores y de soldar las piezas en los ángulos correspondientes con el fin de obtener un mejor rendimiento, además con esta opción se altera el diseño físico de la torre, lo que puede

repercutir en la variación de sus parámetros característicos afectando esto la adaptabilidad técnica como parámetro de escogencia.

En lo que al ámbito técnico se refiere la alternativa 2 mejora el rendimiento energético y exergético en la torre al aprovechar el agua de una mejor forma y disminuyendo su pérdida, en comparación a la opción 1, se tendría que revisar la variación de los parámetros característicos de la torre y su influencia en tales rendimiento, si bien disminuye la pérdida de agua hay que realizar esta evaluación por lo que pone en duda tal mejora, y comparando con la opción 3 sería de similar influencia pues se elimina las pérdidas de agua, más sin embargo, la opción 3 pudiera no contribuir de manera significativa pues al existir pérdidas por la puerta, estas seguirán realizándose una vez que se llene el tanque nuevamente.

Además, puede evidenciarse en el aspecto de los costos asociado a la implementación de las alternativas, que en las 3 opciones se necesita una inversión inicial importante puesto que se necesitan de materiales para sustituir o adicionar a la torre, mas puede verse que los costos operativos serían mayores lo de la propuesta 1 puesto que para su implementación se necesitaría mano de obra especializada para la soldadura a realizar en la adaptación de la torre, a su vez en la opción 3 también involucra un costo de mano de obra pues en la ampliación del tanque involucra mano de obra especializada para realizar tales modificaciones de ampliación más que en la opción 2 el reemplazo de las gomas y de la puerta de la torre no involucra mayor relevancia de especificaciones técnicas y pueden ser realizado por el personal con que cuenta el laboratorio, por ello es la mejor opción la propuesta 2.

4.5 Estimación de los costos asociados a la implementación de las modificaciones en la torre de enfriamiento

Para cuantificar los costos asociados a la implementación de los cambios en la torre de enfriamiento sugeridos en la lluvia de ideas, se consultaron proveedores de equipos y/o materiales necesarios para el mejoramiento del funcionamiento de la torre. Sin embargo por la actual problemática económica que atraviesa nuestro país, por la alta tasa inflacionaria y la constante variación de precios, los proveedores de equipos se niegan a

dar presupuestos de ningún tipo de material ni de equipos

En vista de que el Banco Central de Venezuela (BCV) lleva dos años (2016-2017) sin publicar niveles inflacionarios y la Asamblea Nacional estima que para el año 2017 se cierra en 2.500 el Índice Inflacionario, se dificulta establecer un costo fijo en moneda nacional sobre el costo de la inversión para el mejoramiento de la torre de enfriamiento del laboratorio de Ingeniería Química de la Universidad de Carabobo

Por todo lo antes descrito se procedió a investigar todos los costos en divisas extranjeras, consultando proveedores internacionales a través de sus direcciones electrónicas. Situación que es igualmente difícil para hacer comparaciones, debido a que solo existe dos tasas de cambio legales, una que es preferencial (solo para alimentos y medicinas), otra tasa de cambio que es mediante oferta y demanda, por lo tanto es una tasa cambiante que se maneja mediante subasta, siendo la última subasta el 31 de agosto 2017.

Una vez realizada la consulta se expresa en la tabla 4.7 los costos asociados a los elementos que se deben adquirir para la mejora de la torre de enfriamiento del laboratorio de Ingeniería Química

Tabla 4.7

Costos relacionados a la mejora de la Torre de Enfriamiento del Laboratorio de Ingeniería Química

Equipos	Costos (USD)/ unidad de medida	Costos totales
Lamina de acrílico transparente (1 x 1.37 m)	*56,25 (1,52 x 1m)	56,25 USD
Goma (4.8 mts)	**18 (el metro)	86,4 USD
Pernos tipo remache 15mm acero inoxidable	***5 / 20 unidades	5 USD
Total		147,65 USD

*Amazon.com/gp/aw/d/acrylic+sheet+60%22

**Amazon.com/gp/aw/d/fridge+door+rubber+seal

***Amazon.com/gp/aw/d/remach&dppld

Como puede observarse en la Tabla 4.7 el costo asociado a la adquisición de los repuestos a cambiar a la torre de enfriamiento son 147,65 USD, costo que no es relevante

comparar a los costos ocasionados por perdidas en las condiciones actuales de la torre, debido al ya citado problema cambiario; sin embargo es importante realizar las mejoras, considerando no solo el impacto económico sino el impacto ambiental, ya que las pérdidas son en agua, recurso vital para el ser humano y la vida en el planeta

Costos--- separa los costos y separar lo del impacto económico del ambiental

CONCLUSIONES

1. Dentro de los parámetros más influyentes y que podemos manipular para mejorar en el estudio de una torre de enfriamiento están la temperatura del agua, el caudal del agua y la velocidad del aire, y se puede estudiar su influencia en los valores de rango de temperaturas y temperatura de acercamiento, el rango de temperatura en esta torre de enfriamiento oscila entre 4,0 y 9,5 °C y la temperatura de acercamiento oscila entre 1,0 y 5,0
2. El calor cedido por el agua y absorbido por el aire aumenta a medida que aumenta el flujo de agua y la temperatura del agua de entrada.
3. Las eficiencias energéticas y exergéticas aumentan a medida que aumenta el flujo de agua y la temperatura del agua de entrada a la torre de enfriamiento, siendo estos rendimientos bajos en comparación con otros equipos.
4. Las pérdidas de agua en la torre de enfriamiento son significativas en el rendimiento energético y exergético.
5. La propuesta seleccionada fue el remplazo de la puerta de la torre de enfriamiento, con una inversión estimada en 147,65 USD.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda operar el equipo torre de enfriamiento a mayor caudal de agua y mayor temperatura de entrada del agua para aprovechar esas condiciones que son donde se trabaja con mayor eficiencia.
- Realizar un estudio sobre el envejecimiento de los empaques, para ver su influencia en la eficiencia exergética.
- Efectuar mantenimiento a los sellos de la bomba y empaaduras del sistema para evitar fugas de agua observadas durante el proceso.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Avellan A., Szarvas J. (1995) **“Técnicas para el estudio de datos experimentales”**. Primera edición, Editorial Universidad de Carabobo Venezuela.
2. Armas J., Lapido M., Castellanos J., Álvarez M. (2006) **“Análisis exergético de un sistema de climatización centralizado por agua helada”** Revista Energética Colombia vol. 36 pp. 34-40
3. Cengel Y., Boles M. (2009) **“Termodinámica”** Sexta edición editorial McGraw Hill México.
4. Geankopolis C. (1998) **“Proceso de Transporte y Operaciones Unitarias”** Tercera edición Compañía Editorial continental México
5. Himmelblau, David. (1995) **“Balances de Materia y Energía”** Cuarta edición. Editorial Prentice-Hall Hispanoamericana S.A. México.
6. McCabe W., Smith J., Harriott P. (2007) **“Operaciones Unitarias en Ingeniería Química”** séptima edición editorial McGraw Hill México.
7. Montgomery D. (2004) **“Diseño y análisis de experimentos”** segunda edición editorial Limusa S.A. México.
8. Mujica V., Pérez C.(2005) **“Evaluación de impactos ambientales en el Laboratorio de Ingeniería Química de la Universidad de Carabobo”** Revista Ingeniería UC vol. 12, N°2, pp 23-31
9. Perry, Robert y Otros (2001) **“Manual del Ingeniero Químico”**. 7ma. Edición. Editorial Mc. Graw Hill Latinoamericana de México, S.A. México.
10. Rajput R. (2011) **“Ingeniería Termodinámica”** tercera edición editorial CengageLarning México
11. Reyes A., Quinto P., Gutiérrez L. (2012) **“Evaluación exergética de una torre de enfriamiento de una central termoeléctrica de ciclo híbrido de 550 MW”** Tesis de Maestría en el instituto Politécnico Nacional de México
12. Salazar M, Lugo R., Ruiz O., Torres E., Bonilla E. (2012) **“Análisis exergoeconomico de un ciclo de refrigeración con CO₂ supercrítico”** II congreso Internacional AMIDIQ san jose del Cabo-México pp 1658-1664
13. Salazar M, Lugo R., Zamora J., Torres A. Toledo M. (2009) **“Análisis exergético**

- de una central termoeléctrica”** Revista Redalyc Vol. 13 N° 1 pp.17-25.
- 14.(Stracuzzi S. Martins F. (2006) **“Metodología de la investigación cuantitativa”** segunda edición editorial Fedupel caracas, Venezuela
 - 15.Treybal R. (1988) **“Operaciones de Transferencia de Masa”** segunda edición editorial McGraw Hill México.
 - 16.Uc-May, E., Rocha J. (2009) **“Análisis de exergía en columnas de destilación”** Revista tecnol. Ciencia (IMIQ) México vol 24, N°2 pp. 117-126
 - 17.Zamora J., Salazar M. Ruiz O. Lugo R., Torres A (2013) **“Análisis de costos de operación exergoeconomicos a un ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor usando HFC-134a”**Revista Mexicana de Ingeniería Química vol. 12 N° 2 pp 361-370
 - 18.Zavaleta J., Mendoza J., Quispe S., Vilcapoma M. (2007) **“Torre de Enfriamiento”** Guía Teórica de torres de enfriamiento, Universidad del Callao

APÉNDICE A

Tablas de datos recolectados

Tabla A.1 Temperaturas de los fluidos de operación en la torre de enfriamiento

Caudal de agua en el rotámetro ($Q \pm 0,5$) gpm	Temperatura del agua ($T \pm 0,5$)°C		Temperatura de bulbo Húmedo del aire ($T \pm 0,5$)°C		Temperatura de bulbo seco del aire ($T \pm 0,5$)°C	
	Entrada	Salida	Entrada	Salida	Entrada	Salida
5,0	29,0	23,0	22,0	24,5	26,0	28,0
		23,0	21,5	24,0	26,0	28,5
		23,0	21,5	24,0	26,0	28,5
20,0		24,0	22,0	25,0	26,0	28,0
20,0		24,0	22,0	25,0	26,0	28,0
		24,0	22,0	25,0	26,0	28,0
		25,0	23,0	25,0	26,0	28,0
35,0		25,0	23,0	25,0	26,0	28,0
		26,0	23,0	25,0	26,0	28,0
	33,0	23,5	22,5	24,5	26,0	28,0
5,0		23,5	23,0	24,5	26,0	28,0
23,5		22,5	24,5	26,0	28,0	
20,0		24,5	22,5	25,0	26,0	28,5
		24,5	22,5	25,0	26,0	28,5
		24,5	22,5	25,0	26,0	28,5
35,0		28,0	23,0	27,0	26,0	29,0
		28,0	23,0	26,5	26,0	29,0
		27,5	23,0	27,0	26,0	29,0

Presión Ambiente: (709,97±0,05) mmHg

Temperatura ambiente: (26,0±0,05) °C

Tabla A.2. Velocidad de aire a diferentes caudales en la torre de enfriamiento

Temperatura del agua de entrada ($T \pm 0,5$) °C	Caudal de agua en el rotámetro ($Q \pm 0,5$) gpm	Velocidad del aire a la salida de la torre ($V \pm 0,1$) m/s
29	5,0	9,3
		9,3
		9,3
	20,0	9,1
		9,1
		9,4
	35,0	9,0
		9,0
		9,0
33	5,0	9,0
		9,0
		9,0
	20,0	8,8
		8,8
		8,8
	35,0	8,3
		8,3
		8,3

Presión Ambiente: (709,97±0,05) mmHg

Temperatura ambiente: (26,0±0,05) °C

Tabla A.3. Variables involucradas para calcular el caudal experimental de operación de la torre de enfriamiento

Temperatura del agua de entrada (T±0,5)°C	Caudal de agua en el rotámetro (Q ± 0,5) gpm	N° de tobo	Masa de agua recolectada a la entrada (m _R ± 0,001) Kg	Tiempo de recolección (t _R ± 0,01)s
29,0	5,0	1	4,535	11,62
		2	4,231	9,76
		3	4,064	10,00
	20,0	1	4,970	3,05
		2	4,568	2,89
		3	5,298	3,07
	35,0	1	5,173	1,53
		2	4,154	1,32
		3	4,752	1,16
33,0	5,0	1	4,305	11,41
		2	4,110	9,51
		3	3,980	9,50
	20,0	1	4,830	2,98
		2	4,378	2,69
		3	5,108	2,97
	35,0	1	5,010	1,41
		2	3,890	1,18
		3	4,612	1,02

Presión Ambiente: (709,97±0,05) mmHg

Temperatura ambiente: (26,0±0,05) °C

Masa del Tobo 1: (0,355± 0,001) Kg

Masa del Tobo 2: (0,307± 0,001) Kg

Masa del Tobo 3: (0,355± 0,001) Kg

Tabla A.4. Variables involucradas para calcular el caudal promedio de pérdida de agua de la torre de enfriamiento

Caudal de agua en el rotámetro ($Q \pm 0,5$) gpm	N° de tobo	Masa de agua recolectada a la entrada ($m_R \pm 0,001$) Kg	Tiempo de recolección ($t_R \pm 0,01$) s
5,0	1	0,378	382,00
	2	0,335	382,00
	3	0,907	926,01
	4	0,829	926,01
20,0	1	1,318	643,01
	2	0,737	643,01
	3	1,147	1390,00
	4	2,716	1390,00
35,0	1	2,730	819,00
	2	4,475	819,00
	3	2,431	512,00
	4	2,934	512,00

Masa del Tobo 1: ($0,355 \pm 0,001$) Kg

Masa del Tobo 2: ($0,307 \pm 0,001$) Kg

Masa del Tobo 3: ($0,355 \pm 0,001$) Kg

Masa del Tobo 4: ($0,557 \pm 0,001$) Kg

APÉNDICE B. CÁLCULOS TÍPICOS

En esta sección se presentan los cálculos típicos más importantes realizados durante la investigación.

B1. Evaluar los parámetros característicos (rango y temperatura de acercamiento) de la Torre de Enfriamiento.

B.1.1 Cálculo de rango de la torre de enfriamiento.

Haciendo uso de las Tablas de datos, ver apéndice A, se emplearon los valores de temperatura de agua correspondientes al fondo de la torre de enfriamiento. A continuación, se calcula el rango de la torre:

$$R = T_{EA} - T_{SA} \quad (\text{B.1}) \text{ (Perry, 2001)}$$

Donde:

R= rango (°C)

T_{EA} = temperatura el agua a la entrada de la torre (°C)

T_{SA} = temperatura el agua a la salida de la torre (°C)

$$R = (33 - 23,5) \text{ °C} = 9,5 \text{ °C}$$

Finalmente se tiene que el Rango es:

$$R = (9,5 \pm 0,5) \text{ °C}$$

Este procedimiento se repite para las demás condiciones de operación.

B.1.2. Calculo de la temperatura de acercamiento.

La temperatura de acercamiento se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$T_a = T_{SA} - T_{EBH} \quad (\text{B.2})(\text{Perry, 2001})$$

Donde:

T_a = temperatura de acercamiento

T_{EBH} = temperatura del bulbo húmedo en la entrada del aire

Sustituyendo los valores correspondientes se tiene que:

$$T_a = (23,5 - 22,6) = 0,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Este procedimiento se repite para las demás condiciones de operación.

Finalmente se reporta la Temperatura de Acercamiento como:

$$T_a = (0,9 \pm 0,5) \text{ } ^\circ\text{C}$$

B.2 Cálculo del Flujo de calor transferido por el agua

- **Determinación del flujo másico real de la torre de enfriamiento**

A partir de la Tabla A.3 se obtuvieron los datos para la sustitución de los valores en la ecuación:

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{m_{i\text{ll}} - m_{i\text{v}}}{t_i} \quad (\text{B.3})(\text{Perry}, 2001)$$

Donde:

\dot{m}_{agua} = flujo másico de agua(kg/s)

$m_{i\text{ll}}$ = masa de tobo i lleno (kg)

$m_{i\text{v}}$ = masa de tobo i vacío (kg)

t_i = intervalo de tiempo de recolección (s)

Se determinó el flujo de agua real que circula por la torre para calibrar el rotámetro:

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{4,535\text{kg} - 0,355\text{kg}}{11,62\text{s}}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 0,3597 \text{ kg/s}$$

Se repite el mismo procedimiento para el resto de las corridas y se calcula el promedio.

Calculo del error:

$$\Delta \dot{m}_{\text{agua}} = \left(\frac{\Delta m_{i\text{ll}}}{m_{i\text{ll}}} + \frac{\Delta m_{i\text{v}}}{m_{i\text{v}}} + \frac{\Delta t_i}{t_i} \right) \cdot \dot{m}$$

Sustituyendo los datos correspondientes se tiene:

$$\Delta \dot{m}_{\text{agua}} = \left(\frac{0,001\text{kg}}{4,535 \text{ kg}} + \frac{0,001\text{kg}}{0,355\text{kg}} + \frac{0,01\text{s}}{11,62\text{s}} \right) \cdot 0,3597 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0,0014\text{kg/s}$$

Finalmente:

$$\dot{m}_{\text{agua}} = (0,360 \pm 0,001) \text{ kg/s}$$

- **Calculo del calor total transferido por el agua**

Se debe determinar la capacidad calorífica del agua con la ayuda de la Tabla A.1 para lo cual se necesita la temperatura promedio entre la temperatura del agua en la entrada y a la salida. Empleando la ecuación se tiene:

$$T_a = \frac{T_{EA} + T_{SA}}{2} \quad (\text{B.4})(\text{Perry},2001)$$

Sustituyendo los datos correspondientes se tiene:

$$T_a = \frac{33+23,5}{2} = 28,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A partir de este valor se obtiene:

$$C_{PA} / \bar{T}_a = 4187 \frac{J}{Kg \cdot K}$$

Los datos ya calculados se sustituyen en la siguiente ecuación para determinar el calor total transferido por el agua

$$Q_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{agua}} \cdot C_{pa} \cdot (T_{EA} - \bar{T}_{SA}) \quad (\text{B.5})(\text{Perry},2001)$$

Donde:

Q_{total} = calor total transferido por el agua

C_{pa} = capacidad calorífica del agua evaluada a temperatura promedio

Sustituyendo los valores determinados anteriormente, se tiene:

$$Q_{\text{total}} = 2,596 \text{ kg/s} \cdot 4,187 \text{ kJ/kg.K} (33 - 28) \text{ } ^\circ\text{C} = 56,165 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{total}} = 56,165 \text{ kW}$$

Cálculo del error:

$$\Delta Q_{total} = \left| \frac{\partial Q}{\partial \dot{m}_t} \right| \Delta \dot{m}_t + \left| \frac{\partial Q}{\partial T} \right| \Delta T$$

Sustituyendo los datos correspondientes se tiene:

$$\Delta Q = 4,187 \text{ kJ/kgK} (33-28) \cdot 0,001 \text{ kg/s} + 0,3709 \text{ kg/s} \cdot 4,187 \text{ kJ/kg.K} \cdot 0,5^\circ\text{C} = 0,797 \text{ kW}$$

Finalmente:

$$Q_{total} = (56 \pm 1) \text{ kW}$$

B.3 Cálculo del Calor absorbido por el aire.

- **Cálculo de la presión vapor**

$$P_{vA} = e^{A - \frac{B}{T+C}} \quad (\text{B.6})(\text{Perry}, 2001)$$

Donde:

A, B, C: constante de la ecuación de cada fluido

P_{vA} = presión de vapor (kPa)

T = temperatura (K)

Tabla B. 1
Constantes de Antoine para el agua

A	B	C
18	3816,44	-46,13

Sustituyendo en la ecuación anterior:

$$P_{vA} = e^{18 - \frac{3816,44}{296 + (-46,13)}} = 20,7 \text{ mmHg}$$

$$P_{vA} = 20,7 \text{ mmHg}$$

- **Cálculo de la Humedad relativa:**

$$y_R = \left(\frac{P_{Va}}{P_{As}} \right) \quad (\text{B.7})(\text{Perry}, 2001)$$

Donde:

y_R = humedad relativa

P_{Va} = presión de vapor de agua mmHg

P_{As} = presión de aire seco mmHg

Sustituyendo los valores se tiene:

$$y_R = \left(\frac{20,7}{689,25} \right) = 0,03$$

- **Cálculo de la Humedad absoluta**

$$Y = 0,622 \cdot \left(\frac{P_{Va}}{P_a - P_{Va}} \right) \quad (\text{B.8})(\text{Perry}, 2001)$$

Donde:

Y = humedad absoluta kg de vapor de agua / kg de aire

P_a = presión ambiente

Sustituyendo los valores se tiene que:

$$Y = 0,622 \cdot \left(\frac{20,7}{709,97 - 20,7} \right) = 0,0187$$

$Y = 0,0187$ kg e vapor de agua/ kg de aire

- **Cálculo del área de flujo del aire**

$$A_{\text{aire}} = \frac{P^2}{4 \cdot \pi} \quad (\text{B.9})(\text{Navarro}, 1996)$$

Donde:

A_{aire} = Área de flujo del aire, (m²)

P^2 = Perímetro del área de descarga del ventilador, (mts)

Tomando los datos de la Tabla A.1 y resolviendo, se tiene:

$$A_{\text{aire}} = \frac{1,44\text{mts}}{4 \cdot \pi} = 0,1651\text{m}^2$$

Cálculo del error del área:

Aplicando el método de derivadas parciales a la ecuación (III):

$$\Delta A_{\text{aire}} = \left| \frac{\partial A_{\text{aire}}}{\partial P} \right| \cdot \Delta P$$

Resolviendo las derivadas y sustituyendo los valores se tiene:

$$\Delta A_{\text{aire}} = \frac{2}{4\pi} \cdot (1,44)\text{m}^2 \cdot 0,001 = 0,0002\text{m}^2$$

Quedando expresado el valor de la siguiente manera:

$$A_{\text{aire}} = (0,1651 \pm 0,0002)\text{m}^2$$

- **Cálculo del peso molecular promedio del aire húmedo**

$$\overline{PM} = \frac{1}{P_{\text{amb}}} \cdot (P_{V_a} \cdot Fm_{V_a} + P_{A_s} \cdot Fm_{A_s}) \quad (\text{B.10})(\text{Perry, 2001})$$

Donde:

\overline{PM} : peso molecular promedio del aire húmedo, (kg/kgmol)

Fm_{V_a} : flujo másico de vapor de agua

Fm_{A_s} : flujo másico de aire seco

Al sustituir:

$$\overline{PM} = \frac{1}{709,97\text{mmHg}} \cdot (1,4735\text{mmHg} \cdot 683,49\text{kg/kgmol} + 0,035\text{mmHg} \cdot 26,48\text{kg/kgmol})$$

$$\overline{PM} = 28,56\text{kg/kgmol}$$

Cálculo del error del peso molecular

Aplicando el método de derivadas parciales a la ecuación:

$$\Delta \overline{PM} = \left| \frac{\partial \overline{PM}}{\partial P_{amb}} \right| * \Delta P_{amb} + \left| \frac{\partial \overline{PM}}{\partial P^0_{H2O}} \right| * \Delta P^0_{H2O} + \left| \frac{\partial \overline{PM}}{\partial PM_{H2O}} \right| * \Delta PM_{H2O} + \dots$$

$$\dots \dots \dots \left| \frac{\partial \overline{PM}}{\partial P^0_{aire}} \right| * \Delta P^0_{aire} + \left| \frac{\partial \overline{PM}}{\partial PM_{aire}} \right| * \Delta PM_{aire}$$

Resolviendo las derivadas

$$\Delta \overline{PM} = \left| \frac{-(P^0_{H2O} * PM_{H2O} + P^0_{aire} * PM_{aire})}{P_{amb}^2} \right| * \Delta P_{amb} + \left| \frac{PM_{H2O}}{P_{amb}} \right| * \Delta P^0_{H2O} + \dots$$

$$\dots \dots \dots \left| \frac{P^0_{H2O}}{P_{amb}} \right| * \Delta PM_{H2O} + \left| \frac{PM_{aire}}{P_{amb}} \right| * \Delta P^0_{aire} + \left| \frac{P^0_{aire}}{P_{amb}} \right| * \Delta PM_{aire}$$

Sustituyendo los valores se tiene:

$$\Delta \overline{PM} = \left| \frac{-(14,61 * 18,02 + 695,51 * 28,97)}{(709,97)^2} \right| * 0,05 + \left| \frac{18,02}{709,97} \right| * 0,05 + \dots$$

$$\dots \dots \dots \left| \frac{14,61}{709,97} \right| * 0,01 + \left| \frac{28,97}{709,97} \right| * 0,05 + \left| \frac{695,51}{709,97} \right| * 0,01$$

$$\Delta \overline{PM} = 0,0153 \text{ kg / kgmol}$$

Quedando expresado el valor de la siguiente manera:

$$\overline{PM} = (28,56 \pm 0,02) \text{ kg / kgmol}$$

- **Cálculo de la densidad del aire**

$$\rho_{aire} = \frac{\text{Pa} \cdot \overline{PM}}{R \cdot T_{BSS}} \quad (\text{B.11}) \quad (\text{Himmelblau, 1995})$$

Donde:

ρ_{aire} : Densidad del aire, (kg/m³)

R: Constante universal de los gases, (kPa.m³/kgmol.K)

T_{BSS}: Temperatura de bulbo seco en la salida del aire, K

Tomando los datos de la Tabla A.1 y resolviendo, se tiene:

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{94,63\text{kPa} \cdot 28,56\text{kg/kgmol}}{8,314\text{kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kgmol} \cdot \text{K} \cdot 302\text{K}} = 1,0759\text{kg/m}^3$$

Cálculo del error de la densidad

Aplicando el método de derivadas parciales a la ecuación:

$$\Delta\rho_{\text{aire}} = \left| \frac{\partial\rho_{\text{aire}}}{\partial P_{\text{amb}}} \right| \cdot \Delta P_{\text{amb}} + \left| \frac{\partial\rho_{\text{aire}}}{\partial PM} \right| \cdot \Delta PM + \left| \frac{\partial\rho_{\text{aire}}}{\partial T_{\text{BSs}}} \right| \cdot \Delta T_{\text{BSs}}$$

Resolviendo las derivadas

$$\Delta\rho_{\text{aire}} = \left| \frac{PM}{R \cdot T_{\text{ABS}}} * 0,1333 \right| * \Delta P_{\text{amb}} + \left| \frac{P_{\text{amb}}}{R \cdot T_{\text{ABS}}} \right| \cdot \Delta PM + \left| \frac{-P_{\text{amb}} * PM}{(RT_{\text{BSs}})^2} \right| \cdot \Delta T_{\text{BSs}}$$

Sustituyendo los valores se tiene:

$$\Delta\rho_{\text{aire}} = \left| \frac{28,74}{8,314 * 298,7} * 0,1333 \right| * 0,05 + \left| \frac{709,97}{8,314 * 298,7} * 0,133 \right| * 0,01 + \left| \frac{-709,97 * 28,74}{(8,314 * 298,7)^2} * 0,133 \right| * 0,1$$

$$\Delta\rho_{\text{aire}} = 0,0005$$

Quedando expresado el valor de la siguiente manera:

$$\rho_{\text{aire}} = (1,076 \pm 0,001) \text{ kg/m}^3$$

- **Cálculo del flujo másico de aire**

$$G = A_{\text{aire}} \cdot \rho_{\text{aire}} \cdot V \quad (\text{B.12}) \text{ (Perry, 2001)}$$

Donde:

G: Flujo másico de aire, (kg/s)

V: Velocidad del aire, (m/s)

Sustituyendo:

$$G = 0,165\text{m}^2 \cdot 1,076\text{kg/m}^3 \cdot 8,3\text{m/s} = 1,47345\text{kg/s}$$

Cálculo del error del flujo de aire:

$$\Delta G = \left| \frac{\partial G}{\partial A_{\text{aire}}} \right| \cdot \Delta A_{\text{aire}} + \left| \frac{\partial G}{\partial \rho_{\text{aire}}} \right| \cdot \Delta \rho_{\text{aire}} + \left| \frac{\partial G}{\partial V} \right| \cdot \Delta V$$

Sustituyendo:

$$\Delta G = |\rho_{\text{aire}} \cdot V| \cdot \Delta A_{\text{aire}} + |A_{\text{aire}} \cdot V| \cdot \Delta \rho_{\text{aire}} + |\rho_{\text{aire}} \cdot A_{\text{aire}}| \cdot \Delta V$$

$$\Delta G = |1,076 \cdot 8,3| \cdot 0,0002 + |0,165 \cdot 8,3| \cdot 0,001 + |1,076 \cdot 0,165| \cdot 0,1$$

Sustituyendo los valores se tiene:

$$\Delta G = 0,0178 \text{ kg/s}$$

$$G = (1,47 \pm 0,02) \text{ kg/s}$$

- **Cálculo de calor absorbido por el aire**

$$Q_{\text{aire}} = G \cdot h_s - (G - (H_s - H_e)) \cdot h_e \quad (\text{B.13})(\text{Perry, 2001})$$

Donde:

Q_{aire} = calor absorbido por el aire

G = representa le flujo másico de aire húmedo a la salida de la torre.

h_s = entalpia del aire en cada corriente de salida

h_e = entalpia del aire en cada corriente de entrada

H_s = humedad absoluta en la corriente de salida

H_e = humedad absoluta en la corriente de entrada

Sustituyendo los valores se calculó:

$$Q_{\text{aire}} = 1,47 \text{ kg/s} \cdot 26,5 \text{ kJ/kg} - (1,47 \text{ kg/s} - (0,024 - 0,019)) \cdot 23 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{\text{aire}} = 5,26 \text{ kW}$$

Cálculo del error del Calor absorbido por el aire:

$$\Delta Q_{\text{aire}} = \left| \frac{\partial Q_{\text{aire}}}{\partial G} \right| \cdot \Delta G + \left| \frac{\partial Q_{\text{aire}}}{\partial T} \right| \cdot \Delta T$$

Sustituyendo:

$$\Delta Q_{\text{aire}} = (26,5 - 23) \text{ kJ/kg} \cdot 0,02 \text{ kg/s} + (1,465 \text{ kJ/kgK} \cdot 0,5 \text{ °C}) = 0,803$$

Quedando expresado el valor de la siguiente manera:

$$Q_{\text{aire}} = (5 \pm 1) \text{ kW}$$

B.3 Cálculo Eficiencia energética

$$\% \eta_{\text{en}} = \frac{Q_{\text{aire}}}{Q_{\text{total}}} \cdot 100 \quad (\text{B.14})(\text{Cengel y Boles, 2009})$$

Donde:

η_{en} = eficiencia energética

Tomando los valores correspondientes:

$$\% \eta_{\text{en}} = 5 \text{ kW} / 56 \text{ kW} \cdot 100 = 9\%$$

Cálculo del error de la eficiencia energética:

$$\Delta \eta_{\text{en}} = \frac{\Delta Q_{\text{aire}}}{Q_{\text{total}}} + \frac{Q_{\text{total}}}{Q_{\text{total}}^2} \cdot \Delta Q_{\text{total}}$$

Sustituyendo:

$$\Delta \eta_{\text{en}} = 1/56 + 56/56^2 \cdot 100 = 1.8$$

Quedando expresado el valor de la siguiente manera:

$$\eta_{\text{en}} = (9 \pm 2)\%$$

B.4 Cálculos para obtener la eficiencia exergética.

- **Cálculo de exergía física**

$$Ex_f = h - h_o - T_o(s - s_o) \quad (\text{B.15})(\text{Cengel y Boles, 2009})$$

Donde:

Ex_f = exergía física

h = entalpia del fluido en las condiciones de cada corriente

h_o = entalpia del fluido en el estado muerto o inicial

s = entropía para el fluido en las condiciones de cada corriente

s_o = entropía para el fluido en el estado muerto o inicial

T_o = temperatura en el estado muerto o inicial

Sustituyendo los valores para agua de salida, se obtuvo que:

$$Ex_f = 117,48 \text{ kJ/kg} - 109,12 \text{ kJ/kg} - 299 \text{ K} \cdot (0,41 \text{ kJ/kgK} - 0,38 \text{ kJ/kgK}) = 0,0796 \text{ kJ/kg}$$

Cálculo del error de la eficiencia exergía física:

$$\Delta Ex_f = \left| \frac{\partial Ex_f}{\partial T} \right| \cdot \Delta T = (s - s_0) \cdot \Delta T$$

$$\Delta Ex_f = (0,41 \text{ kJ/kgK} - 0,38 \text{ kJ/kgK}) \cdot 0,5^\circ\text{C} = 0,015 \text{ kJ/kg}$$

Quedando expresado el valor de la siguiente manera:

$$Ex_f = (0,08 \pm 0,02) \text{ kJ/kg}$$

- **Cálculo de exergía química**

$$Ex_q = \frac{1}{PM} \left\{ [g_{H_2O(l)} - g_{H_2O(g)}] + RT_o \ln\left(\frac{1}{y_{H_2O}}\right) \right\} \quad (\text{B.16})(\text{Cengel y Boles, 2009})$$

Donde:

g = energía libre de Gibbs del agua en cada estado

y_{H_2O} = fracción molar o concentración del agua en el aire.

Sustituyendo los valores para vapor de agua de salida, se obtuvo que:

$$Ex_q = \frac{1}{18} \cdot ((-273180 \text{ kJ/kmol} - (-228590 \text{ kJ/kmol})) + 8,314 \text{ kJ/kmolK} \cdot 299 \text{ K} \cdot \ln(709,97 \text{ mmHg}/26,48 \text{ mmHg})) = -23,0299 \text{ kJ/kg}$$

Cálculo del error de la exergía química:

$$\Delta Ex_q = \left| \frac{\partial Ex_q}{\partial T} \right| \cdot \Delta T = \frac{RLn\left(\frac{1}{y_{h_2o}}\right)}{PM} \cdot \Delta T$$

$$\Delta Ex_q = 8,314 \text{ kJ} \cdot \ln(709,97 \text{ mmHg}/26,48 \text{ mmHg})/18 \cdot 0,5^\circ\text{C} = 0,759 \text{ kJ/kg}$$

Quedando expresado el valor de la siguiente manera:

$$Ex_q = (-23 \pm 1) \text{ kJ/kg}$$

- **Cálculo de exergía total**

$$E_t = (Ex_F + Ex_q) \cdot \dot{m}_f \quad (\text{B.17})(\text{Cengel y Boles,2009})$$

Donde:

E_t = exergía total de cada corriente estudiada

\dot{m}_f = flujo másico de la corriente estudiada

Sustituyendo:

$$E_t = (8,66 + (-23)) \text{ kJ/kg} \cdot 0,051 \text{ kg/s} = 0,731 \text{ kJ}$$

Cálculo del error de la exergía total:

$$\Delta E_t = \left| \frac{\partial E_t}{\partial \dot{m}_f} \right| \cdot \Delta \dot{m}_f + \left| \frac{\partial E_t}{\partial Ex_q} \right| \cdot \Delta Ex_q$$

$$\Delta E_t = (8,66 + (-23)) \cdot 0,001 + 0,051 \cdot 1 + 0,051 \cdot 0,02 = 0,03768$$

Quedando expresado el valor de la siguiente manera:

$$E_t = (0,73 \pm 0,04) \text{ kJ}$$

- **Cálculo de la Eficiencia exergética**

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{E_d}{Ex_{ag1} - Ex_{ag2} + Ex_{ag3}} \quad (\text{B.18})(\text{Cengel y Boles,2009})$$

Donde:

η_{ex} = eficiencia exergética

E_d = Exergía destruida

Tomando los valores correspondientes:

$$\eta_{ex} = 1 - (0,57 / (0,8 + 0,26 - 0,21)) = 0,3294$$

Cálculo del error de la eficiencia exergética:

$$\Delta \eta_{ex} = \left| \frac{\partial \eta_{ex}}{\partial E_d} \right| \cdot \Delta E_d + \left| \frac{\partial \eta_{ex}}{\partial E_t} \right| \cdot \Delta E_t$$

$$\Delta\eta_{\text{ex}}=0,04/(0,8+0,26-0,21) = 0,0437$$

Quedando expresado el valor de la siguiente manera:

$$\eta_{\text{ex}}=(0,33\pm 0,04)$$