



Diseño y simulación de torre de enfriamiento por evaporación.

Daniel Andrés Vargas Medina
Héctor Anthony García García

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Tunja, Colombia

2020

Diseño y simulación de torre de enfriamiento por evaporación.

Daniel Andrés Vargas Medina
Héctor Anthony García García

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar respectivamente al título de:

Ingeniero Mecánico e Ingeniero Electrónico

Director (a):

Ing. Omar Rojas

Codirector (a):

Ing. Karel Joel Arencibia Avila

Ing. Fabio Bermejo

Línea de Investigación:

El proyecto abarca la línea de investigación del Diseño.

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Tunja, Colombia

2020

(Dedicatoria o lema)

*El estudio no se mide por el número de páginas
leídas en una noche ni por la cantidad de libros
leídos.*

*Estudiar no es un acto de consumir ideas, sino
crearlas y recrearlas.*

Paulo Freire

Agradecimientos

El presente trabajo investigativo es el resultado del esfuerzo, dedicación y emprendimiento no solamente de los autores, sino de los aportes de un colectivo de personas e Institución Universitaria que han facilitado nuestra labor para que se llegue a feliz término, por ello es para nosotros muy grato y regocijante expresar nuestros agradecimientos a la facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica (FIMEB) y Docentes de la Universidad (UAN) quienes con su dedicación, sabiduría, humanidad han hecho su contribución en este constructo académico y en nuestra formación académica como profesional.

Resumen

La investigación está enfocada al diseño y simulación de una torre de enfriamiento por evaporación con el fin educativo de hacer un equipo de Laboratorio de Transferencia. En el diseño se calcula y se comprueba su funcionamiento mediante una herramienta de simulación CFD, por medio de modelos matemáticos ofrecidos por el programa, que simulan procesos de transferencia de calor y cambios de temperatura producidos por el enfriamiento. Inicialmente se definen los parámetros de funcionamiento y especificaciones para posteriormente realizar el diseño y la simulación. Las líneas de este trabajo están enmarcadas en el área de Energía, la cual incluye materias como: Transferencia de calor, Termodinámica y Mecánica de Fluidos. Los estudiantes de la Universidad Antonio Nariño Sede Tunja, serán los beneficiados con el uso del diseño de la torre de enfriamiento por evaporación, como base teórica para enriquecer el aprendizaje, si se implementa su construcción. Para el desarrollo del proyecto, se dispone de los recursos institucionales y recursos propios como herramientas de diseño y sus licencias. Como resultado del proyecto, se obtiene un diseño con simulación y resultados para ser implementados.

Palabras clave: Torre de enfriamiento, diseño, simulación, termodinámica, refrigeración.

Abstract

The present work is focused on the design and simulation of an evaporative cooling tower with the educational purpose of being a Transfer Laboratory team. This design is calculated and verified by means of the CFD mechanical design software using the mathematical models offered by the program, which simulate heat transfer processes and temperature changes produced by cooling. Initially, the operating parameters and aimed specifications are defined for later design and simulation. The lines of this work are framed in the Energy area, which includes subjects such as Heat Transfer and Thermodynamics and Fluid Mechanics. The students of the University Antonio Nariño campus Tunja will be the beneficiaries with the use of the design of the evaporative cooling tower, as a theoretical base, which can be compared with experimental data, if one wanted to carry out its implementation or its construction. For the development of the project, institutional resources and own resources are available as design tools and their licenses. At the end of the project, it is expected to have a design with simulation and results for later use as a basis for comparison.

Key words: Cooling tower, design, simulation, thermodynamics, evaporation.

Contenido

	Pág.
Tabla de contenido	
Resumen.....	5
Introducción	13
Estado del arte	15
Capítulo 1: Marco teórico.....	18
1.1 Conceptos de transferencia de calor.....	20
1.2 Intercambiadores de calor	20
1.2.1 Conducción.....	20
1.2.3 Convección	20
1.2.4 Radiación	21
1.3 Ciclo de refrigeración	21
1.3.1 Refrigeración.....	21
1.3.2 Ciclo invertido de carnot.....	22
1.3.3 El ciclo ideal por compresión de vapor	22
1.3.4 Ciclo real por real compresión de vapor	23
1.2 Condensadores	24
1.2.1 Evaporadores de convección natural.....	24
1.2.2 Evaporadores convección forzada.....	25
1.2.3 Condensadores Evaporativos	25
1.3 Torres de enfriamiento	26
1.4 Psicrometría	27
Capítulo 2: Desarrollo metodológico	29
2.1 Alcance.....	29
2.2 Condiciones iniciales y características del emplazamiento.	29
2.3 Requerimientos del diseño	32
2.4 Normativa	34
2.5 Cambio de temperatura ΔT	36
2.6 Coeficiente de convección hD	38
2.7 Número de Reynolds	39
2.8 Correlación de Nusselt.....	39
2.9 Banco de tubos	40
2.10 Coeficiente global de transmisión de calor (U)	40
2.11 Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD).....	41
2.12 Aplicación de cálculos.....	43

Capítulo 3: Aplicación al diseño	50
3.1 Tubería	50
3.2 Carcasa	51
3.3 Aleta-Base	52
3.4 Soporte	53
3.5 Piezas ensambladas	54
Capítulo 4: Simulación en los fluidos	56
4.1 Configuración de la simulación	56
Capítulo 5: Resultados y análisis	62
Conclusiones.....	67
Bibliografía	68

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI
A	Área	m^2
A_s	Área superficial	m^2
C_h	Calor específico fluido caliente	$J/kg^\circ K$
\dot{m}	Flujo másico	Kg/seg
\dot{q}	Flujo de calor	W/m^2
\dot{Q}	Transferencia de calor	W
V	Velocidad	m/s
U	Coefficiente de global de transferencia de calor	W/m^2K
K	Conductividad térmica	$W/m^\circ c$
R_s	Resistencia a la suciedad	$^\circ K/W$
R_{he}	Resistencia por convección externa	$^\circ K/W$
R_m	Resistencia por conducción	$^\circ K/W$
R_{hi}	Resistencia por convección interna	$^\circ K/W$
R_{equi}	Resistencia térmica equivalente	$^\circ K/W$
T	Temperatura	$^\circ C$
N_T	Numero de tubos verticales	
Nu	Correlación de Nussell	
Re	Número de Reynolds	
h_D	Coefficiente de convección	W/m^2K
D	Diámetro	m
Q	Caudal	m^3/s
N_L	Numero de tubos horizontales	

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI
ρ	Densidad	kg/m^3
μ	Viscosidad dinámica o cinemática	$kg/m \cdot s$

Lista de figuras

	Pág.
Figura 1.1 Análisis termodinámico de un condensador	21
Figura 1.2 Ciclo ideal por compresión de vapor.....	23
Figura 2.1: Clasificación de intercambiadores de calor según la norma TEMA.....	35
Figura 2.2 Disposición para bancos de tubos.....	40
Figura 2.3 Factor de corrección de flujo cruzado.....	42
Figura 3.2: Carcasa	51
Figura 3.3: Aleta-Base	52
Figura 3.4: Soporte	53
Figura 3.5: Ensamblaje.....	54
Figura 3.6: Planos de la torre	55
Figura 4.11: Sesión que recorre el agua.....	57
Figura 4.12: Sesión que recorre el aire.....	58
Figura 4.13: Condiciones de frontera del agua.....	59
Figura 4.14: Condiciones de frontera del aire.....	60
Figura 4.15: Configuración en el enmallado.....	61
Figura 5.1: Trayectoria y temperatura del agua	62
Figura 5.2: Trayectoria y temperaturas del aire	63
Figura 5.3: Vorticidad	64
Figura 5.4: Calor de entrada y salida dentro de la tubería.....	65
Figura 5.5: Coeficiente de convección.....	65

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 2.1: Condiciones ambientales de Tunja.....	30
Tabla 2.2: Condiciones iniciales del aire	30
Tabla 2.3: Condiciones finales del aire	31
Tabla 2.2: Propiedades del agua saturada	37
Tabla 2.3: Propiedades del aire a la presión de 1 atm	38
Tabla 2.5 Datos del aire.....	43
Tabla 2.6 Datos del agua caliente.....	44
Tabla 2.7 Espesores BWG para tuberías de intercambio de calor	45
Tabla 2.8 Datos del intercambiador	49

Subíndices

Subíndice	Término
-----------	---------

bm	Materia orgánica
DR	Dubinin-Radushkevich
E	Experimental

Superíndices

Superíndice	Término
-------------	---------

n	Exponente, potencia
---	---------------------

Abreviaturas

Abreviatura	Término
-------------	---------

<i>LDTM</i>	Diferencia de temperaturas media logarítmica
<i>TEMA</i>	Tubular exchanger manufacturers associatio

Introducción

Los equipos de laboratorio, en este caso de transferencia de calor, ofrecen un gran conocimiento. Ya que, además de que el estudiante logre reconocer su funcionamiento, logrará aprender sobre algunos fenómenos de transferencia de masa. Lo anterior permite preparar de una forma más integral al estudiante para aplicaciones industriales en un entorno real.

El Ingeniero actual debe contar con una clara comprensión y un amplio conocimiento de conceptos básicos, de modo que pueda entender incluso los problemas más complejos, formularlos e interpretar los resultados. En este sentido, el presente proyecto de investigación se centrará en fortalecer el aprendizaje de conceptos de transferencia de calor a través de prácticas de laboratorio en un equipo de refrigeración, con el fin de fortalecer la práctica profesional del estudiante de ingeniería mecánica de la Universidad Antonio Nariño.

Este aprendizaje se lograra mediante el diseño y la simulación que permitan la construcción de una planta cuyo componente principal es una torre de enfriamiento por evaporación, para la orientación de asignaturas como transferencia de calor, con esto se busca que el estudiante se familiarice y asimile los conceptos teórico-prácticos que se llevan a cabo en un proceso industrial de un entorno real de intercambio de calor, de forma segura y con la posibilidad de reconocer paso a paso las etapas que intervienen en estos procesos.

El contexto actual, plantea la necesidad de que las Universidades sean centros de proyección e investigación científica, en donde la unidad entre teoría y práctica generen innovación y alternativas pedagógicas de enseñanza-aprendizaje. Por tanto, el presente proyecto de investigación de oriento a elaborar el diseño y simulación de una torre de enfriamiento por evaporación, para una posterior construcción como equipo de laboratorio, con el fin de mejorar el aprendizaje de conceptos y experimentación referentes a transferencia de calor, termodinámica y mecánica de fluidos mediante prácticas de laboratorio.

Cabe resaltar que el diseño del presente proyecto se realizó aplicando los conocimientos adquiridos durante la carrera de pregrado en ingeniería, calculando balances de energía, tasas de transferencia de calor, así como también ofrece una base para entender el uso de las diferentes fórmulas para diseño de condensadores. Este diseño planteado complementa el desarrollo de equipos de refrigeración por evaporación, para su posterior ensamblaje y ser usado como herramienta que facilite la enseñanza, desarrollo de destrezas y análisis mediante prácticas de laboratorio. Es de indicar que las torres de enfriamiento son muy utilizadas a nivel industrial, lo que las hace importantes en materia de estudio, preparando mejor al estudiante para su aplicación en el campo laboral.

De otra parte, cabe resaltar que el presente proyecto de grado se encuentra orientado para dar inicio a un proyecto más detallado en el análisis o construcción de un intercambiador de calor, por lo que estos datos se pueden tomar en cuenta para posteriores cursos de refrigeración.

En el desarrollo del presente proyecto, se observó el comportamiento de la torre, la cual se considera una excelente oportunidad de aprendizaje, teniendo en cuenta que logra interrelacionar diferentes asignaturas de la carrera de Ingeniería Mecánica, pese a que no se logra materializar teniendo en cuenta la situación de emergencia sanitaria actual.

En este sentido, el objetivo del presente proyecto de investigación se orientó a la elaboración de un diseño de torre de enfriamiento por evaporación, verificando su funcionamiento por medio de una simulación. Para lograr dicho objetivo, se tuvo en cuenta:

- Definir los parámetros de funcionamiento de acuerdo a los principios de la psicrometría, y calcular la torre de enfriamiento con estos datos.
- Simular el equipo mediante la herramienta de simulación CFD, con el fin de visualizar su funcionamiento.
- Resultados y análisis de los parámetros obtenidos de la simulación.

Estado del arte

Los intercambiadores de calor son utilizados en la industria para fines de secado de materia prima, calentadores de agua calefacción de ambiente entre muchos otros (Peñaloza & Urgiles, 2009). Estos equipos tienen como origen en la segunda mitad del siglo XIX a inicios de la segunda guerra mundial utilizado para la condensación de vapor en barcos los cuales transportaban mercancías y personas, estos dispositivos tuvieron varias formas y configuraciones introduciéndose de manera gradual a la industria, en el sector energético los intercambiadores se utilizan para generación de energía ya que a lo largo de la tubería se concentra la radiación solar emitida por espejos los cuales se calientan y generan suficiente para dar vapor (Mariño,2018).

En la mayoría de intercambiadores el diseño se basa en un arreglo preliminar asumiendo y luego verificando, esto se hace que el trabajo sea más largo y tedioso, pero con el avance tecnológico esto se ha facilitado gracias a la computación el cual hace un cálculo iterativo simplificado (Guimar A & Sojo J, 2006).

Existen varios métodos para el diseño de intercambiadores dependiendo de la clasificación, flujo y el tipo de construcción, el intercambiador más sencillo es aquel que el fluido caliente y el fluido frío se mueven en la misma dirección y esta el paralelo el cual los fluidos van en diferente dirección

Existe un método muy sencillo que desarrollan un nomograma el cual evalúa el coeficiente de transferencia de calor del tubo es muy práctico, pero no tiene muchos aportes para la ciencia ya que solamente se puede obtener el coeficiente de

transferencia de calor en el lado de la coraza (Zahid H, 2005) otros de los métodos desarrollado es un modelo simplificado para el estudio de intercambiadores de calor este modelo es muy útil por su simplicidad y es probado en la modelación de un ciclo de refrigeración general arrojando resultados comparativos obtenidos de un banco de prueba (Vera F, et al,2010), también se realizaron estudios en intercambiadores de calor para mejorar la transferencia de calor y aumentarla en intercambiadores, se mejoraron configuraciones y diseños (Wang S & Yanzhong, 2009)

Uno de los métodos que han usado en un artículo es el método de Taborek este predice tanto los coeficientes de transferencia como las caídas de presión en función de la geometría del haz de los tubos (Reyes, et al.,2014)

En el año 2001 se introdujo en el diseño de intercambiadores la influencia de temperatura local y de velocidad en el grado de incrustamiento el autor señala la que la resistencia al ensuciamiento se considera por la mayoría de los diseñadores como una constante los cual es erróneo. (Butterworh D, 2002)

Años después en el 2009 se aplicó un nuevo concepto llamado “número de campo sinérgico” para realizar la optimización de intercambiadores de calor, en este concepto los autores toman el campo de la velocidad y el flujo de calor usando el método de los algoritmos genéticos para resolver el problema de la optimización, toman como método de Bell Delaware. (Guo J, Xu M & Cheng L, 2009)

En otra investigación se plantea un método de análisis mediante un algoritmo armónico de búsqueda para realizar la optimización utilizando el método de Bell Delaware y se optimiza tanto el costo se inversión de la operación, los autores plantean que se busca la solución más efectiva que el de los algoritmos genéticos. (Fesanghary M, Damangir E & Soleimani, 2009)

Método Donohue

Se basa en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor y en el flujo disponible que se calcula como una media geométrica entre el área mínima de pasa entre deflectores y el área de paso disponible en el deflector. Sin embargo, no tiene en cuenta las diferentes configuraciones de los tubos y puede proporcionar resultados imprecisos (Donohue A, 1949)

Método Tinker

Aparecen los métodos integrales es un método basado en correlaciones de flujos en bancos de tubos ideales, difícilmente se puede incorporar toda la información de los diferentes flujos este contribuyó a las primeras visualizaciones de flujo que se obtuvieron a finales de los años 40 y 50 pero este depende del tipo de construcción y el error al aplicar este método pueden variar considerablemente (Tinker T, sf)

Método de Bell-Delaware

Propone calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa utilizando correlaciones obtenidas para el flujo de un banco de tubos considerado que todo el caudal circula por la carcasa este coeficiente ideal de flujo cruzado se corrige por una serie de factores para tener en cuenta las fugas que tenga.

Método de Kern

Este método ha sido un estándar por las industrias durante muchos años, la predicción de transferencia de calor varía ligeramente insegura (valor superior al real) y muy segura (valor inferior al real), en régimen laminar los errores todavía son grandes son debido a la poca información en el momento de elaboración del método (Ariel J, 2013)

Capítulo 1: Marco teórico

Los procesos de enfriamiento han sido usados desde la antigüedad por el hombre, principalmente como medio de refrigeración de alimentos, para ello, se tenía en cuenta la rapidez de enfriamiento y su relación con el proceso usado; generalmente se utilizaban factores ambientales como la nieve, superficies de menor temperatura o al aire. Sin embargo, los avances tecnológicos han permitido que se aumente la rapidez de enfriamiento, en este sentido, actualmente se hace uso de rociadores y el material usado en las tuberías o superficies expuestas, además de diversos tipos de materiales y rellenos usados, según las condiciones de enfriamiento a requerir.

Al respecto, cabe mencionar que Los primeros sistemas de enfriamiento fueron estanques, llamados “estanques de enfriamiento”, cuyo funcionamiento consiste en algunos casos en lanzar el agua hacia el estanque, aumentando la evaporación y la transferencia de calor de manera significativa, debido a que el agua se fracciona en pequeñas partículas aumentando su área superficial expuesta. De esta forma se fue mejorando la eficiencia en el uso de rociadores.

En este sentido, se debe tener en cuenta que la máquina frigorífica de compresión mecánica es la más utilizada en la industria de la climatización y la refrigeración. Sus componentes principales son el compresor mecánico, el condensador, la válvula de expansión y el evaporador y el fluido que circula por este circuito es el refrigerante empleado, cuya elección depende de muchos factores, como la velocidad en el circuito, el tipo de compresor o las temperaturas y presiones a las que va a ser sometido.

De otra parte, se encuentra que los conocimientos medioambientales y del equilibrio térmico de la Tierra y el Universo han tenido una trayectoria rápida y progresiva, mostrando de una forma sencilla y económica en el uso de sistemas de transferencia directa de calor sensible al aire. Sin embargo, cabe señalar que además de las limitaciones en condiciones de la temperatura, existen algunos inconvenientes y elevados costes asociados al consumo energético del proceso, a las consiguientes emisiones de gases contaminantes como el

CO₂ a la atmósfera al posterior efecto invernadero, entre otros (Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2007).

Por tanto, se hace relevante tener en cuenta que el uso de sistemas de enfriamiento evaporativo reduce significativamente estos efectos, por lo que son altamente recomendables en instalaciones por ofrecer una forma y cantidad idónea de calor a disipar. Son muy adecuados en procesos de enfriamiento donde, en las épocas más cálidas, se requieran temperaturas resultantes entre 45°C y 25°C, mayormente en zonas de clima cálido y seco, pudiendo alcanzar en verano niveles inferiores a los 25°C, en función de la temperatura húmeda disponible, y también trabajar con fluidos recibidos a mayores temperaturas, próximas a 85°C en el caso de torres enfriando líquidos.

Las torres de enfriamiento son equipos de transferencia de masa y energía que constituyen un enfoque de mejoramiento e implementación de nuevos dispositivos mecánicos dentro de los procesos industriales actuales. Ayudan al estudio de la fenomenología para la transferencia de energía y materia simultánea. Tienen como finalidad enfriar una corriente de agua por vaporización parcial a través del intercambio calórico latente y sensible de una corriente de aire seco y frío que circula por el mismo equipo. (Cengel & Boles, 2012).

1.1 Conceptos de transferencia de calor

1.1.1 Intercambiadores de calor

El calor es una energía en tránsito el cual pasa espontáneamente de los cuerpos de mayor temperatura a menor temperatura hasta que ambos lleguen a un estado de equilibrio según la segunda ley de la termodinámica. Por tanto, un intercambiador es un equipo el cual se produce una transferencia de calor, de un fluido o foco caliente a otro menos caliente de forma interesada y controlada (Cengel & Boles, 1996).

Existen tres tipos de transmisión de calor las cuales son conducción, convección y radiación. En los intercambiadores se realiza solo por conducción y convección. Son intercambiadores de calor: los radiadores de calefacción, cualquier caldera, condensador de una maquina frigorífica (Cengel & Boles, 1996).

1.1.2 Conducción

Es una transferencia de energía la cual las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de las interacciones de la partícula esta puede tener lugar en sólidos, líquidos o gases. Este proceso fluye mediante el calor de una región alta de temperatura dentro de un medio o medios diferentes que estén en contacto. (Cengel & Boles, 1996).

1.1.3 Convección

La convección es un modo de transferencia de energía entre una superficie sólida que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos, entre más rápido es el movimiento del fluido es más rápida la transferencia de calor. (Cengel & Boles, 1996).

1.1.4 Radiación

La radiación es la energía emitida por el material en forma de ondas electromagnéticas como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas esta transferencia de calor es más rápida que la convección y la conducción y no sufre atenuación a un vacío. (Cengel & Boles, 1996).

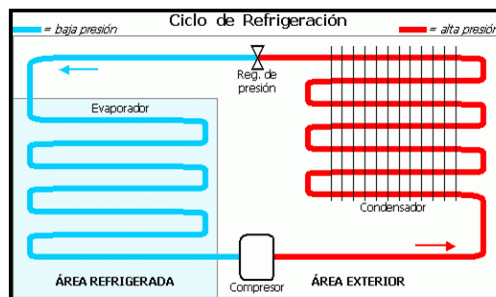
1.2 Ciclo de refrigeración

Existen diversas configuraciones en el ciclo de refrigeración, las cuales varían según la disposición de las corrientes y los mecanismos usados en el intercambio de calor entre el aire con el agua.

1.2.1 Refrigeración

La refrigeración, es un proceso que tiene como objetivo extraer el calor de un cuerpo y cederlo a otro. Este proceso es usado en la industria petroquímica, en la refinación de petróleo y en un gran número de procesos que requieran temperaturas altas al medio ambiente, esta depende del rango de temperaturas de operación, la sustancia de refrigeración y un compresor que eleva la temperatura del fluido. El fluido, a temperatura superior al ambiente, es puesto en contacto con éste en un *condensador*, liberando calor.

Figura 1.1: Análisis termodinámico de un condensador



Fuente: <http://refrigeracion1323961.blogspot.com/>

1.2.2 Ciclo invertido de Carnot

El ciclo reversible más eficiente es el ciclo de Carnot, este se compone de dos procesos isotérmicos irreversibles es tan eficiente que lo utilizan como estándar de comparación de los ciclos de potencias reales, o los cuatro procesos que comprende el ciclo de Carnot pueden invertirse. Por lo que se invertirán las direcciones de los procesos de transferencia de calor y trabajo. Dando como resultado el ciclo invertido de Carnot. La eficiencia del ciclo de Rankine o Carnot invertido se incrementa al elevar la temperatura a la cual se transfiere calor al fluido de trabajo o disminuir la temperatura promedio a la que se rechaza el calor al medio de enfriamiento. De hecho, estos dos procesos de transferencia de calor isotérmicos no son difíciles de lograr, ya que mantener una presión constante establecerá automáticamente la temperatura de la mezcla de dos fases en saturación. Por lo tanto, los procesos pueden aproximarse en evaporadores y condensadores reales. (Cengel Y & Boles M, 2012)

1.2.3 El ciclo ideal por compresión de vapor

En este ciclo, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado, sin embargo, es difícil controlar el estado refrigerante con mucha precisión por lo tanto se debe crear un sistema que sobrecaliente ligeramente el enfriador para que así el ligero sobrecalentamiento asegure que el refrigerante se evapore en su totalidad cuando ingrese al compresor.

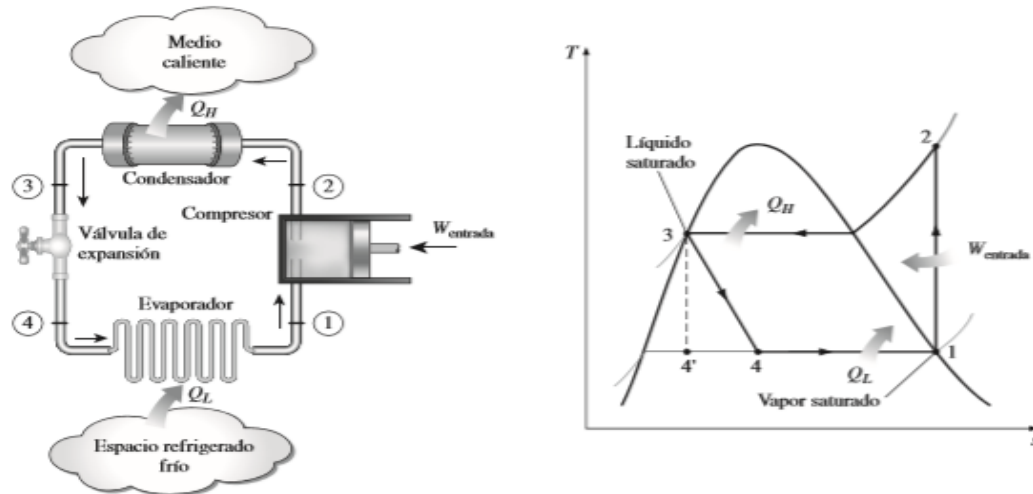
Cabe resaltar que el ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor, su alto uso se relaciona con que es confiable, económico, eficiente y más pequeño. (Cengel Y & Boles M, 2012)

Este ciclo se compone de cuatro procesos:

- Compresión isentrópica en un compresor

- Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- Absorción de calor a presión constante en un evaporador

Figura 1.2: Ciclo ideal por compresión de vapor



Fuente: Termodinámica Yunus Cengel 4th edición

1.2.4 Ciclo real por real compresión de vapor

Este ciclo se basa principalmente en los inconvenientes que pueden ocurrir durante el proceso y que se hacen claramente no ideales como es inevitable tener cierta caída de presión en el condensador también como las líneas que lo conectan con el compresor se hace difícil que el proceso de condensación sea tan preciso como para que el refrigerante sea un líquido saturado a diferencia de del ciclo ideal este es irreversible en varios componentes y es difícil de controlar el estado del refrigerante a comparación del ciclo ideal en vez de esto se diseña para que el refrigerante se sobre caliente en la entrada del compresor con esto asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. (Cengel Y & Boles M, 2012)

1.2 Condensadores

Los condensadores son uno de los equipos más usados en la transferencia de calor en los procesos de la industria química y en otras aplicaciones. Su uso principal es licuificar vapores removiendo sus calores latentes del vapor, este calor latente es removido o absorbido por un líquido frío llamado refrigerante. La temperatura del refrigerante se incrementa en el condensador. En este sentido, los condensadores proveen la superficie de intercambio necesaria para condensar el refrigerante que sale de la etapa anterior o equipo. (Roy J, sf)

1.2.1 Evaporadores de convección natural

Este tipo de evaporadores se usa cuando se necesita que la velocidad del aire sea baja, la circulación del aire se ve afectada de gran forma del tamaño y localización del evaporador, ya que utilizan desviadores que generalmente son serpentines de poco espesor; generalmente se utilizan dos hileras, dado que al aumentar el número de hileras aumenta la resistencia a la circulación del aire (METD diferencia de temperatura media) disminuyendo el valor de la diferencia de temperatura media.

En este sentido, con la disminución de la capacidad de serpentín se logra que el aire frío es más denso que el aire caliente y tienden a bajar hasta el piso. Por tanto, los evaporadores deberán colocarse lo más alto posible del piso, pero teniendo cuidado de que se tenga suficiente espacio para él y el cielo para permitir la libre circulación de aire sobre el serpentín. (Roy J, sf)

1.2.2 Evaporadores convección forzada

Los evaporadores de convección forzada, también llamados en refrigeración como unidad enfriadora o serpentines sopladores a diferencia de los evaporadores de convección natural cuentan con un ventilador para la circulación del aire. En este sentido, la capacidad de enfriamiento de estos equipos está relacionada con la cantidad de aire que circula por el evaporador.

Se debe tener en cuenta que según Roy (sf) la cantidad necesaria de aire para el evaporador depende de dos factores:

- La relación de calor sensible
- Caída de temperatura del aire al estar pasando por evaporador

1.2.3 Condensadores Evaporativos

Los condensadores evaporativos son equipos, muy similares a las torres de refrigeración por estructura y función, pero la principal diferencia estriba en el uso y modo de funcionamiento. Los condensadores están destinados a la condensación de gases en general (butano, propano, butileno, pentano, CO₂, vapor de agua, amoníaco etc.), así como a la condensación de gases refrigerantes en los sistemas de acondicionamiento de aire y frío Industrial. Las ventajas de estos condensadores son:

- Grandes potencias de condensación para similares superficies de transferencia
- Temperaturas de condensación bajas
- No es necesario el uso de una torre de refrigeración
- Menor consumo de energía y de agua

Desventajas:

- Alto costo inicial
- Grandes tamaños y pesos a implementar.

1.3 Torres de enfriamiento

Es un equipo diseñado para enfriar agua en contacto con el aire ambiente, esto se lleva a cabo por un mecanismo de transferencia de calor y masa entre el agua y el aire que circula por el interior de la torre (Cengel Y & Boles M, 2012) Las torres de enfriamiento se clasifican según la forma de movimiento del aire:

- TORRES DE TIRO NATURAL

Se caracterizan por dejar circular el aire libremente garantizando un enfriamiento por evaporación al contacto con la superficie del agua con el aire. (Mendoza, et al 2016)

- TORRES DE TIRO MECÁNICO

Se caracterizan por implementar un sistema mecánico de ventilación para aumentar el flujo y la cantidad de aire dentro de la torre. Según el modo de extracción de aire del interior de la torre se conocen comúnmente dos configuraciones (Mendoza, et al 2016)

- TIRO INDUCIDO

Son las más usadas por ser muy eficientes, donde el aire es succionado por un ventilador en la parte superior de la torre, logrando uniformidad en la distribución del aire a través de la torre. (Mendoza, et al 2016)

- TIRO FORZADO

El ventilador está dispuesto en la parte inferior, descargando el aire por la parte superior, lo que conlleva a la recirculación del aire caliente y húmedo. Su efectividad es menor por la reducción de la velocidad de descarga. (Mendoza, et al 2016)

1.3 Psicrometría

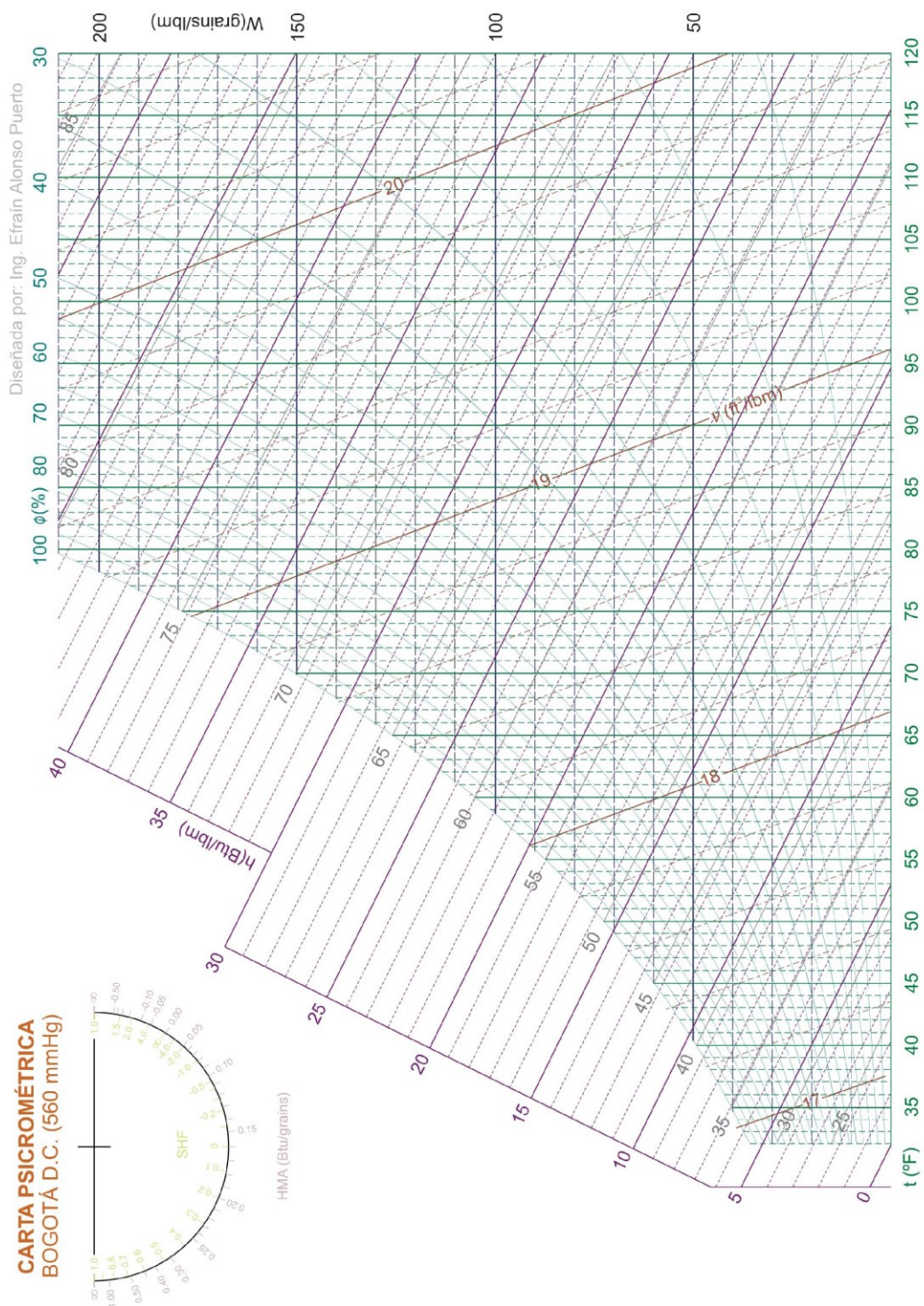
El estado del aire atmosférico a una presión específica se establece por completo mediante dos propiedades intensivas independientes. Las demás propiedades se pueden calcular fácilmente a partir de las relaciones anteriores. Sin embargo, se debe tener en cuenta que el dimensionamiento de un sistema común de aire acondicionado implica un gran número de cálculos, lo que con el tiempo puede afectar a los ingenieros. Por lo tanto, hay una clara motivación para efectuar esos cálculos una vez y presentar los datos en gráficas que sean fáciles de leer. Dichas gráficas reciben el nombre de cartas psicrométricas, y se utilizan en aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire.

Al respecto, en el presente proyecto de investigación, las temperaturas de bulbo seco se muestran sobre el eje horizontal y la humedad específica sobre el eje vertical. (Algunas cartas también muestran la presión de vapor sobre el eje vertical ya que para una presión fija existe una correspondencia de uno a uno entre la humedad específica v y la presión de vapor. En el extremo izquierdo de la carta se observa una curva (llamada línea de saturación) en lugar de una línea recta. Todos los estados de aire saturado se localizan en esta curva. Por lo tanto, es también la curva de un 100 por ciento de humedad relativa.

Esta carta es útil para los balances de masa y de energía del sistema, de los cuales se pueden hallar valores como el caudal de aire necesario para refrigerar el intercambiador.

En este sentido, se debe resaltar que para la ciudad de Tunja fue necesario utilizar una carta en la que el nivel del mar y las condiciones del aire fueran similares, teniendo en cuenta que no se cuenta con una carta psicrométrica propia para la ciudad. Por tanto, se decidió usar una carta psicrométrica de Bogotá, la cual tiene un aire similar al de la ciudad de Tunja. Y al comparar, la altura de Tunja (2810 m.s.n.m) con Bogotá (2640 m.s.n.m) se encuentra un promedio, por lo tanto, se considera útil para definir las condiciones iniciales. (Coronado M, 2017)

Figura 1.5: Carta psicrométrica de Bogotá



Fuente: Carta psicrométrica Bogotá D.C. diseñada por el Ing. Efraín Alonso Puerto

Capítulo 2: Desarrollo metodológico

En el diseño del equipo se empieza por definir las especificaciones técnicas necesarias para la fabricación de la planta. Todas las características del equipo, condiciones de uso y parámetros del diseño que el equipo debe cumplir se proporcionan en esta especificación.

2.1 Alcance

El alcance del proyecto consta principalmente del diseño y la simulación de la planta de enfriamiento. El diseño consta de sus cálculos, así como las condiciones iniciales, y su simulación demostrando su funcionamiento.

En este caso, el equipo diseñado se denota como torre de enfriamiento por evaporación, ideal para ser implementado como equipo en el laboratorio de transferencia de calor.

La idea principal del intercambiador es poder refrigerar el agua saturada a 40°C hasta 20°C. Se plantea el enfriamiento de agua caliente con un caudal de $7,04 \times 10^{-5} m^3/s$, el cual es descargado horizontalmente en un tubería de cobre, que es expuesta a un caudal de aire de $0,1917 m^3/s$ de proporcionado por un extractor de aire a en la parte superior de la torre.

2.2 Condiciones iniciales y características del emplazamiento.

El diseño se realiza para las condiciones ambientales de la ciudad de Tunja, Colombia. Por ser una ciudad con una altura de 2810 metros de altura sobre el nivel del mar, el aire con 13 °C de temperatura de promedio, es frío.

Las condiciones iniciales se refieren a las condiciones en las que se encuentra el aire usado para la refrigeración, usando la carta psicrométrica la cual ayuda a entender mejor el comportamiento del aire de Tunja, y sus características que son fáciles de extraer y al mismo tiempo evita la pérdida de tiempo realizando estos cálculos, los cuales ya están estandarizados.

Los datos y condiciones ambientales de la ciudad se pueden extraer del IDEAM (Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales).

Tabla 2.1: Condiciones ambientales de Tunja.

CONDICIONES AMBIENTALES	
Velocidad máxima viento (m/s)	3,025
Altura sobre el nivel del mar (m)	2810
Presión barométrica (bar)	0,7333
Temperatura ambiente (°C)	
Máxima	17
Media	13
Mínima	8
Humedad relativa (%)	
Máxima	83
Media	76,26
Mínima	67,2

Fuente: Datos extraídos del IDEAM

Con los datos de las condiciones ambientales se puede mirar una carta psicrométrica y extraer las condiciones iniciales del aire que entrará en la torre.

Tabla 2.2: Condiciones iniciales del aire

Aire que entra	
T °C	13
humedad relativa Hr	76%
Humedad aire Y3	0,007
Entalpia kj/kg	37,216
Densidad kg/m3	1,2334
Temp. Rocío °C	12.22

Fuente: Datos extraídos de la carta psicrométrica

Tabla 2.3: Condiciones finales del aire

Aire a la salida	
T °C	18
Volumen aire-seco Va m3/kg aire seco	0,81
Volumen saturación Vs m3/kg aire seco	0,85
Humedad aire húmedo Y4	0,01
Entalpia kJ/kg	58,15
Densidad kg/m3	1,2124
Temp. Rocio °C	16,9

Fuente: Datos extraídos de la carta psicrométrica

Con las condiciones iniciales se pueden plantear los balances de masa o energía para conocer los flujos másicos necesarios, así como otras variables desconocidas.

A continuación, se muestran los balances usados para conocer el flujo de aire necesario requerido en la torre para su debido funcionamiento.

Balance General

$$\dot{m}^1 + \dot{m}^3 = \dot{m}^2 + \dot{m}^4$$

Balance en las corrientes gaseosas

$$\dot{m}^3 = Ma + Ma * Y^3$$

$$\dot{m}^4 = Ma + Ma * Y^4$$

Para poder calcular el flujo volumétrico en el ventilador a la salida de la torre, primero se debe calcular la masa de aire seco Ma

$$M^1 + M^3 = M^2 + M^4$$

$$M^1 + (Ma + (Ma * Y^3)) = M^2 + (Ma + (Ma * Y^4))$$

$$M^1 - M^2 = (Ma * Y^4) - (Ma * Y^3)$$

$$M^1 - M^2 = Ma(Y^4 - Y^3)$$

$$Ma = \frac{M^1 - M^2}{(Y^4 - Y^3)} \quad (1)$$

Con esta ecuación se determina la masa de aire seco.

Para el cálculo del volumen húmedo en la corriente de aire, se usa la siguiente ecuación:

$$Vh = Va + \left(\frac{Vs - Va}{Ys} \right) * Y^4 \quad (2)$$

Para su desarrollo aún falta determinar el Volumen de saturación (V_s), el volumen de aire seco (V_a), la humedad de saturación (Y_s), y la humedad en la corriente de aire (Y^4)

Estos valores faltantes se determinan con la ayuda de la figura 1.5, o con una carta de humedad.

Usando las tablas 2.2 y 2.3, y las ecuaciones 1 y 2, se calcula la masa de aire seco Ma y el volumen húmedo Vh , necesarias para conocer el flujo volumétrico del aire.

Volumen húmedo Vh m ³ /Kg	0,85
Masa aire seco Ma kg/h	340,136054
Flujo volumétrico aire m ³ /h	289,115646

Después de conocer las condiciones iniciales y los flujos del aire requeridos se puede empezar con del diseño de la torre.

2.3 Requerimientos del diseño

El diseño y los cálculos del condensador se deben realizar de acuerdo a los datos de entrada y las condiciones climáticas de la ciudad donde se implemente el equipo y a las necesidades de su diseño.

El objetivo principal es que la torre sea capaz de refrigerar un flujo másico de agua de $4,21 \times 10^{-5}$ kg/s de 120°C a 80°C.

Los requerimientos de diseño en este caso las plantea el diseñador, acoplándose a los parámetros y condiciones mencionados anteriormente.

Se denomina como torre de enfriamiento por evaporación estándar, aquellos equipos que usan un solo fluido en el sistema de refrigeración, el cual será una corriente de aire inducida que se encarga de enfriar la tubería por medio de convección, produciendo el descenso de temperatura deseado.

Otros requerimientos son de acuerdo a la norma TEMA:

- Tubos de cobre, con un espesor de 2.1082 mm (0,083 in) y un diámetro de 25,4 mm (1 in).
- La separación entre tubos viene dada por el diámetro externo por 1,25:
 $25,4 * 1,25 = 31,75$ mm
- Una disposición de la ruta a flujo cruzado, el aire entra perpendicular al vapor del agua, sin mezclarse.
- Una carcasa en acero galvanizado o pintado para evitar corrosiones.
- Espesor de tubería definido por BWG-14 de 1 pulgada de diámetro.

El diseño del condensador depende de los parámetros establecidos arbitrariamente por el diseñador, anteriormente mencionados. Todo el funcionamiento del equipo se define en la demanda de calor intercambiado y para una temperatura del aire de refrigeración.

Como se ha visto anteriormente, la función de un intercambiador de calor es transferir calor de un fluido a otro.

La transferencia de calor ocurre entre dos corrientes de fluidos que no se mezclan de ninguna forma. Aunque el diseño completo de un intercambiador de calor requiere estructura y consideraciones económicas además de estas ecuaciones básicas, el propósito del análisis térmico dado aquí será para determinar el área de transferencia del intercambiador de calor (problema de tamaño).

En este caso se calculan los coeficientes de convección interna y externa forzada, con fórmulas térmicas aprendidas a lo largo de la carrera de ingeniería.

La función general de un intercambiador de calor es transferir calor de un fluido a otro. El componente básico de los intercambiadores consiste en ver un tubo transportando un fluido mientras otro pasa al pie.

Estos son las tres transferencias que se deben calcular:

- Transferencia de calor convectiva del fluido hacia la pared interna del tubo
- Transferencia de calor conductiva a través de la pared del tubo.
- Transferencia de calor convectiva desde la pared externa del tubo hacia el fluido exterior.

Se adaptan las condiciones del fluido de tal forma que se manejen flujos laminares, y, además, para que el área de intercambio de calor este dentro de las dimensiones definidas.

2.4 Normativa

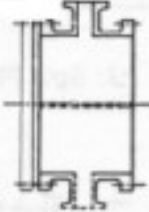
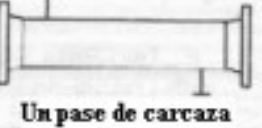
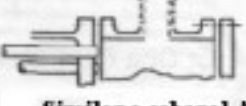

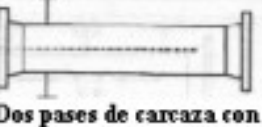
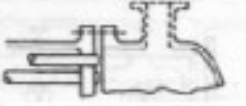
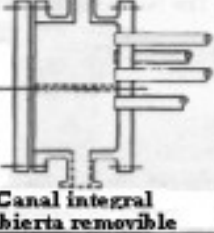
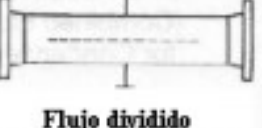
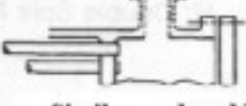
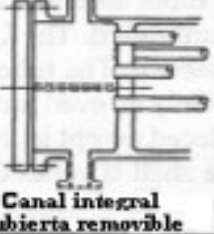
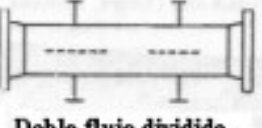
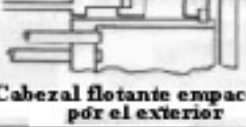

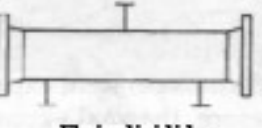

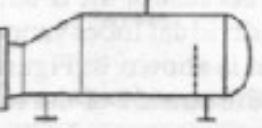

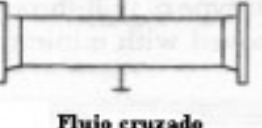
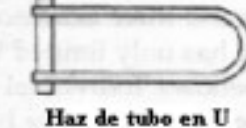

El diseño emplea la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), aplicando algunas de sus recomendaciones en los cálculos del intercambiador de calor, ya que no son obligatorias de cumplirlas, pero sirven de ayuda para crear un diseño óptimo del intercambiador de calor.

Esta norma también muestra algunas metodologías para el diseño de intercambiadores de tubo y carcaza, no obstante, no hay que olvidar que la torre de enfriamiento por evaporación no es de tubo y carcaza, pero si emplea un tubo como su principal mecanismo de intercambio de calor. Por tal razón, y con consentimiento de los directores se decide usar la metodología de LMTD (Diferencia de temperatura media logarítmica) expuesta en la norma TEMA.

Desafortunadamente hay poca información sobre torres de enfriamiento evaporativas en esta norma, por lo que solo se utilizaron partes de la metodología LMTDI y parámetros de diseño específicos para el sentido de los flujos circundantes dentro de la torre.

La siguiente figura define las clasificaciones de intercambiadores según la norma TEMA, gracias a ella se encuentran las ecuaciones relacionadas a cada tipo de intercambiador. Como no se cumplen con todas disposiciones de la tabla (por no ser de tubo-carcaza), se escogen las funciones relacionadas con fluidos en flujo cruzado.

Figura 2.1: Clasificación de intercambiadores de calor según la norma TEMA

Frente Cabezales estacionarios		Tipo de carcaza		Terminal Tipos de cabezal	
A	 Canal y cubierta removible	E	 Un pase de carcaza	L	 Similar a cabezal A
B	 Bonete (cubierta integral)	F	 Dos pases de carcaza con separador horizontal	M	 Similar a cabezal B
C	 Haz de tubo remo- vible Canal integral Cubierta removible	G	 Flujo dividido	N	 Similar a cabezal N
N	 Canal integral Cubierta removible	H	 Doble flujo dividido	P	 Cabezal flotante empacado por el exterior
D	 Altas presiones	J	 Flujo dividido	S	 Cabezal flotante
		K	 Rehervidor	T	 Cabezal flotante deslizante
		X	 Flujo cruzado	U	 Haz de tubo en U
				W	 Sello externo

Fuente Norma TEMA 8th Edición

- CALCULOS TERMICOS

Se considera dos fluidos dentro el intercambiador de calor a contraflujo sin mezclarse como primera definición.

El fluido caliente tiene una capacidad calorífica $C_h = \dot{m}C_{ph} \left[\frac{W}{K} \right]$ donde $\dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right]$ es el flujo másico y $C_{ph} \left[\frac{J}{kgK} \right]$ es su capacidad calorífica a presión constante, así mismo el fluido frío $C_c = \dot{m}C_{pc}$. En base a la primera ley de la Termodinámica, se establece que la siguiente relación puede describir la transferencia de calor entre ambos fluidos.

$$q = C_h(T_1 - T_2) = C_c(t_2 - t_1) \quad (2.1)$$

Se considera el tamaño del intercambiador en la ecuación

$$q = Un_{ov}S\theta_m = U_h n_{ov,h} S_h \theta_m = U_c n_{ov,c} S_c \theta_m \quad (2.2)$$

Donde U_h y U_c son los coeficientes globales de transferencia de calor, S_h y S_c son las áreas de las superficies caliente y fría, y θ_m es la diferencia de temperaturas a operar. $n_{ov,h}$ y $n_{ov,c}$ son las eficacias de intercambio de aleta, pero en este caso $n_{ov,h}$ y $n_{ov,c} = 1$ Así, el proceso de intercambio de calor completo se puede representar por

$$q = U_h n_{ov,h} S_h \theta_m = U_c n_{ov,c} S_c \theta_m = C_h(T_1 - T_2) = C_c(t_2 - t_1) \quad (2.3)$$

2.5 Cambio de temperatura ΔT

Como primer cálculo, se determina el cambio de temperatura de los dos fluidos usados en el equipo, por medio de esta fórmula:

$$\Delta T = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (2.4)$$

Con las temperaturas medias de los fluidos y las tablas de transferencia, se pueden encontrar datos como la densidad, el calor específico, su viscosidad entre otros. Las tablas muestran las propiedades del agua saturada y las propiedades del aire a presión de 1 Atm.

Se ubica la temperatura media del fluido en la primera columna de la tabla para conocer sus propiedades a dicha temperatura. Se pueden interpolar las filas para aquellas temperaturas que están fuera de los rangos.

Tabla 2.2: Propiedades del agua saturada

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P_{sat} kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpía de vaporización, h_{fg} kJ/kg	Calor específico, c_p J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}	13.5	1.00	-0.068×10^{-3}
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}	11.2	1.00	0.015×10^{-3}
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}	9.45	1.00	0.733×10^{-3}
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}	8.09	1.00	0.138×10^{-3}
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}	7.01	1.00	0.195×10^{-3}
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}	6.14	1.00	0.247×10^{-3}
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}	5.42	1.00	0.294×10^{-3}
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}	4.83	1.00	0.337×10^{-3}
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653×10^{-3}	1.031×10^{-5}	4.32	1.00	0.377×10^{-3}
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596×10^{-3}	1.046×10^{-5}	3.91	1.00	0.415×10^{-3}
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547×10^{-3}	1.062×10^{-5}	3.55	1.00	0.451×10^{-3}
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504×10^{-3}	1.077×10^{-5}	3.25	1.00	0.484×10^{-3}
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467×10^{-3}	1.093×10^{-5}	2.99	1.00	0.517×10^{-3}
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433×10^{-3}	1.110×10^{-5}	2.75	1.00	0.548×10^{-3}
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404×10^{-3}	1.126×10^{-5}	2.55	1.00	0.578×10^{-3}
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378×10^{-3}	1.142×10^{-5}	2.38	1.00	0.607×10^{-3}
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355×10^{-3}	1.159×10^{-5}	2.22	1.00	0.653×10^{-3}
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333×10^{-3}	1.176×10^{-5}	2.08	1.00	0.670×10^{-3}
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315×10^{-3}	1.193×10^{-5}	1.96	1.00	0.702×10^{-3}
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297×10^{-3}	1.210×10^{-5}	1.85	1.00	0.716×10^{-3}
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282×10^{-3}	1.227×10^{-5}	1.75	1.00	0.750×10^{-3}
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255×10^{-3}	1.261×10^{-5}	1.58	1.00	0.798×10^{-3}
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232×10^{-3}	1.296×10^{-5}	1.44	1.00	0.858×10^{-3}
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213×10^{-3}	1.330×10^{-5}	1.33	1.01	0.913×10^{-3}

Fuente Transferencia de Calor y Masa Yunus Cengel 4th edición

Tabla 2.3: Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Fuente Transferencia de Calor y Masa Yunus Cengel 4th edición

2.6 Coeficiente de convección h_D

El coeficiente de convección h es una correlación simplificada entre el estado del fluido y las condiciones de flujo, por lo cual generalmente se la conoce como una propiedad de flujo. Se calcula de la siguiente forma.

$$h_D = \frac{Nu K}{L_c} \quad (2.5)$$

donde Nu es la correlación de Nusselt, K la conductividad térmica del material, y Lc es la longitud corregida o el diámetro tubería en este caso.

2.7 Número de Reynolds

El número de Reynolds permite conocer la naturaleza del flujo de los fluidos dentro del intercambiador. Se denota por la siguiente fórmula:

$$Re = \frac{V L}{\nu} \quad (2.6)$$

Donde V es la velocidad del fluido, L la longitud o diámetro que transita el fluido y ν la viscosidad cinemática del fluido.

2.8 Correlación de Nusselt

Se han propuesto varias correlaciones, todas basadas en datos experimentales para el número de Nusselt promedio para el flujo cruzado sobre bancos de tubos. En este caso se usa la siguiente fórmula:

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{0,25} \quad (2.7)$$

Donde los valores de las constantes C, m y n dependen del valor del número de Reynolds.

En banco de tubos solo sirve si $NL > 16$, sino es así, se usa un factor de corrección para tubos alineados o escalonados, el cual multiplica a $Nu_{corregido} = F * Nu_D$.

2.9 Coeficiente de fricción.

El coeficiente de fricción ayuda a considerar las pérdidas de energía mecánica al transportar un fluido, cabe decir que su uso depende del tipo de flujo que lleva el fluido. Este coeficiente se calcula con esta ecuación:

$$F = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (2.8)$$

2.10 Temperatura superficial

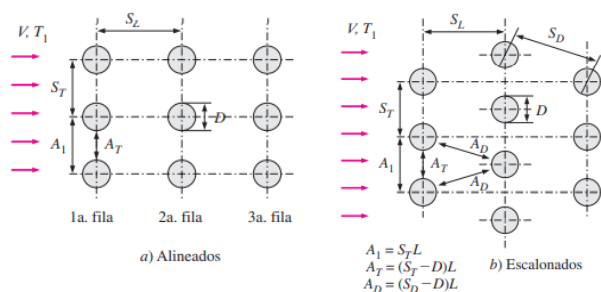
Para conocer la temperatura superficial se despeja T_s de la siguiente ecuación, siendo el calor transferido entre el fluido caliente y la superficie exterior de la pared de la tubería.

$$Q_{Transf} = \frac{2\pi K (T_{fluido} - T_{superficial})}{\ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)} \quad (2.9)$$

2.9 Banco de tubos

Existen dos modos de organizar los tubos en los bancos, de forma alineada o escalonado dependiendo las condiciones o las exigencias del diseño. De acuerdo de esta disposición dependerán algunas medidas o parámetros usados para el diseño.

Figura 2.2 Disposición para bancos de tubos



Fuente: Transferencia de Calor y Masa de Yunus Cengel 4th edición

2.10 Coeficiente global de transmisión de calor (U)

El cálculo del coeficiente global de trasmisión de calor depende de las resistencias térmicas que obstruyen la transferencia de calor, las cuales son:

Resistencia de la capa convectiva del lado del fluido caliente o de mayor temperatura:

$$R_{hi} = \frac{1}{h_{Dint} A_{Sint}} \left[\frac{K}{W} \right] \quad (2.10)$$

Resistencia a la conducción del material usado en el intercambiador, para este caso de tubos circulares, se usa la siguiente fórmula:

$$R_m = \frac{\ln(d_e)(d_i)}{2\pi K L n_t} \left[\frac{K}{W} \right] \quad (2.11)$$

Resistencia de la capa convectiva del lado del fluido frío o de menor temperatura:

$$R_{he} = \frac{1}{h_{Diext} A_{Sext}} \left[\frac{K}{W} \right] \quad (2.12)$$

Como se manejan gases (aire y vapor de agua) se desprecian las resistencias por suciedad, dejando una fórmula de coeficiente de transmisión global simplificada y específica para este caso:

$$U_h = \frac{1}{\frac{1}{h_{Dint}} + \frac{1}{h_{Dext} A_{Sext}}} \quad (2.13)$$

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_{Dint} A_{Sext}} + \frac{1}{h_{Dext}}} \quad (2.14)$$

2.11 Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

La LMTD es un método en el que se analiza la temperatura del fluido frío y del fluido caliente, teniendo un máximo de temperatura de la temperatura del fluido caliente y como temperatura mínima del fluido frío. La transferencia de calor ocurre entre dos corrientes de fluidos que no se mezclan de ninguna forma.

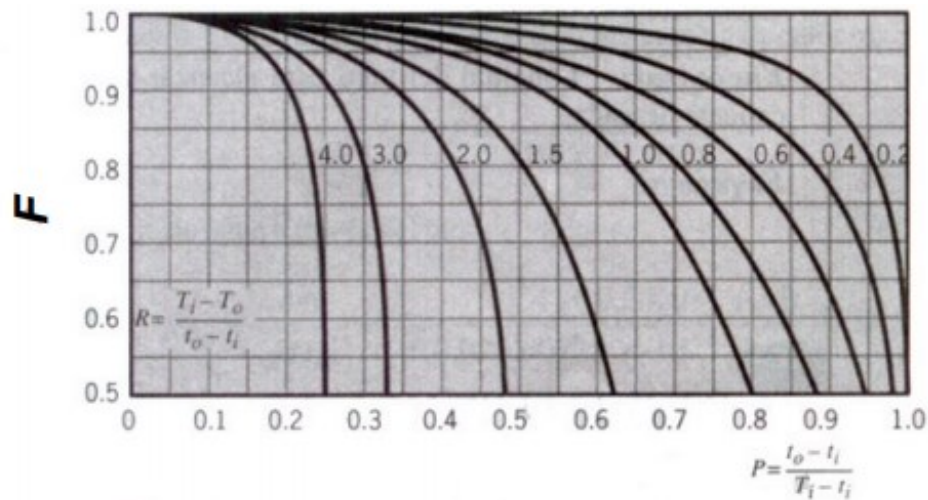
Para intercambiadores de flujo cruzado se usa la siguiente expresión de

$$\theta_m = LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (2.15)$$

La diferencia de temperaturas media logarítmica, ofrece una metodología a partir de las temperaturas involucradas, de las cuales se pueden despejar variables como el área de intercambiador de calor, siendo el principal cálculo en este diseño. Para este caso, se usan las fórmulas para intercambiadores en flujo cruzado sin mezclar fluidos.

El factor de corrección para un intercambiador de flujo cruzado, sin mezclar fluidos se puede extraer de la siguiente tabla

Figura 2.3 Factor de corrección de flujo cruzado



Fuente: HEI Heat Exchanger Institute

Es de resaltar que este método solo es válido para los demás intercambiadores de calor, excepto para el de flujo cruzado ni de múltiple paso. Para ellos se define un factor de corrección F de tal forma que:

La forma de implementar este método consiste en calcular las siguientes ecuaciones:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2.14)$$

Definida como la *efectividad del lado frío* y

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{C_c}{C_h} \quad (2.15)$$

Definida como una razón de capacidad térmica.

Entonces la LMTD en intercambiadores de flujo cruzado, estará definida como:

$$\theta_m = F LMTD_c$$

Y el factor de corrección está dado por

$$F = \frac{\theta_m}{LMTD_c} \quad (2.16)$$

2.12 Aplicación de cálculos

Después de establecer las condiciones iniciales, se procede a digitalizar las formulas en una hoja de cálculo de Excel, de tal forma que solo toque digitar los valores de las condiciones y los valores de los fluidos.

Conociendo los caudales de aire necesarios para el debido funcionamiento, se decide a criterio del autor usar un extractor de aire de 8 pulgadas con 42 W de potencia, debido a que cumple con el flujo aire necesario para refrigerar el flujo de agua, además de ser accesibles por su bajo costo.

Para ambos fluidos se hallan sus temperaturas medias, de acuerdo a las condiciones iniciales. De las tablas del aire a una presión de 1 atm y el agua saturada del libro de transferencia (ver tablas (2.2 y 2.3)) se obtienen los siguientes datos.

Tabla 2.5 Datos del aire

	Datos
Temperatura Inicial °C	13
Temperatura final °C	17
Velocidad m/s	5,9
Densidad ρ kg/m ³	1,196
Viscosidad cinemática ν m ² /s	$1,47 \times 10^{-5}$
Conductividad térmica k w/m*k	0,02476
Numero de Prandtl Pr	0,73038
Caudal m ³ /s	0,1917
Calor específico CJ/kg*K	1007

Tabla 2.6 Datos del agua caliente

	Datos
Temperatura Inicial °C	120
Temperatura Final °C	80
Velocidad m/s	0,2
Densidad ρ kg/m ³	0,5978
Viscosidad dinámica μ m ² /s	$1,227 \times 10^{-5}$
Conductividad térmica k w/m*k	0,0301
Numero de Prandtl Pr	1
Calor específico CJ/kg*K	2029

Usando las anteriores tablas, y las ecuaciones 2.6 y 2.7 se calculan los factores de convección interna y externa. Para ello primero se calcula la correlación de Nusselt y el número de Reynolds, que al calcularlos arroja los siguientes valores:

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 3,66 + \frac{0,065 \left(\frac{D}{L}\right) Re * Pr}{1 + 0,04 \left(\left(\frac{D}{L}\right) * Re * Pr\right)^{2/3}}$$

Los coeficientes usados para el numero de nusselt en la convección interna son

Nusselt: 4,6

Reynolds: 247,49 < 10000

Gracias a Reynolds se puede saber cómo se comporta el fluido internamente, el cual tiene un flujo laminar por estar en un rango menor a 10000.

Se escogió según los criterios del autor y de la norma, un espesor BWG-14 para tuberías de intercambiadores de 1 pulgada de la siguiente tabla, el cual tiene de diámetro 25,4 mm (1 in) y un espesor de 2,1 mm (1in).

Tabla 2.7 Espesores BWG para tuberías de intercambio de calor**Tabla 1: Especificaciones para tubos de acero comercial según norma BWG.**

OD pulg	BWG	ID pulg	OD/ID	OD pulg	BWG	ID pulg	OD/ID
1/4	22	0,194	1,289	1 1/4	7	0,890	1,404
	24	0,206	1,214		8	0,920	1,359
	26	0,214	1,168		10	0,982	1,273
3/8	18	0,277	1,354		11	1,010	1,238
	20	0,305	1,233		12	1,032	1,211
	22	0,319	1,176		13	1,060	1,179
	24	0,331	1,133		14	1,084	1,153
1/2	16	0,370	1,351		16	1,120	1,116
	18	1,402	1,244		18	1,152	1,085
	20	0,430	1,163		20	1,180	1,059
	22	0,444	1,126	10	1,232	1,218	
5/8	12	0,407	1,536	12	1,282	1,170	
	13	0,435	1,437	14	1,334	1,124	
	14	0,459	1,362	16	1,370	1,095	
	15	0,481	1,299	2	11	1,760	1,138
	16	0,495	1,263		13	1,810	1,105
	17	0,509	1,228	2 1/2	9	2,204	1,134
	18	0,527	1,186				
	19	0,541	1,155				
	20	0,555	1,136				
	3/4	10	0,482	1,556			
11		0,510	1,471				
12		0,532	1,410				
13		0,560	1,339				
14		0,584	1,284				
15		0,606	1,238				
16		0,620	1,210				
17		0,634	1,183				
18		0,652	1,150				
20		0,682	1,103				
7/8	10	0,607	1,441				
	11	0,635	1,378				
	12	0,657	1,332				
	13	0,685	1,277				
	14	0,709	1,234				
	16	0,745	1,174				
	18	0,777	1,126				
20	0,805	1,087					
1	8	0,670	1,493				
	10	0,732	1,366				
	11	0,760	1,316				
	12	0,782	1,279				
	13	0,810	1,235				
	14	0,834	1,199				
	15	0,856	1,167				
	16	0,870	1,119				
	18	0,902	1,109				
	20	0,930	1,075				

Fuente: Norma TEMA 8th edición

Ahora se calcula la convección interna dentro del tubo. Después de calcularlo con la ecuación (2.5), da como resultado una convección interna forzada de:

$$h_{Di} = \frac{(4,6)(0,0301)}{0,02118}$$

$$h_{Di} = 6,56 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Para los cálculos se necesita conocer la temperatura superficial de la tubería de cobre, para

esto se plantea la ecuación de transferencia de calor (ver ecuación(2.9)), donde tienen en cuenta la conducción térmica del cobre, así como el diámetro interno y externo, de donde se despejó la temperatura superficial $T_{superficial}$, para así, encontrar una temperatura de 118 °C para la cual el número de Prandtl vale 0,70768.

Sabiendo que la temperatura del aire es de 13 °C y la temperatura superficial mencionada anteriormente de 118 °C, se supone una temperatura promedio de 15 °C, que al ser recalculada y verificada nos arroja una temperatura de 15,4 °C, dando razón a la temperatura planteada.

Se extraen los datos de la tabla de propiedades del aire a una presión de 1 atm (ver tabla (2.2)), y se exponen con estos datos se calculó la convección externa forzada con la ecuación (2,5). Como se menciona anteriormente primero se debe conocer la correlación de Nusselt y su número de Reynolds.

Para eso se usa de nuevo las formulas 2.6 y 2.7, aplicando el factor de corrección de Nusselt correspondiente, dando como resultado

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 0,3 + \frac{0,62 * Re_D^{\frac{1}{2}} * Pr^{1/3}}{\left(1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right)^{1/4}} * \left(1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right)^{4/5}$$

$$Nusselt = 141,05$$

$$Reynolds = 51070$$

Por el valor de Reynolds se sabe que el flujo del aire es laminar ya que $Re < 2 * 10^5$

$$h_{De} = \frac{(141,05)(0,02476)}{0,0254}$$

$$h_{De} = 137,49 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Una vez calculados los coeficientes de convección interno y externo, se procede a calcular la diferencia de temperaturas media logarítmica con la ecuación 2.15

$$LMTD = \frac{(120 - 17) - (80 - 13)}{\ln\left(\frac{120 - 18}{80 - 13}\right)} = 83,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Siguiendo las especificaciones anteriormente mencionadas, se procede a calcular su factor de corrección de la tabla 2.3 y las ecuaciones 2.14 y 2.15

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{17 - 13}{120 - 13} = 0,04$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{120 - 80}{17 - 13} = 8,23$$

Se extrae el factor de corrección (figura 2.3), el cual es 1.

$$LMTD_c = 83,19 * 1 = 83,19 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Se calcula la resistencia térmica equivalente del intercambiador sumando todas sus resistencias térmicas, las cuales se calculan con las funciones 2.10, 2.11 y 2.12, adicional se le suman dos resistencias por suciedad y por ser un fluido poco contaminante tienen un valor muy pequeño (0,001).

$$R_{equi} = R_{hi} + R_m + R_{he} + R_{si} + R_{se}$$

$$R_{equi} = 2,28 + 7,22 \times 10^{-5} + 0,0911 + 0,0001 + 0,001$$

$$R_{equi} = 2,38 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Ya obtenidos estos datos, se plantea la siguiente igualdad:

$$UxA = \frac{1}{R_{equi}}$$

$$UxA = \frac{Q}{LMTD_c}$$

Por ende, es correcto decir que:

$$\frac{Q}{LMTD_c} = \frac{1}{\frac{1}{h_{di} \times A_{int}} + \frac{1}{h_{de} \times A_{ext}}} \quad (2.17)$$

Conociendo la resistencia térmica equivalente y la LMTD se despeja la transferencia de calor \dot{Q} con la anterior relación:

$$\dot{Q} = \frac{1}{R_{equi}} LMTD_c$$

$$\dot{Q} = \frac{1}{2,38} \times 83,33$$

$$\dot{Q} = 34,98 \text{ W}$$

Aplicando la ecuación 2.17, se despeja la longitud de tubería requerida:

$$\frac{34,98 \text{ W}}{83,33} = \frac{1}{\frac{1}{6,56 \times \pi \times 0,0218 \times L} + \frac{1}{137,5 \times \pi \times 0,0254 \times L}}$$

$$L = \left(\frac{1}{6,56 \times \pi \times 0,0254} + \frac{1}{137,5 \times \pi \times 0,02118} \right) \left(\frac{34,98}{83,33} \right)$$

$$L = 0,85 \text{ m}$$

Conociendo la longitud de la tubería necesaria y los flujos necesarios para el debido funcionamiento, a criterio del autor se definen las dimensiones de todas las piezas. Se define una longitud de tubería de 1,14 metros doblada en serpentín, unas dimensiones de 0,3 x 0,4 x 0,4 para la carcasa que sostendrá la tubería y el extractor de aire, así mismo se definen unas persianas o tomas de aire en la carcasa para que el paso del aire sea controlado de acuerdo a lo establecido. Estas dimensiones proporcionan un espacio adecuado para soportar el peso el ventilador y la tubería, también se pueden ver como un ducto de ventilación acorde al diámetro del extractor y el tamaño de la tubería, además de representar como son las torres de enfriamiento por evaporación en escala real.

Posteriormente se procede a aplicar el diseño con la ayuda del software de diseño mecánico Solid Works.

A continuación, se muestran los datos del intercambiador (Tabla 2.8).

Tabla 2.8: Datos del intercambiador

Datos del intercambiador			
Propiedades	Símbolo	Unidades	
Dimensiones de carcasa		m	0,3x0,4x0,4
Diámetro externo de tubo	De	m	0,0254
Diámetro interno de tubo	Di	m	0,02118
Conductividad Térmica Tubo	Ktubo	W/m°C	400
Longitud de tubo	L	m	1,14
Caudal aire	Qaire	m ³ /s	0,1917
Caudal agua	Qagua	m ³ /s	7,04x10 ⁻⁵

Capítulo 3: Aplicación al diseño

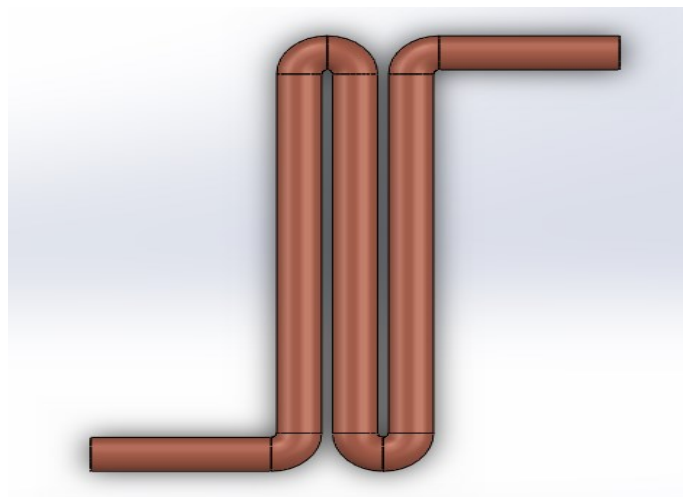
Para aplicar los cálculos al diseño, se usó un software de diseño mecánico Solid Works versión 2016, el cual permite la simulación a partir de las variables y condiciones programadas. El programa simula la dinámica de los fluidos, arrojando unos resultados para corroborar las exigencias del diseño y los cálculos realizado. El factor más importante es verificar que las temperaturas de entrada y salida del agua sean las estimadas, ya que otros valores pueden variar.

El entorno de trabajo de la herramienta de simulación CFD, va de la mano con el software de diseño mecánico, ya que primero se hace el ensamblaje de la torre y ahí mismo se inicia el software de simulación.

3.1 Tubería

El intercambiador es un tubo doblado en serpentín en cobre por su buena conducción térmica, con el fin de adaptarlo al flujo de aire necesario de una forma compacta, con una longitud de 1,14 metros y un espesor BWG-14 con un espesor de 0,0081 in, la cual transporta el fluido a refrigerar.

Figura 3.1 Tubería

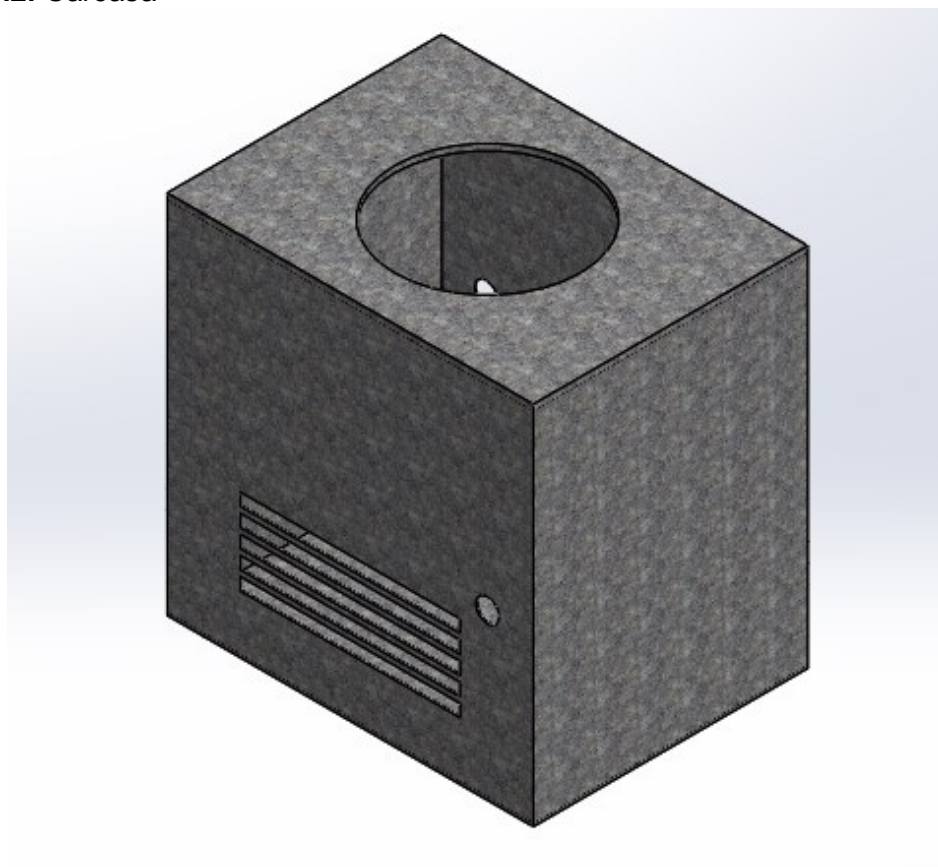


Fuente: Imagen extraída de Solid Works 2016

3.2 Carcasa

La carcasa de la torre se diseña con acero galvanizado, para evitar la corrosión, expone al intercambiador a una corriente de aire, esta adecuada para soportar un ventilador de 8 in, y para sostener el banco de tubos con 2 bases en forma de aletas soldadas a la carcasa. También cuenta con 10 persianas que suman el área del extractor

Figura 3.2: Carcasa

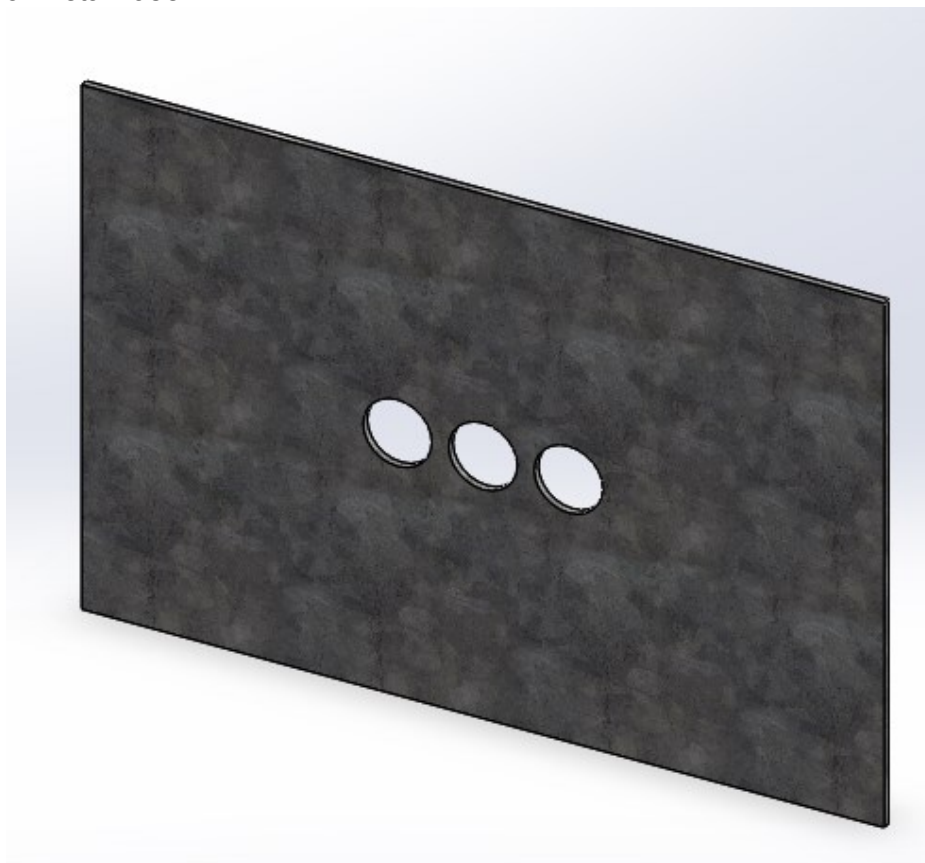


Fuente: Imagen extraída de Solid Works 2016

3.3 Aleta-Base

Es una de las piezas indispensables en la torre, ya que con ella se sostiene la tubería y no tendría ningún grado de libertad está hecha de acero galvanizado para evitar la corrosión, también ayudan a la posición de los tubos y evitan las vibraciones producidas por el flujo del agua.

Figura 3.3: Aleta-Base

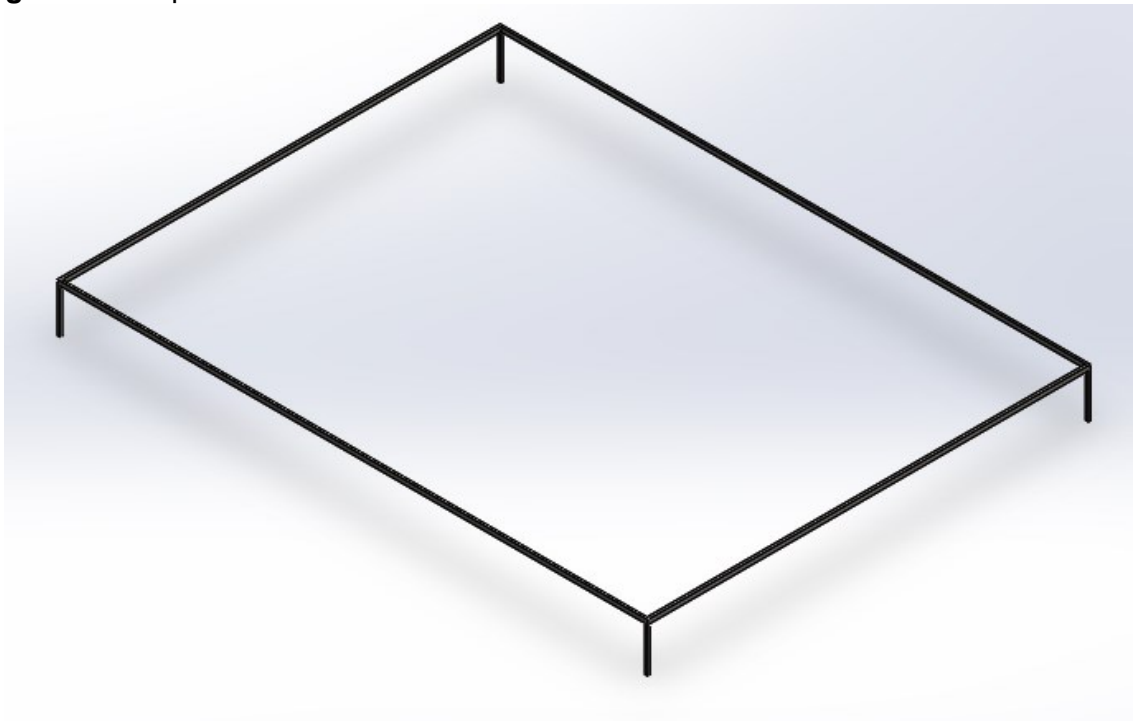


Fuente Imagen extraída de Solid Works 2016

3.4 Soporte

El soporte se encarga de sostener la torre, brindándole estabilidad y un ajuste adecuado para soportar el peso.

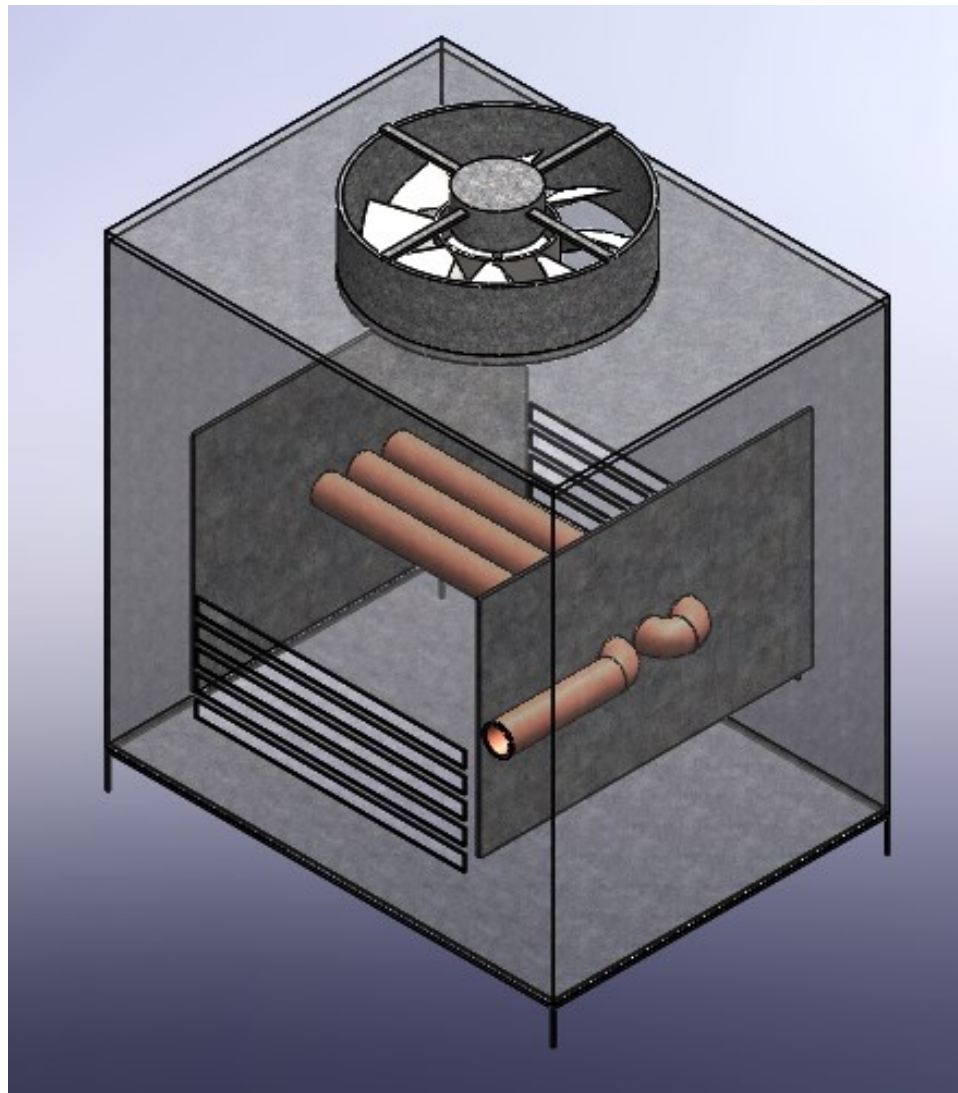
Figura 3.4: Soporte



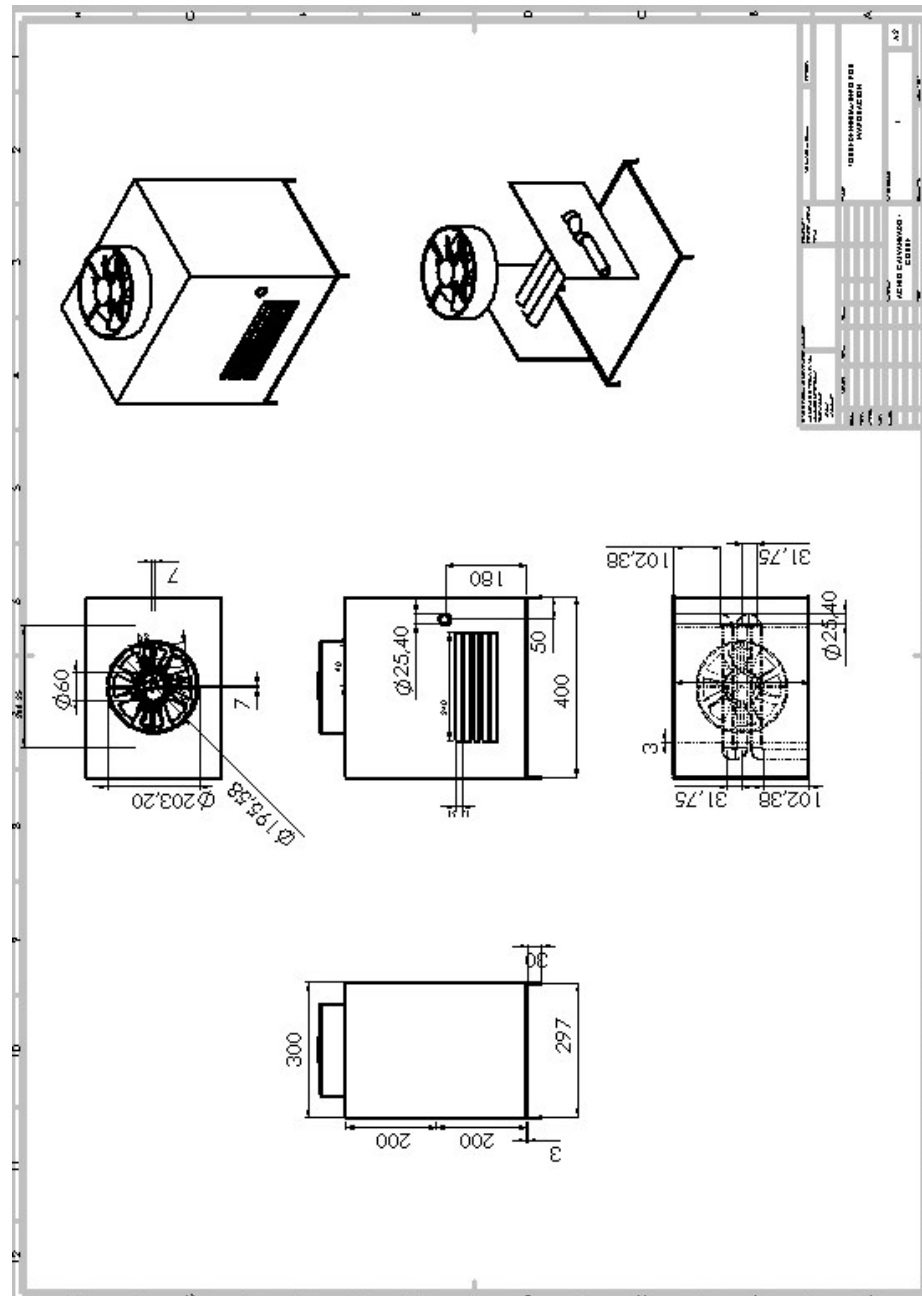
Fuente: Imagen extraída de Solid Works 2016

3.5 Piezas ensambladas

Figura 3.5: Ensamblaje



Fuente: Imagen extraída de Solid Works 2016

Figura 3.6: Planos de la torre

Fuente: Imagen extraída de Solid Works 2016

Capítulo 4: Simulación en los fluidos

La simulación en los fluidos sirve como herramienta para verificar los cálculos realizados, y ayuda para apreciar los cambios termodinámicos y de transferencia de calor ocurridos en los fluidos que trabajan dentro de la torre. La pérdida o variación de temperatura deseada es su principal objetivo como intercambiador de calor.

Se utilizó la herramienta de fluidos CFD (COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS) de Solid Works versión 2016, para poder comprobar el cambio de temperaturas deseado. El software requiere unos requisitos medio-alto por los gráficos y el número de iteraciones, por lo que tiende a demorarse en sus análisis dependiendo la capacidad del ordenador, después de unos minutos entrega los resultados.

4.1 Configuración de la simulación

Como primer paso se configuran las condiciones para las cuales se somete al intercambiador como la temperatura, velocidad y flujo másico de los fluidos involucrados. Se activa la conducción térmica entre sólidos, por defecto el programa excluye las cavidades con las condiciones del flujo las cuales se activan también. También se define la pared exterior de la carcasa como adiabática entre otras de las condiciones generales.

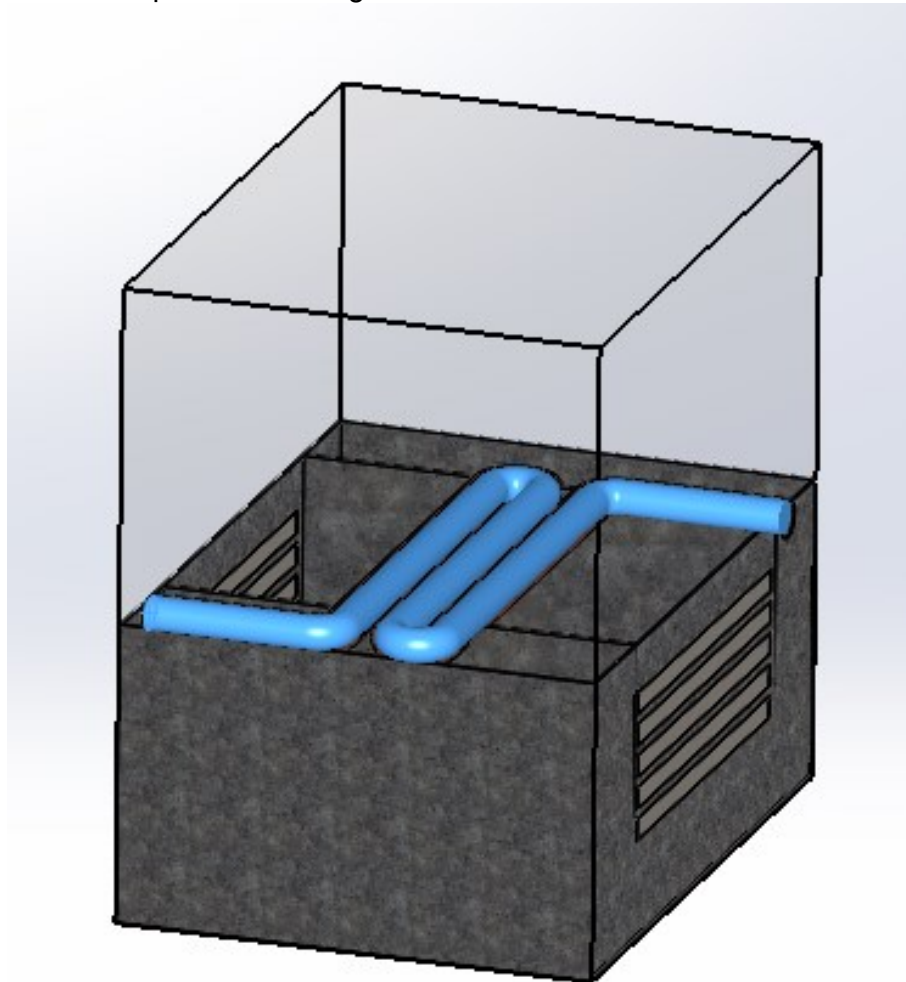
El siguiente paso es añadir el fluido dentro del intercambiador, en este caso vapor de agua y aire, a circular por la tubería y la carcasa. Después se añade los materiales a cada sólido, en el caso de la tubería se escoge el cobre por su buena conducción térmica, y la carcasa y aletas el acero galvanizado para evitar futuras corrosiones.

Ya con estas configuraciones se procede a definir las condiciones de contorno para la entrada y la salida de los fluidos, definiendo flujos másicos de entrada y presiones de ambiente a la salida de los conductos. Por último, se define un enmallado, el cual dará lugar a que los cálculos sean más acertados, pero más demorados o viceversa, este último paso depende de la capacidad del ordenador, sino se cuenta con un ordenador de altos requisitos se pueden reducir las iteraciones o simplemente dejar por defecto el enmallado que ofrece la herramienta.

Las condiciones de frontera y demás configuraciones quedan de la siguiente manera expuesta en las figuras.

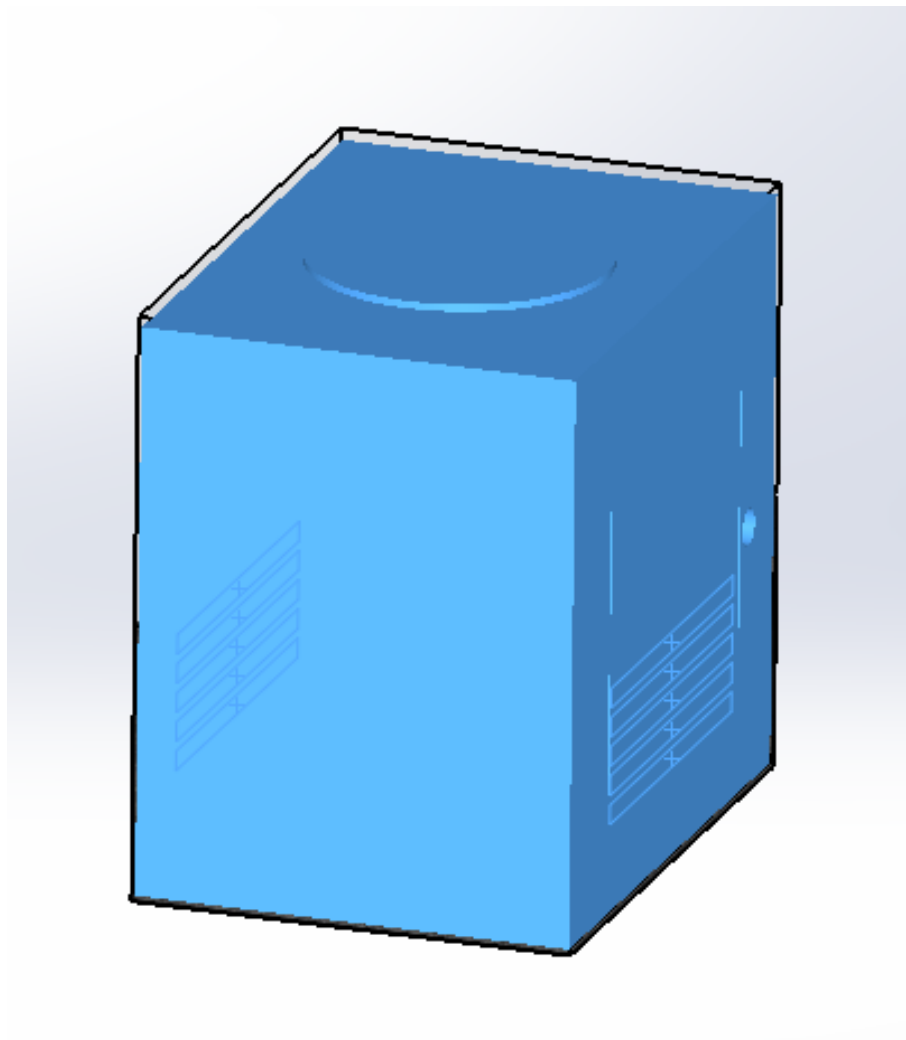
La disposición de los fluidos sobre sus áreas correspondientes se debe visualizar claramente sobre el área o sesión seleccionada, la cual recorren los fluidos circundantes en el interior de la torre (figura 4.11 y figura 4.12).

Figura 4.11: Sesión que recorre el agua.



Fuente: Simulador de fluidos CFD Solid Works 2016

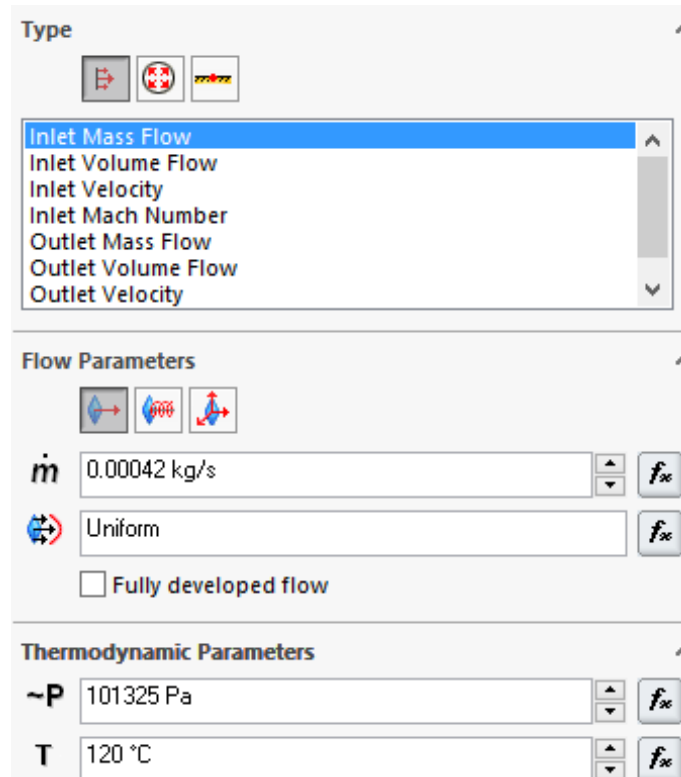
Figura 4.12: Sesión que recorre el aire.



Fuente: Simulador de fluidos CFD Solid Works 2016

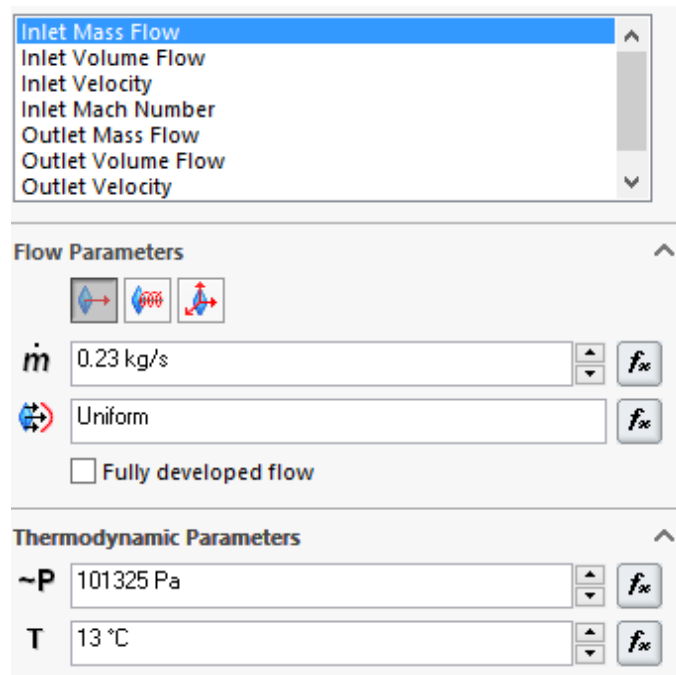
Las condiciones de frontera quedan programadas de la siguiente manera (figura 4.13). Estas representan las condiciones de los fluidos involucrados en la simulación.

Figura 4.13: Condiciones de frontera del agua.



Fuente: Simulador de fluidos CFD Solid Works 2016

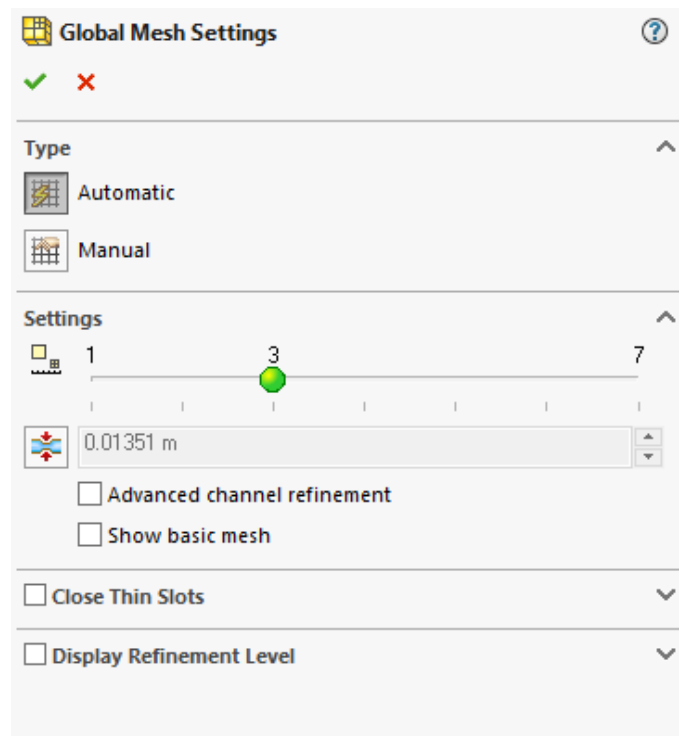
Figura 4.14: Condiciones de frontera del aire.



Fuente: Simulador de fluidos CFD Solid Works 2016

La creación de la malla en la simulación depende del computador utilizado, en este caso el equipo es de gama baja-media, por lo cual se usa el enmallado del software por defecto, ya que las dimensiones no manejan contornos complejos ni muy detallados y son fáciles de sombrear por el enmallado. Se deja el nivel 3 de enmallado por defecto como se muestra en la figura 4.15.

Figura 4.15: Configuración en el enmallado



Fuente: Simulador de fluidos CFD Solid Works 2016

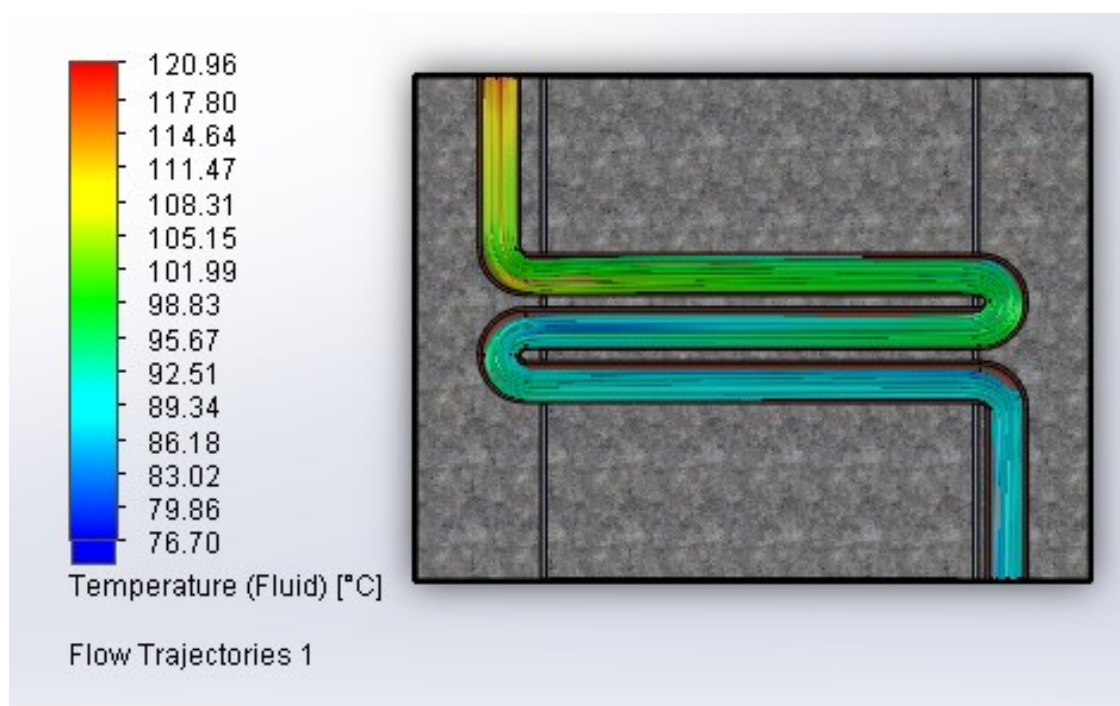
Con las condiciones debidamente configuradas, se procede a correr la simulación. Esta puede durar unas cuantas horas dependiendo el enmallado utilizado y la capacidad del equipo.

Se da clic en el botón "Run" ubicado en la barra de herramientas superior, para dar inicio a la simulación, y se abrirá una ventana contando las iteraciones y mostrando un panel de notificaciones, donde se verifica si hay errores en la configuración de los datos.

Capítulo 5: Resultados y análisis

Una vez terminadas las iteraciones del simulador, se pueden extraer o representar los datos calculados por medio de contornos coloreados o trayectorias de los fluidos.

Figura 5.1: Trayectoria y temperatura del agua

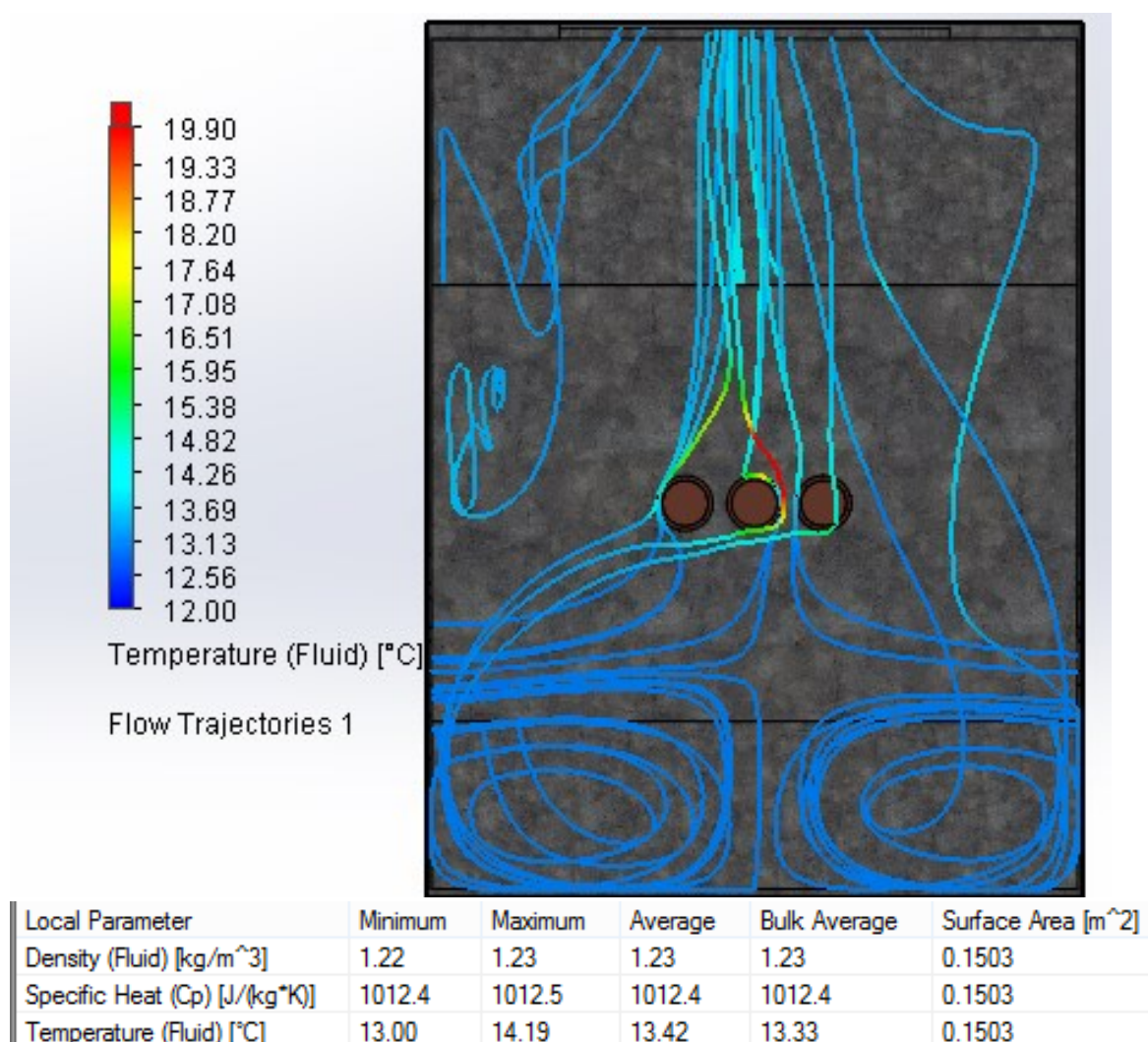


Local Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m ²]
Density (Fluid) [kg/m ³]	0.57	0.60	0.58	0.58	0.0007
Specific Heat (Cp) [J/(kg*K)]	2015.5	11668.5	6841.7	6842.0	0.0007
Temperature (Fluid) [°C]	76.53	120.00	103.30	103.52	0.0007

Fuente: Simulador de fluidos CFD Solid Works 2016

Según los resultados del simulador, el intercambiador refrigera el fluido hasta la temperatura deseada. Se necesitaba refrigerar el agua a 80 grados celsius, pero como la tubería tiene 20 cm adicionales por cuestiones de diseño, se tenía previsto que refrigerara un poco más alcanzando los 77,5 grados celsius.

Figura 5.2: Trayectoria y temperaturas del aire

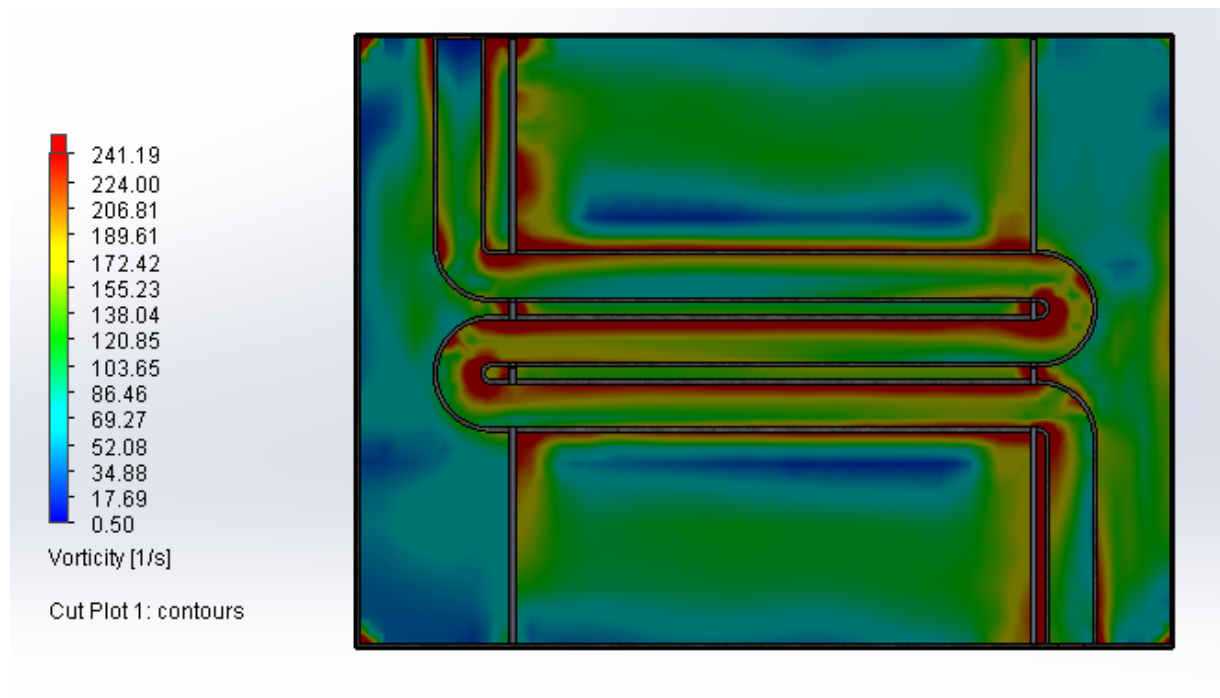


Fuente: Simulador de fluidos CFD Solid Works 2016

Se puede ver la trayectoria del aire que se mantiene a 13 grados en promedio y una pequeña variación en la temperatura calculada a la real de 3°C, por ser un aire muy frío con una humedad alta, la cual no demuestra un cambio menor por tener una area muy abierta y una superficie de intercambio pequeña.

La vorticidad describe la tendencia de algo para girar. La vorticidad ayuda a predecir si el fluido tiene tendencia a ser turbulento, cosa que acá no sucede por ser netamente laminar, más sin embargo es interesante ver en la figura cómo se comporta el fluido. Cabe resaltar que estos datos son calculados por el simulador.

Figura 5.3: Vorticidad



Fuente: Simulador de fluidos CFD Solid Works 2016

Para conocer la transferencia de calor ejercida dentro del intercambiador se resta el calor que entra menos el calor que sale da un resultado de 80 W, desafortunadamente el calor calculado con las formulas da 53 W, el cual varia en 30 W por tratar de aproximarse al promedio. Se sabe que a veces el resultado real puede variar con el calculado por involucrar muchos factores y efectos los cuales presentan escasas en información para permitir la formulación, ya que esta metodología usa números adimensionales buscando encajar en esa tendencia de valores

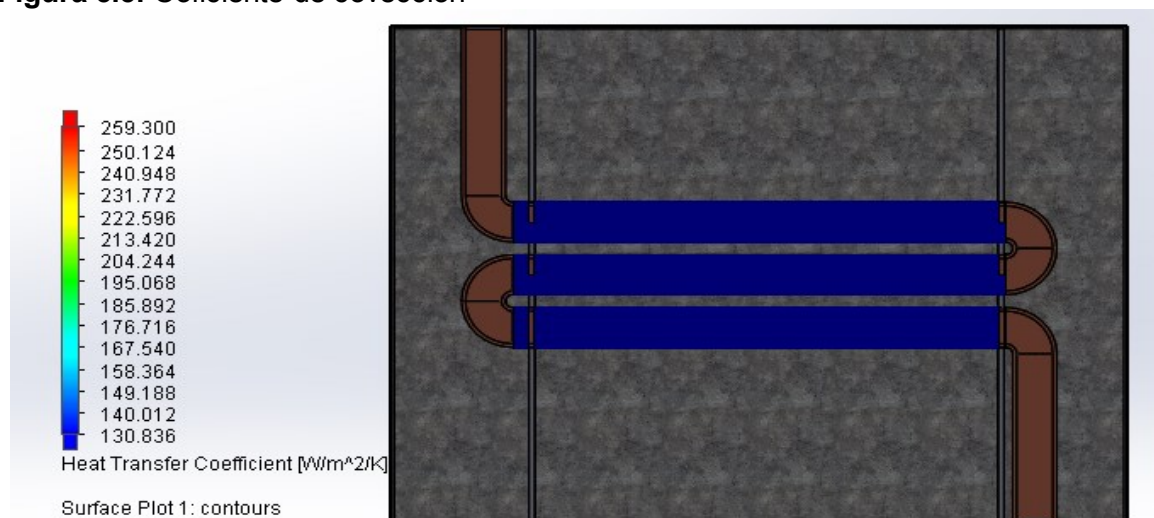
Figura 5.4: Calor de entrada y salida dentro de la tubería

Mass Flow Rate [kg/s]	0.0004
Total Enthalpy Rate [W]	85.062
Mass Flow Rate [kg/s]	-0.0004
Total Enthalpy Rate [W]	-4.713

Fuente: Datos extraídos de la CFD Solid Works 2016.

Ahora se comprueba el coeficiente de convección calculado, el cual corresponde con el de la gráfica por tener un valor promedio de 137 W/m²K.

Figura 5.5: Coficiente de covección



Fuente: Simulador de fluidos CFD Solid Works 2016

Simular involucra modelos subjetivos con varios parámetros y condiciones de trabajo configuradas, de tal manera que los fluidos sean expuestos a estas condiciones demostrando sus cambios y comportamientos. Se evidencia que la simulación es coherente con lo calculado, al demostrar los cambios de temperatura deseados.

A continuación, se muestran otros datos de los fluidos calculados por la simulación:

Figura 5.6: Datos del agua extraídos de la simulación.

Local Parameter	Minimum	Maximum	Average
Density (Fluid) [kg/m ³]	0.57	0.60	0.58
Specific Heat (Cp) [J/(kg*K)]	2015.5	11668.5	6841.7
Temperature (Fluid) [°C]	76.53	120.00	103.30
Total Temperature [°C]	76.53	120.00	103.30
Total Enthalpy [J/kg]	-111291.737	202528.480	104334.766
Fluid Thermal Conductivity [W/(m*K)]	0.0243	0.0261	0.0250

Figura 5.7: Datos del aire extraídos de la simulación.

Local Parameter	Minimum	Maximum	Average
Density (Fluid) [kg/m ³]	1.22	1.23	1.23
Specific Heat (Cp) [J/(kg*K)]	1012.4	1012.5	1012.4
Temperature (Fluid) [°C]	13.00	14.19	13.42
Total Temperature [°C]	13.00	14.19	13.42
Total Enthalpy [J/kg]	288949.206	290119.385	289068.448
Fluid Thermal Conductivity [W/(m*K)]	0.0252	0.0253	0.0252

Fuente: Simulador de fluidos CFD Solid Works 2016.

La transferencia de energía por convección es un fenómeno complicado en donde participan un gran número de efectos, no hay suficiente información para permitir la formulación, ya sea de las ecuaciones diferenciales que lo gobiernan, o de una noción clara y completa del fenómeno al cual se le puedan aplicar leyes fundamentales.

Conclusiones

Por medio de este diseño se quiere orientar y apoyar a los estudiantes, siendo el primer paso en el desarrollo de un equipo de laboratorio con el fin de complementar las teorías vistas en clases. Se sabe que el alcance de este diseño es meramente teórico, por eso se estudiaron y se analizaron muchos libros, tesis, documentos además de tutorías con profesores en el área, para tener idea y certeza de las metodologías y normativas a usar.

Como primera conclusión se establecieron las condiciones climáticas de la ciudad en base a los datos recopilados por el IDEAM, a las cuales estará expuesta la torre de enfriamiento, dando como resultado un aire frío de $13\text{ }^{\circ}\text{C}$ a con una humedad relativa del 76%.

Se logra desarrollar una metodología para el diseño de una torre de enfriamiento por evaporación, prevista para ser usada como equipo de laboratorio, cumpliendo con el objetivo general. Se aplicaron los cálculos aprendidos en las materias de transferencia de calor y termodinámica, y se aplicó la metodología LMTD, donde los cálculos y la metodología se complementan y ofrecen un buen diseño de intercambiadores. Con estos cálculos y balances se estudiaron los comportamientos de los fluidos dentro del intercambiador, despejando los datos necesarios para el diseño mecánico.

Se aplicaron los datos calculados en el diseño del intercambiador con la ayuda del software de diseño mecánico Solid Works. Se detallan los planos del ensamblaje con todas sus medidas y sus materiales.

La simulación arroja como resultados la variación de temperatura deseada del agua ($120\text{ }^{\circ}\text{C} - 80\text{ }^{\circ}\text{C}$) y del aire ($13\text{ }^{\circ}\text{C} - 18\text{ }^{\circ}\text{C}$) y, así como el coeficiente de convección calculado. Demostrando el funcionamiento de la torre y su eficiencia. Estos datos se exponen en un análisis para corroborar lo calculado, dando cumplimiento a los objetivos específicos.

Como conclusión personal el proyecto, fue un reto satisfactorio donde se investigó, se indagó y se evaluó, sin dejar atrás la enseñanza y la destreza obtenida sobre temas de refrigeración, mecánica de fluidos y diseño mecánico, siendo útiles en la industria.

Bibliografía

- Peñaloza J, Urgiles F (2009). Diseño y construcción de un intercambiador de calor de tubería aletada para el laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica. (Tesis de pregrado) escuela superior politécnica de Chimborazo facultad de mecánica. Ecuador
- Mariño O (2018). Diseño de un intercambiador de calor de tubos y carcasa (1-2) para una planta química asociada una fundición de pirometalurgica (Tesis de pregrado) Universidad Politécnica de Madrid
- Guimar A, Sojo D (2006). Desarrollo de un procedimiento de cálculo para diseño térmico de intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubos con cambio de fase. Universidad Central de Venezuela. (Trabajo especial de grado). Venezuela
- Reyes-Rodríguez, Maida Bárbara, Moya-Rodríguez, Jorge-Laureano, Cruz-Fonticiella, Oscar-Miguel, Fírvida-Donéstevéz, Eduardo-Miguel, & Velázquez-
- Pérez, José-Alberto. (2014). Automatización y optimización del diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza mediante el método de Taborek. *Ingeniería Mecánica*
- Zahid H. Ayub. (2005) A new chart method for evaluating single-phase shell side heat transfer coefficient in a single segmental shell and tube heat exchanger.
- F. Vera-García, J.R. García-Cascales, J. González-Maciá, R. Cabello, R. Llopis, D. Sánchez, E. Torrella (2010). A simplified model for shell-and-tubes heat exchangers: Practical application. *Applied Thermal Engineering*, (30) ,1231–1241
- Butterworth David. (2002) Design of shell-and-tube heat exchangers when the fouling depends on local temperature and velocity *Applied Thermal Engineering*, (22), 789-801
- Wang S, Wen J, Yanzhong L. (2009) an experimental investigation of heat transfer enhancement for a shell-and-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, (86), 2079-2087
- Fesanghary M, Damangir E, Soleimani I. (2009) Design optimization of shell and tube heat exchangers using global sensitivity analysis and harmony search algorithm. *Applied Thermal Engineering* (29), 1026–1031

-
- Donohue A. (1949) Heat transfer and pressure drop in heat exchangers. *Ind. Eng. Chem*, (41) 2499-2511.
 - Tinker T. (1951) Shell-side characteristic of shell-and-tube heat exchangers, Parts II, III, and I, in: *Proceedings of General Discussion on Heat Transfer*, Institute of Mechanical Engineers and American Society of Mechanical Engineers, London, New York . 89.
 - Ariel J (2013). *Automatización del diseño y optimización de intercambiadores de calor por el método de Taborek (Trabajo de diploma)*. Universidad Central Marta Abreu de las sevillas
 - Cengel Y, Boles M (ed. 7) (2012) *Termodinámica*. México: MC Graw-Hills
 - Cengel Y, Boles M (ed. 3) (1996) *Transferencia de calor*. México: MC Graw-Hills
 - Roy. J. Dossat, (sf) "Principios de refrigeración,". México: Cecsa
 - Coronado M (2017). *El confort térmico en el proyecto arquitectónico aplicación de la carta psicrometrica*. Ambiental.
 - Kedy.F ,Marco P tesis "Calculo y diseño de un condensador de banco de tubos y flujo cruzado para una planta productora de gasolina".University of New Hampshire.
 - Bowman, R. A., Mueller, A. C., and Nagle, W. M. (1940). Mean Temperature Difference in Design, *Trans.ASME*.
 - Fischer, F. K. (1938). Mean Temperature Difference Correction in Multipass Exchangers, *Ind. Eng. Chem*.
 - Nagle, W.M. (1933). Mean Temperature Difference in Multipass Heat Exchangers, *Ind. Eng. Chem*.
 - M. J. Clarke, "ROOH REVIEUJ," principles of unit operations 2nd edition foust al p. 154.
 - Kakaç, S. (1991). *Boilers, Evaporators and Condensers*, Wiley, New York
 - I. para la D. y A. de E. IDAE, *Guía técnica. Torres de refrigeración*, no. 4, febrero. 2007.
 - Underwood, A. J. V. (1934).The Calculation of Mean Temperature Differencein Multipass Heat Exchangers, *J. Inst. Pet. Technol*.
 - D. Mendoza, A. Roberto, G. Segura, I. Pedro, and P. Montoya, (2016). *Universidad Politécnica Salesiana sede guayaquil carrera de ingeniería industrial*

Previa la obtención del Título de Ingeniero Industrial Título: Diseño y Construcción de un prototipo de Torre de Enfriamiento de Tiro Inducido a Contraflujo. Ecuador

- L. F. García, W. F. Vallejo. (2012). Diseño de una planta piloto didáctica de intercambio térmico”. (Tesis de pregrado). Colombia