

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Diseño de intercambiador de calor de triple tubo para enfriamiento de 8 ton/h de
puré de banano

INGE-2556

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Jervis Ricardo Avila Ronquillo

Roberto Alejandro Zambrano Cagua

Guayaquil - Ecuador

Año: 2024

Dedicatoria

Si has encontrado este documento en algún repositorio de la web buscando información en medio de la madrugada y con sueño, te dedico este trabajo y a todas las personas que creen que no pueden.

Esto representa un largo camino que ha terminado en un archivo digital, confía en ti y en lo que tienes, la clave es relajarse, no pienses en los números, no prestes atención a los demás, estás aquí por algo.

Roberto Zambrano y Ricardo Avila

Agradecimientos

Gracias, mamá, en todas mis acciones de esfuerzo y cariño, siempre estarás tú, son el resultado de lo que me has enseñado y gracias, papá, sé que para ti ha sido difícil, gracias por enseñarme con tenacidad las responsabilidades de un hombre, que suerte tan grande tenerlos como padres. Gracias Daphnet, te amo, gracias por ser ese colchón tan acogedor después de cada largo día de enfrentamientos con la vida. Que precioso fue conocerte.

Gracias a mis amigos, Juanma y Daniel, por brindarme la mejor experiencia en este viaje de 5 años tan hermoso. Gracias Juanse, por animarme y estar ahí siempre apoyándome en cruzar ese puente.

Finalmente, gracias, Ricardo, todos estos años fueron divertidos, gracias por tu apoyo y tu esfuerzo.

Roberto Zambrano

Declaración Expresa

Nosotros Jervis Ricardo Avila Ronquillo y Roberto Alejandro Zambrano Cagua acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores.

La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de mi/nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 17 de mayo del 2024.



Jervis Ricardo Avila Ronquillo



Roberto Alejandro Zambrano Cagua

Evaluadores

Phd. Angel Diego Ramirez Mosquera

Profesor de Materia

MSc. Gonzalo Rodolfo Zabala Ortiz

Tutor de proyecto

Resumen

El presente informe muestra los resultados del diseño de un intercambiador de calor de triple tubos concéntricos que enfría 8 ton/h de puré de banano usando un caudal de agua para una empresa de la industria alimenticia del mercado ecuatoriano. Se plantearon tres alternativas distintas para abordar el problema, tras una valoración de criterios se decidió diseñar el intercambiador en contraflujo. Para el cálculo de la longitud del intercambiador se utilizó el método de “*Temperatura media logarítmica*” tratando el puré de banano como un fluido muy viscoso por la ley de poder de fluidos no newtonianos. Se determinó que, para los requerimientos del cliente, la longitud debe ser de cuarenta y cinco metros. Posterior, se dimensionó un sistema de bombeo de agua adecuado a la demanda energética del proyecto, se seleccionó una bomba hidráulica y se realizaron planos de: CAD y PI&D mostrando los accesorios necesarios del sistema de bombeo y el intercambiador. Se realizó una simulación para validar el resultado, y una cotización del proyecto. Se concluyó que el intercambiador es adecuado para la producción, y se recomendó realizar un estudio más profundo sobre los efectos de un turbulador con una geometría específica en la transferencia de calor del fluido.

Palabras Clave: Intercambiador, transferencia de calor, coeficiente convectivo, reología, energía.

Abstract

This report shows the results of the design of a concentric triple tube heat exchanger that cools 8 tons/h of banana puree using a water flow for a business in the food industry of the Ecuadorian market. Three different alternatives were proposed to solve the problem, after evaluating of criteria it was decided to design the exchanger in counterflow. To calculate the length of the exchanger, the “Logarithmic mean temperature” method was used, treating the banana puree as a viscous fluid by the power law of non-Newtonian fluids. It was determined that, for the client's requirements, the length should be forty-five meters. Subsequently, a water pumping system was sized appropriate to the energy demand of the project, a hydraulic pump was selected, and CAD and PI&D drawings were made showing the necessary accessories for the pumping system and the exchanger. A simulation was carried out to validate the result, and a project quote was made. It was concluded that the exchanger is suitable for production of the business, and further study on the effects of a turbulator with a specific geometry on fluid heat transfer was recommended.

Keywords: Exchanger, heat exchanger, convective coefficient, rheology, energy.

Índice general

Evaluadores	i
Resumen	ii
Abstract	iii
Abreviaturas	vi
Simbología	vii
Índice de figuras	ix
Índice de tablas	x
Capítulo 1.....	0
1.1 Introducción	1
1.2 Descripción del Problema	2
1.3 Justificación del Problema	3
1.4 Objetivos	4
1.4.1 Objetivo general	4
1.4.2 Objetivos específicos	4
1.5 Marco teórico	5
Capítulo 2.....	13
2. Metodología.	14
2.1. Alternativas de diseño	14
2.1.2. Alternativa 2	15
2.1.3. Alternativa 3	16
2.2 Selección de diseño conceptual.....	18
2.3 Diagrama de flujo.....	21
2.4 Diseño conceptual	22
2.5 Metodología de diseño	24
2.6. Normativas (ASME B31.3 PIPING / TEMA INTERCAMBIADOR)	36
Capítulo 3	38
3.1. RESULTADOS.....	39
3.1.1. Condiciones iniciales.....	39
3.1.2. Ficha técnica del intercambiador.....	41
3.1.3. Evaluación de costos	42
3.1.4. Cálculos energéticos.....	45

3.1.5. Diseño del sistema de bombeo	46
3.1.6. Simulación.....	47
3.2. Análisis de resultados	48
Capítulo 4	54
4.1. Conclusiones y recomendaciones.....	55
4.1.1. Conclusiones	55
4.1.2. Recomendaciones.....	56
BIBLIOGRAFÍA.....	58
Apéndice A	62
Apéndice B	79
Apéndice C.....	80
Apéndice D.....	82

Abreviaturas

CAD	Diseño asistido por computadora
PI&D	Piping and Instrumentation Diagram
LMTD	Logarithmic Mean Temperature Difference
AISI	American Iron and Steel Institute
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Associations
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ISO	International Organization for Standardization
NPSH	Net positive suction height

Simbología

Ton	Tonelada
kg	Kilogramo
m	Metro
h	Hora
s	Segundo
$^{\circ}C$	Grado Celsius
K	Kelvin
m	Metro
mm	Milímetros
N	Newton
W	Wattios
Pa	Pascal
\dot{m}	Flujo másico
ρ	Densidad del fluido/material
T	Temperatura
C_p	Calor específico
k	Conductividad térmica
μ	Viscosidad
n	Índice de comportamiento del fluido
m	Índice de consistencia del fluido
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds
ε	Rugosidad absoluta

q	Flujo de calor
\dot{V}	Flujo volumétrico
v	Velocidad
Nu	Número de Nusselt
f	Factor de fricción
D	Diámetro
h	Coefficiente convectivo
U	Coefficiente global de transferencia de calor
L	Longitud
g	Gravedad
P	Presión
T	Torque
η	Eficiencia
z	Altura
H	Cabezal
ω	Velocidad angular

Índice de figuras

Figura 1. Representación simplificada de un intercambiador de calor de tubos concéntricos	6
Figura 2. Representación de un segmento de un intercambiador de triples tubos concéntricos	7
Figura 3. Curvas de temperatura de dos flujos paralelos de un intercambiador de doble tubo	10
Figura 4. Curvas de temperatura de dos fluidos en contraflujo de un intercambiador de doble tubo.....	11
Figura 5. Representación de un intercambiador de calor de triple tubos concéntricos con flujos paralelos	14
Figura 6. Distribución de temperatura entre el fluido del tubo interno y el anular con sentido paralelo	15
Figura 7. Distribución de temperatura entre el fluido del tubo externo y el anular con sentido paralelo	15
Figura 8. Representación de un intercambiador de calor de triple tubos concéntricos con el fluido anular en contraflujo con los demás.....	16
Figura 9. Distribución de temperatura entre el fluido del tubo interno y el anular con sentido contrario.....	16
Figura 10. Distribución de temperatura entre el fluido del tubo externo y el anular con sentido contrario	16
Figura 11. Representación de un intercambiador de calor de triple tubos concéntricos con el fluido interior en contraflujo con los demás	17
Figura 12. Distribución de temperatura entre el fluido del tubo interno y el anular con sentido contrario	17

Figura 13. <i>Distribución de temperatura entre el fluido del tubo externo y el anular con sentido paralelo</i>	17
Figura 14. <i>Diagrama de flujo para diseño de intercambiador de calor y sistema de bombeo de agua</i>	21
Figura 15. <i>Diseño conceptual del intercambiador de calor</i>	23
Figura 16. <i>Diagrama de balance energético del intercambiador de calor</i>	25
Figura 17. <i>Resultado de comportamiento térmico de la superficie del intercambiador</i>	47

Índice de tablas

<i>Tabla 1. Valoración de alternativas en matriz de decisiones</i>	19
<i>Tabla 2. Condiciones iniciales para el diseño del intercambiador de triple tubo.....</i>	39
<i>Tabla 3. Diámetros comerciales seleccionados para la construcción del intercambiador.....</i>	41
<i>Tabla 4. Velocidades y caudales característicos del intercambiador</i>	42
<i>Tabla 5. Cotización de los materiales necesarios para ejecución del proyecto.</i>	42
<i>Tabla 6. Variables calculadas del intercambiador.....</i>	45
<i>Tabla 7. Características destacables del dimensionamiento del sistema de bombeo.</i>	46

Capítulo 1

1.1 Introducción

El proceso de enfriamiento del puré de banano es una fase importante para poder asegurar la calidad del producto durante su respectivo procesamiento alimenticio. Este procedimiento previene el crecimiento de bacterias y asegura el control siendo al primer paso de la cadena de frío, para posteriormente conseguir un almacenamiento óptimo sin provocar cambios abruptos en la reología del banano.

La solución para poder abordar el proceso de reducción de temperatura consiste en diseñar un intercambiador de calor de triple tubo concéntrico considerando que el material de los tubos es acero inoxidable de grado alimentación para evitar contaminantes en el producto. Este intercambiador es un equipo que se compone de dos perfiles que contienen el flujo de enfriamiento (exterior e interior) y un perfil con el flujo del producto a enfriar (anular), a partir de esto se analizarán las direcciones de los flujos de enfriamiento para poder encontrar la configuración de intercambio calórico que requiera menor consumo energético.

El sistema opera en un circuito cerrado; una bomba de agua, seleccionada a partir del análisis de cabezal requerido del sistema, encontrando el punto de operación, además de tener en cuenta los parámetros de eficiencia y potencias involucradas, logrará proporcionar el cabezal necesario para suministrar el caudal requerido al equipo de intercambio de calor consiguiendo superar la presión de una torre de enfriamiento completando el ciclo del proceso y las pérdidas por fricción que llegará a generar el intercambiador.

1.2 Descripción del Problema

El proceso de producción del puré de banano comprende una serie de etapas que involucran mecanismos de transferencia de calor para preservar la calidad del producto. Por la rápida tasa de oxidación de la pulpa, cada fase debe cumplir estrictos parámetros de temperatura. Una de estas partes es el enfriamiento post-pasteurización de la sustancia, donde se utiliza una serie de intercambiadores de calor para bajar la temperatura del producto de forma progresiva.

El diseño del intercambiador de calor de triple tubo anular como una de las partes de la fase de enfriamiento es importante para disminuir la temperatura del puré de banano sin comprometer su calidad. Debido a que el producto tendrá como destino el consumo alimenticio, se procura conservar las propiedades nutricionales. Un aumento o caída brusca de temperatura puede afectar no solo el valor nutricional sino también perjudicar el alimento en términos de calidad, lo que, representaría una pérdida de recursos para la cadena de producción.

En este proyecto, el puré de banano ingresa al intercambiador con un flujo másico de 8 ton/hora y una temperatura entre 130 °C y debe salir dentro de un intervalo entre 90 – 95 °C. El fluido refrigerante que se usa es agua bombeada desde una torre de enfriamiento ubicada a cuarenta metros del lugar de instalación del intercambiador. La temperatura de ingreso es de 24 °C, y por normativa ambiental, es deseable una temperatura de salida cercana a los 30 °C.

El área destinada para la instalación del intercambiador es de tres metros de longitud y 3 metros de ancho. Debido a que se dispone de varias configuraciones de flujo entre sustancias; paralelo, y contraflujo, el diseño debe probar la combinación óptima de intercambio de calor entre flujos que permita el ahorro de energía y recursos.

1.3 Justificación del Problema

El puré de banano es una sustancia con alto valor nutricional, siendo una fuente valiosa en vitaminas, minerales y antioxidantes. Su procesamiento y conservación óptimos son esenciales para mantener la calidad y valor nutritivo. En este contexto, el diseño de un sistema de enfriamiento eficiente para su procesamiento es importante, ya que la calidad del producto depende de que los parámetros de producción se cumplan rigurosamente en cada etapa del proceso.

Para el diseño se requiere especialmente que el intercambiador sea de triple tubo anular por tres principales razones: La primera es que, el espacio anular por donde pasa el flujo de agua interno se compone de un turbulador con aletas que permiten mejorar la transferencia de calor, la segunda es porque el puré de banano es una sustancia de alta viscosidad y el tipo de intercambiador favorece la eficiencia, y la tercera es por facilidades de mantenimiento, ya que el desmontaje del equipo es más versátil en relación con otras alternativas de intercambiadores.

El agua como fluido refrigerante representa una alternativa adecuada por su facilidad de consumo y su alta capacidad calorífica que permite disipar más calor por cantidad de masa en relación con otros fluidos. Adicional, el cálculo de la capacidad de bombeo de agua de torre es importante para garantizar el funcionamiento adecuado del sistema de enfriamiento. Un bombeo óptimo asegura que el intercambiador de calor opere dentro de los parámetros deseados, manteniendo un flujo constante y adecuado de agua, esencial para la eficiencia del proceso de enfriamiento y ahorro de recursos.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Diseñar un sistema de enfriamiento que consta de un intercambiador de calor de triple tubo concéntrico para un flujo de producto de 8 ton/h, que incluye la selección de bomba y dimensionamiento de tubería de transporte mediante métodos teóricos y modelos de simulación de ANSYS Fluent Student asegurando las condiciones de salida de sustancia que mantengan la calidad del producto.

1.4.2 Objetivos específicos

- Seleccionar y dimensionar adecuadamente la bomba para abastecimiento de agua del intercambiador de calor asegurando la máxima eficiencia posible y ahorro de recursos energéticos.
- Evaluar el intercambio de calor entre el puré de banano y el agua como fluido refrigerante bajo condiciones operativas usando simulación por computadora para diferentes configuraciones de flujo: Contraflujo y paralelo.
- Desarrollar una ficha técnica registrando los resultados del diseño para la construcción del intercambiador de triple tubo.
- Realizar planos CAD y PI&D mostrando visualmente los resultados del diseño.

1.5 Marco teórico

Intercambiador de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo usado para transferir energía térmica (entalpía) entre dos o más fluidos, en los que existe un gradiente de temperatura y están en contacto térmico (Shah y Sekulic, 2003). Los intercambiadores están presentes en la mayoría de los procesos industriales, sus aplicaciones y alcances son muy variados; desde enfriamiento o calentamiento de un fluido hasta esterilización, pasteurización, destilación de productos, entre otros.

La clasificación de los intercambiadores es amplia, sin embargo, es posible distinguir dos grupos principales de acuerdo con el método de intercambio de calor entre los fluidos, es decir, si la transferencia de energía se produce a través de una pared o si es intermitente, estos son: Recuperadores y regeneradores.

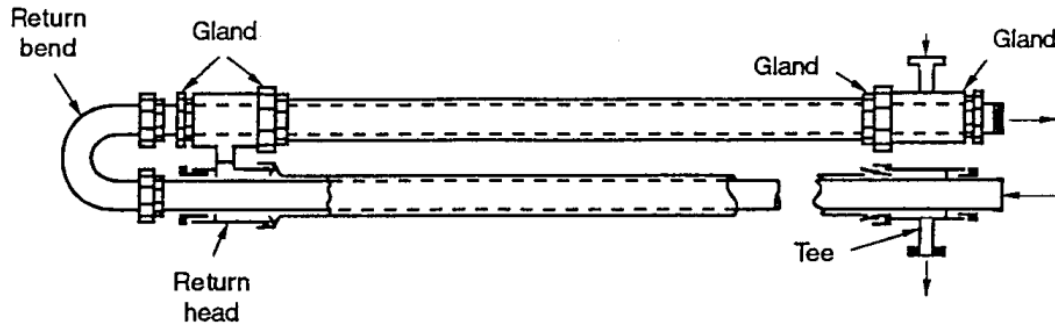
Los recuperadores están separados por una superficie de transferencia de calor e idealmente no se mezclan, por citar algunos de estos ejemplos: condensadores, radiadores de automóviles, precalentadores de aire. Por otro lado, los regeneradores almacenan energía y la liberan a través de una superficie o matriz, por citar algunos de estos ejemplos; torre de enfriamiento, y economizador.

Cuando los fluidos de intercambio no son miscibles entre sí, la pared separadora puede ser retirada y la interfaz que se produce actúa como superficie de transferencia de calor. Estos intercambiadores son denominados abiertos porque los fluidos hacen contacto.

La configuración más simple de un intercambiador de calor consiste en dos tubos concéntricos por donde pasan dos fluidos con propiedades diferentes respectivamente. La dirección de cada uno puede darse de dos maneras: paralelo, y contraflujo (Incropera y DeWitt, 1999).

Figura 1

Representación simplificada de un intercambiador de calor de tubos concéntricos



Nota. La imagen representa las entradas y salidas de un intercambiador de calor de tubos concéntricos en contraflujo. Tomado de *Fundamentals of heat exchanger design* (p.22), por R. K. Shah, & D. P. Sekulic, 2003, John Wiley & Sons, Cop.

En la figura 1 los fluidos de intercambio de energía están en contraflujo. El fluido del tubo externo ingresa por la parte superior, mientras que el interior ingresa por la parte inferior. Esta configuración incide en la eficiencia del intercambio de calor, sin embargo, no depende únicamente de la dirección, sino también de otros parámetros como: velocidad de flujo, propiedades de los fluidos, y material de pared. Idealmente, en contraflujo se producirá intercambio de calor óptimo, pero en la selección y diseño se analizan otras variables de igual o mayor importancia.

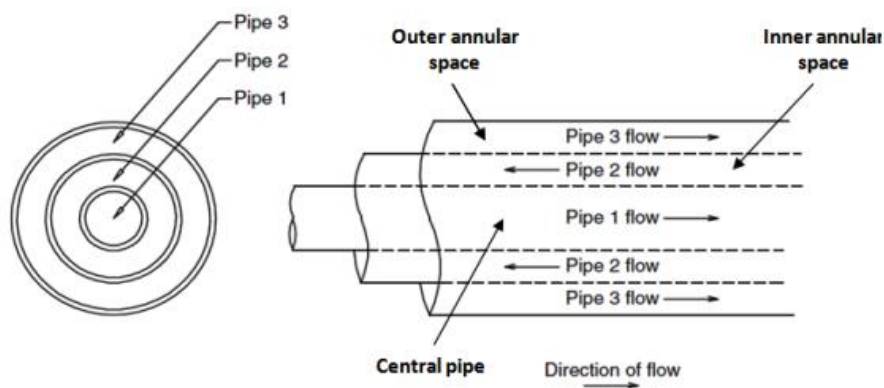
Los intercambiadores de doble tubo concéntrico son adecuados para aplicaciones de enfriamiento o calentamiento en procesos que requieren pequeñas áreas de transferencia de calor hasta 50 m^2 , en algunos casos también son conocidos como “intercambiadores de horquillas”, se presentan cuando uno de los fluidos es gas, un líquido viscoso, o simplemente tienen un volumen bajo. (Perez, A y Perez, E, 2019).

Cuando se trata de un fluido con una gran viscosidad y se requiere una mayor área de transferencia de calor, es conveniente modificar el diseño de dos tubos en uno de tres tubos concéntricos. Con un espacio anular en el que, por lo general, se hace circular el fluido más viscoso. El diseño permite una eficiente transferencia de calor puesto que optimiza el área de contacto de los fluidos y minimiza las pérdidas de energía (Ghiwala y Matawla, 2014).

Generalmente, el orden de los fluidos con respecto a los tubos es el siguiente: A través del tubo interno circula el fluido más caliente, seguido por el espacio anular o tubo intermedio donde el fluido tiene menor energía en relación con el primero, y por último el tubo externo en el que fluido es el más frío entre los tres. Esta configuración es ideal y puede ajustarse de acuerdo con las necesidades del diseño.

Figura 2

Representación de un segmento de un intercambiador de triples tubos concéntricos



Nota. La figura presenta dos vistas de un segmento de un intercambiador de triple tubos donde el fluido anular viaja en contraflujo en relación con los demás. Tomado de *Sizing of triple concentric pipe heat exchanger* (p.1683). nbspTejas M. Ghiwala & V. k. M. nbspDr, 2014, International Journal of Engineering Development and Research, 2(2), 1683–1692.

La figura 2 muestra de manera simplificada los flujos de un intercambiador de triple tubo concéntrico. La ventaja principal de este diseño es la capacidad de manejar grandes

diferencias de temperatura entre los fluidos y la posibilidad de realizar procesos complejos de transferencia de calor en una sola unidad compacta. Además, los intercambiadores de triple tubo concéntrico son óptimos en aplicaciones donde se requiere una alta eficiencia térmica y una capacidad de control preciso de la temperatura, especialmente en las industrias química, farmacéutica y alimenticia.

El diseño concéntrico también facilita el mantenimiento y la limpieza, ya que cada tubo puede ser accesible independientemente (Çengel et al., 2018). Sin embargo, la complejidad del diseño puede implicar un costo de fabricación más elevado en comparación con intercambiadores de calor más simples. A pesar de esto, la eficiencia y versatilidad de los intercambiadores de triple tubo concéntrico los convierten en una opción atractiva para aplicaciones industriales avanzadas donde la precisión térmica y la eficiencia son cruciales.

Mecanismos de transferencia de calor

Conducción

La conducción es el proceso de transferencia de calor a través de una sustancia debido a la interacción entre sus partículas más energéticas y las menos energéticas (Incropera y DeWitt, 2007, p.78). Este mecanismo se explica mejor considerando un gas donde existe un gradiente de temperatura.

Las moléculas de gas con mayor energía (y, por lo tanto, a mayor temperatura) transfieren energía a las moléculas con menor energía a través de colisiones. Este flujo de energía se realiza siempre en la dirección del gradiente de temperatura, es decir, del área de mayor temperatura a la de menor temperatura (Çengel et al., 2018).

En líquidos, la transferencia de energía por conducción es similar, pero las interacciones moleculares son más frecuentes debido a la proximidad de las moléculas. En sólidos, la

conducción se atribuye a las vibraciones de la red cristalina (ondas de red) y, en conductores eléctricos, también a la transferencia de energía por electrones libres.

La ley de Fourier describe cuantitativamente la transferencia de calor por conducción, expresando la tasa de transferencia de calor como proporcional al gradiente de temperatura.

Convección

La convección involucra la transferencia de calor por el movimiento de un fluido. Este proceso se divide en dos mecanismos: difusión (movimiento aleatorio de moléculas) y advección (movimiento a granel del fluido) (Incropera y DeWitt, 2007, p.180).

La convección ocurre cuando un fluido en movimiento interactúa con una superficie a diferente temperatura, desarrollándose una capa límite hidrodinámica (donde la velocidad del fluido varía) y una capa límite térmica (donde la temperatura del fluido varía). Cerca de la superficie, donde la velocidad del fluido es baja, la transferencia de calor es dominada por la difusión.

A medida que la capa límite crece en la dirección del flujo, el calor conducido a esta capa se transfiere al fluido exterior. La convección se clasifica en forzada (inducida por medios externos como ventiladores o bombas) y libre (inducida por fuerzas de flotabilidad debido a diferencias de densidad por variaciones de temperatura) (Çengel et al., 2018).

Radiación

La radiación es la transferencia de energía a través de ondas electromagnéticas, que puede ocurrir incluso en el vacío. Los sólidos, líquidos y gases emiten energía radiante debido a cambios en las configuraciones electrónicas de sus átomos o moléculas (Incropera y DeWitt, 2007, p. 325).

La cantidad de energía emitida por una superficie se mide por su poder emisivo y sigue la ley de Stefan-Boltzmann, que establece que la energía emitida por un cuerpo negro es proporcional a la cuarta potencia de su temperatura absoluta (Çengel et al., 2018).

Las superficies reales emiten menos energía que un cuerpo negro y se describe por su emisividad. La radiación también puede ser absorbida por una superficie, incrementando su energía térmica, dependiendo de su absorptividad.

En muchos problemas de ingeniería, los líquidos se consideran opacos y los gases transparentes a la radiación. Un caso particular es el intercambio de radiación entre una pequeña superficie y una mucho más grande e isoterma, donde la irradiación puede aproximarse a la emisión de un cuerpo negro a la temperatura de la superficie grande.

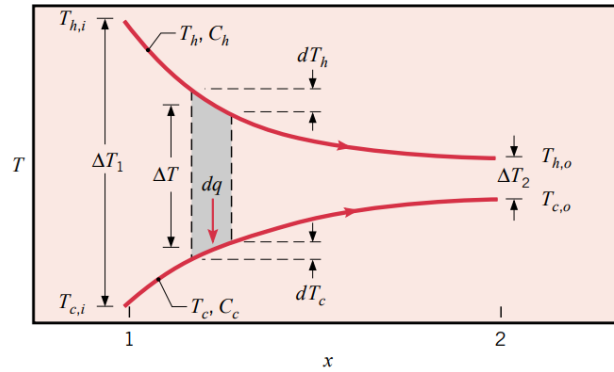
Método LMTD – Cálculo de temperatura media logarítmica

Diseñar un intercambiador de calor requiere de un análisis energético del sistema que permita relacionar distintas variables a través de ecuaciones para el dimensionamiento y selección de materiales. El principal mecanismo de transferencia de calor involucrado en la teoría de intercambiadores es la convección. Naturalmente, la conducción y la radiación son asumidas como despreciables.

Como es intuitivo a lo largo de las tuberías las temperaturas varían en función de la velocidad, y las propiedades de los fluidos. Las siguientes gráficas muestra las curvas de temperaturas de dos fluidos en función del tiempo de un intercambiador de tubos concéntrico.

Figura 3

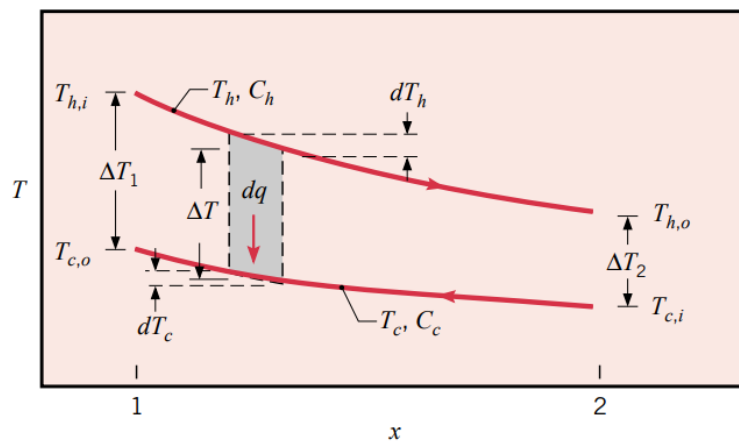
Curvas de temperatura de dos flujos paralelos de un intercambiador de doble tubo



Nota. El comportamiento de las curvas de variación de temperatura tiene tendencia logarítmica.
 Tomado de *Fundamentals of heat and mass transfer* (p.677), por F. P. Incropera, & D. P. DeWitt, 2007, John Wiley & Sons, Cop.

Figura 4

Curvas de temperatura de dos fluidos en contraflujo de un intercambiador de doble tubo



Nota. El comportamiento de las curvas de variación de temperatura tiene tendencia logarítmica.
 Tomado de *Fundamentals of heat and mass transfer* (p.679), por F. P. Incropera, & D. P. DeWitt, 2007, John Wiley & Sons, Cop.

Como se aprecia en las figuras 3 y 4 las curvas tienen una tendencia logarítmica que puede ser descrita mediante la ecuación 1.1:

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln (\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (1.1)$$

A partir de esta es posible definir el calor de convección de un sistema con la ecuación 1.2:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LM} \quad (1.2)$$

Donde “A” es el área longitudinal del tubo, por tanto, se relaciona directamente con el diámetro y la longitud, las dos variables de interés en el diseño. Por otro lado, “U” corresponde al coeficiente convectivo promedio del sistema.

Capítulo 2

2. Metodología.

2.1. Alternativas de diseño

Parte del desarrollo de diseño es el planteamiento de alternativas que permitan llegar a la solución más adecuada en términos de requerimiento y eficiencia. En este proyecto se plantearon tres posibles soluciones basadas en la dirección relativa de los fluidos entre sí. Es conocido tanto teórico como experimental que, en un intercambiador de calor, la tasa de transferencia de energía térmica varía en función de la configuración de los flujos.

Como ya se ha mencionado el intercambiador de triple tubos concéntricos utilizará dos fluidos: Agua y puré de banano, el primero pasa por el tubo exterior, e interior, mientras que el segundo ocupa el espacio anular, por esto, se ha planteado tres configuraciones distintas de flujos entre sí.

2.1.1. Alternativa 1

Todos los fluidos viajan en la misma dirección. Esta configuración corresponde a la más simple de un intercambiador de calor como se muestra en la figura 5. Las curvas de variación de la temperatura en función del tiempo para flujo paralelo entre interno-anular y paralelo entre externo-anular pueden apreciarse mediante las figuras 6 y 7 respectivamente.

Figura 5

Representación de un intercambiador de calor de triple tubos concéntricos con flujos paralelos

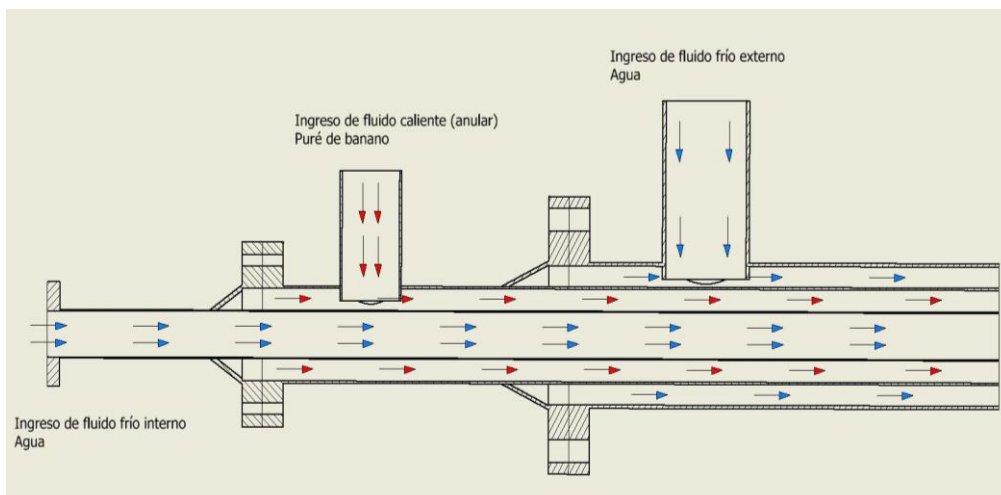


Figura 6

Distribución de temperatura entre el fluido del tubo interno y el anular con sentido paralelo

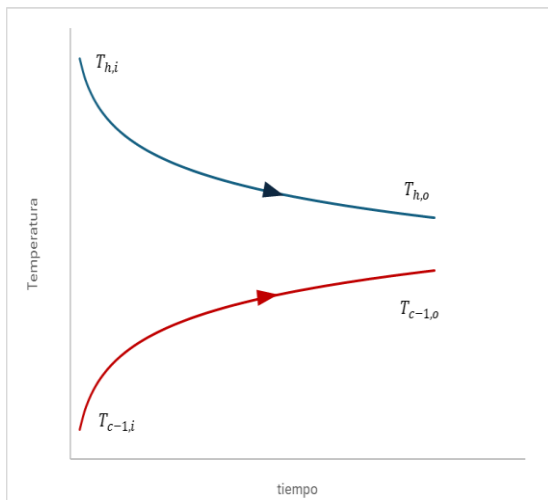
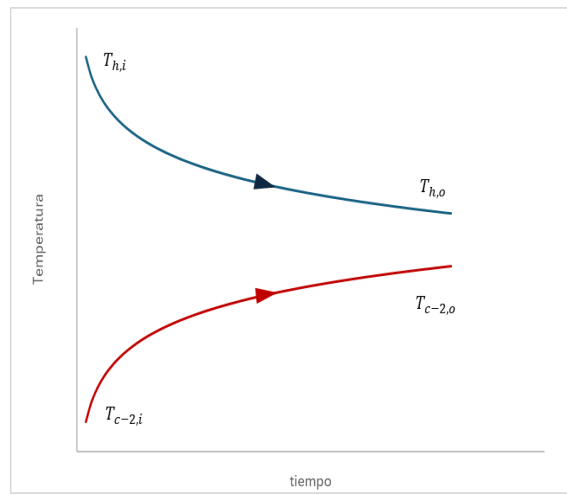


Figura 7

Distribución de temperatura entre el fluido del tubo externo y el anular con sentido paralelo



2.1.2. Alternativa 2

El fluido anular circula en contraflujo en relación con los fluidos del tubo externo e interno. Esta configuración es presentada mediante la figura 8 e idealmente corresponde a la más eficiente en términos de tasa de transferencia de calor. Las curvas de variación de la temperatura en función del tiempo para contraflujo entre interno-anular y contraflujo entre externo-anular pueden apreciarse mediante las figuras 9 y 10 respectivamente.

Figura 8

Representación de un intercambiador de calor de triple tubos concéntricos con el fluido anular en contraflujo con los demás en contraflujo con los demás

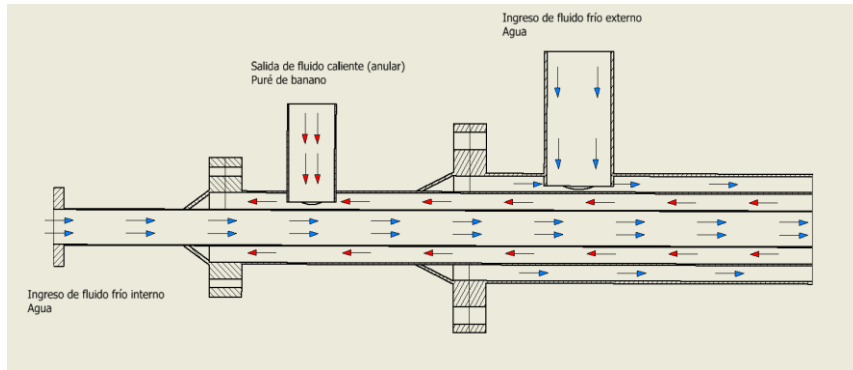


Figura 9

Distribución de temperatura entre el fluido del tubo interno y el anular con sentido contrario

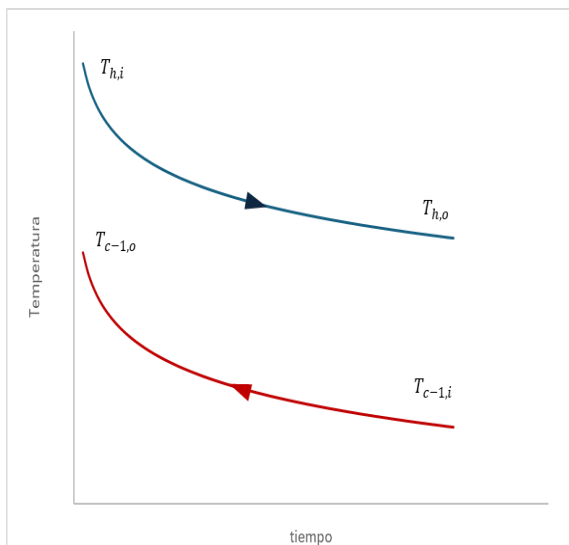
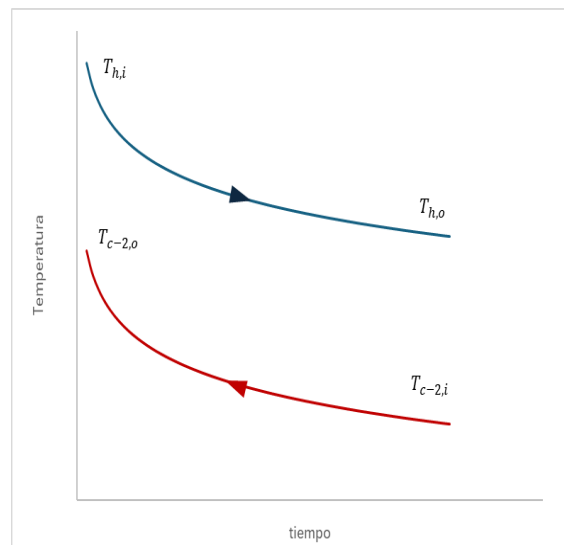


Figura 10

Distribución de temperatura entre el fluido del tubo externo y el anular con sentido contrario



2.1.3. Alternativa 3

El fluido interno (agua) circula en contraflujo con el anular (puré de banano) y el externo (agua). Esta configuración es presentada en la figura 11 y las curvas de variación de la

temperatura en función del tiempo para contraflujo entre interno-anular y flujo paralelo entre externo y anular pueden apreciarse mediante las figuras 12 y 13 respectivamente.

Figura 11

Representación de un intercambiador de calor de triple tubos concéntricos con el fluido interior en contraflujo con los demás

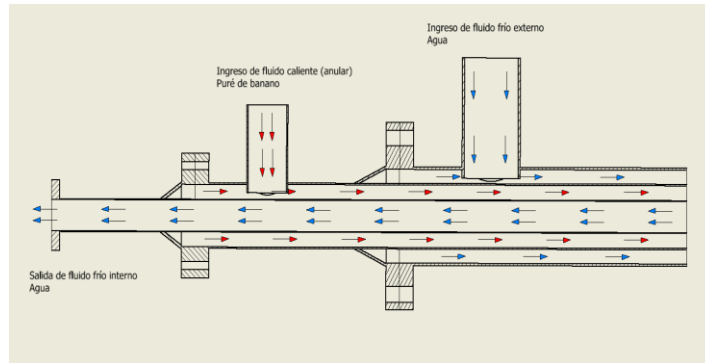


Figura 12

Distribución de temperatura entre el fluido del tubo interno y el anular con sentido contrario

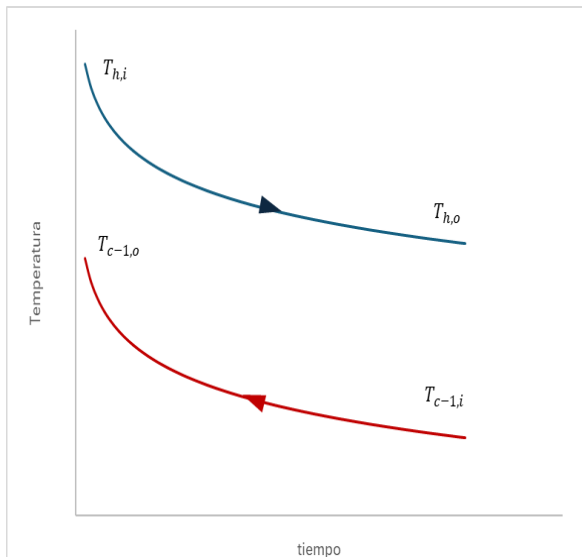
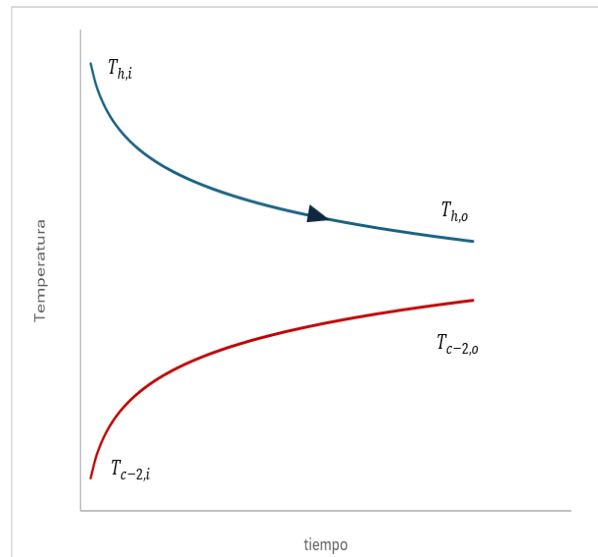


Figura 13

Distribución de temperatura entre el fluido del tubo externo y el anular con sentido paralelo



2.2 Selección de diseño conceptual

En el proceso de selección de la mejor alternativa para el diseño del intercambiador de calor, se priorizó la eficiencia energética, relacionada con la tasa de transferencia de calor y el consumo energético del sistema. La alternativa seleccionada se distinguió por su menor requerimiento energético, lo cual la estableció como la más conveniente para el diseño definitivo.

Posteriormente, se procedió a la elección de una bomba adecuada para el manejo del fluido de enfriamiento, que operaría en conjunto con la torre de enfriamiento. Esta selección se realizó tras una meticulosa especificación de los equipos necesarios. Consecuentemente, se diseñó el diámetro de la tubería, considerando las distancias que el fluido debía recorrer, para garantizar un flujo eficiente y sin restricciones indebidas.

Los cálculos pertinentes se basaron en un análisis exhaustivo de transferencia de calor, con el objetivo de verificar la alternativa que minimizara el consumo de energía para el enfriamiento. Este análisis condujo a la elección de un sistema de contraflujo, que demostró ser la opción más eficiente desde una perspectiva energética.

El diseño conceptual del sistema incluyó la definición de dimensiones preliminares del intercambiador, la selección de materiales de construcción, la disposición de tubos y pasos, así como la elaboración de un diagrama detallado de instrumentos, equipos y tuberías, correspondiente a un sistema cerrado.

Finalmente, el diseño propuesto fue sometido a simulaciones de comportamiento térmico en la superficie, con el fin de validar la eficacia del intercambiador bajo condiciones operativas previstas.

Tabla 1

Valoración de alternativas en matriz de decisiones

N°	Criterios técnicos	Peso (%)	Alternativa	Alternativa	Alternativa
			1	2	3
1	Instalación	15	9	8	7
2	Facilidad de mantenimiento	15	9	8	7
3	Cantidad de materiales	10	8	8	7
4	Tamaño (Dimensiones)	20	7	9	7
5	Pérdidas de presión del sistema de bombeo	15	7	8	6
6	Eficiencia energética del intercambiador	25	8	10	9
Suma Total		100	7,95	8,70	7,35

La Tabla 1 presenta una matriz de decisiones que resume la valoración de las alternativas consideradas, basada en criterios técnicos específicos y sus respectivos pesos porcentuales. Los criterios evaluados incluyen la facilidad de instalación y mantenimiento, la cantidad de materiales requeridos, las dimensiones del sistema, las pérdidas de presión esperadas y, de manera preponderante, la eficiencia energética. La suma total de los pesos asignados a estos criterios alcanza el 100%, reflejando la importancia relativa de cada uno en la decisión final.

La facilidad de instalación fue un criterio fundamental para garantizar que el sistema se pueda poner en marcha de manera eficiente y sin contratiempos. Este criterio afecta directamente el tiempo de implementación y los costos laborales asociados.

Un sistema que permite un mantenimiento sencillo y rápido minimiza el tiempo de inactividad y asegura una operatividad continua, lo cual es esencial para mantener la productividad y reducir los costos operativos.

La optimización en el uso de materiales evidencia la disposición requerida para la construcción del sistema de enfriamiento.

Las dimensiones del sistema tuvieron un impacto directo en el espacio requerido para la instalación y pueden influir en la selección del sitio, así como en la integración con otros sistemas existentes.

Las pérdidas de presión significativas podrían afectar la eficiencia del sistema y aumentar el consumo de energía, por lo que fue crucial considerar este parámetro para mantener un funcionamiento eficiente. Este criterio mostró una diferencia importante con respecto a la eficiencia energética debido a que se enfocó en tener en cuenta las pérdidas por accesorios y del equipo en el sistema de bombeo y enfriamiento en general.

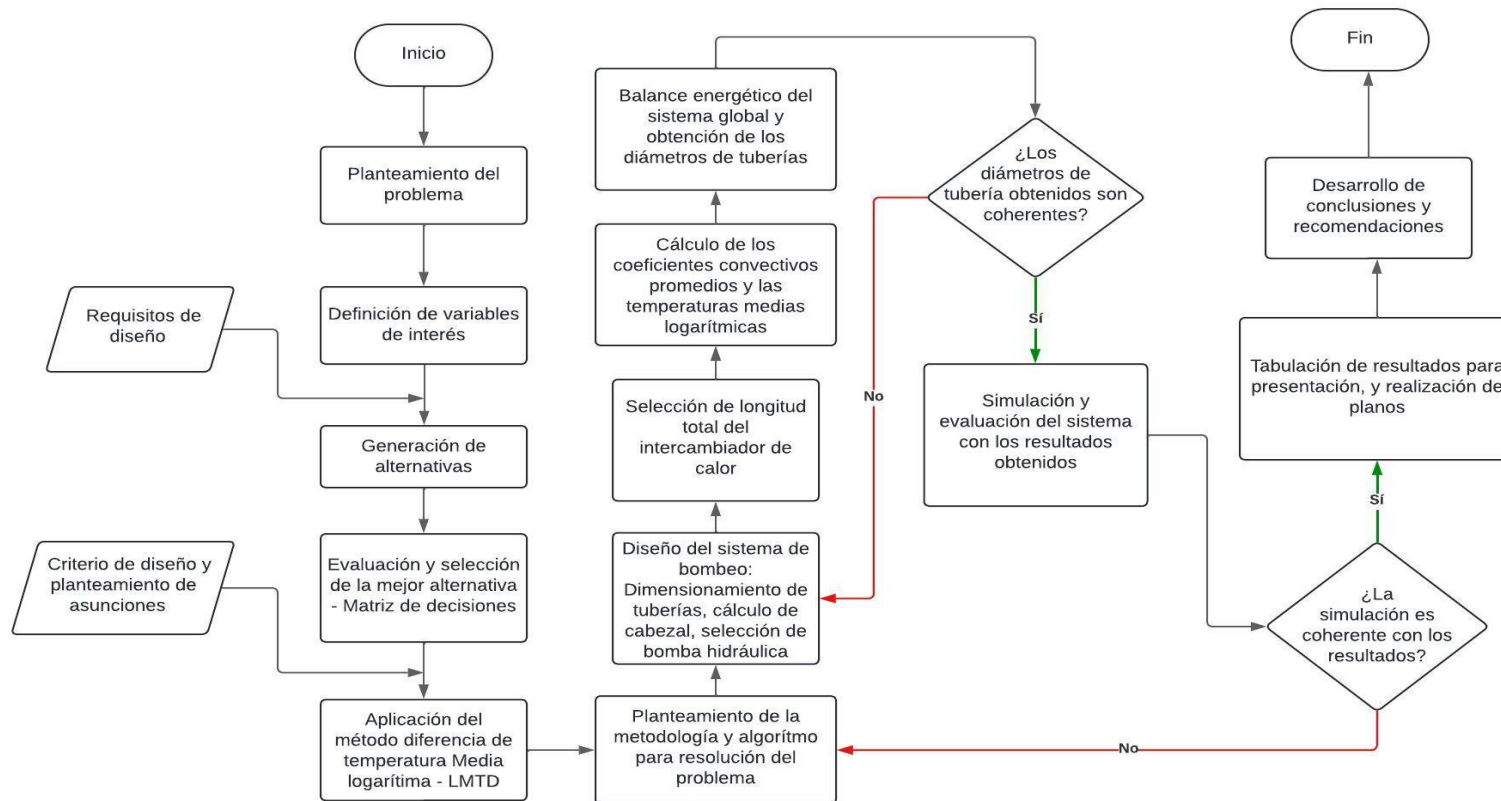
La eficiencia energética del intercambiador fue el criterio de mayor peso, debido a que es un indicador clave del rendimiento del sistema y de su impacto en los costos operativos y el medio ambiente. Un sistema energéticamente eficiente no solo reduce los gastos en energía, sino que también contribuye a la responsabilidad corporativa y la sustentabilidad.

La evaluación meticulosa de estas variables asegura que la decisión final sea informada, equilibrada y alineada con los objetivos estratégicos del diseño del intercambiador de calor y del sistema de bombeo.

2.3 Diagrama de flujo

Figura 14

Diagrama de flujo para diseño de intercambiador de calor y sistema de bombeo de agua



La figura 14 presentada es un diagrama de flujo que ilustra un proceso metódico para abordar un problema técnico o científico. El diagrama comienza con la etiqueta “Inicio” y concluye con la etiqueta “Fin”, pasando por varias etapas intermedias que incluyen el planteamiento del problema, los requisitos de diseño, la definición de variables y la generación de alternativas. Cada una de estas etapas estaban conectadas a la siguiente mediante flechas que indican la secuencia lógica del proceso.

En la primera etapa, se planteó el problema, es decir, la definición de los requerimientos y condiciones iniciales. Posteriormente, se definieron las variables relevantes y se generan diversas alternativas de solución, lo que permitió un análisis comparativo.

La evaluación y selección de la mejor alternativa fue una etapa crucial en el proceso, ya que implica un análisis detallado de las opciones disponibles y la elección de la más adecuada en función de los criterios establecidos. Finalmente, el desarrollo de conclusiones y recomendaciones sintetiza los resultados obtenidos y proporciona sugerencias para futuras acciones o investigaciones.

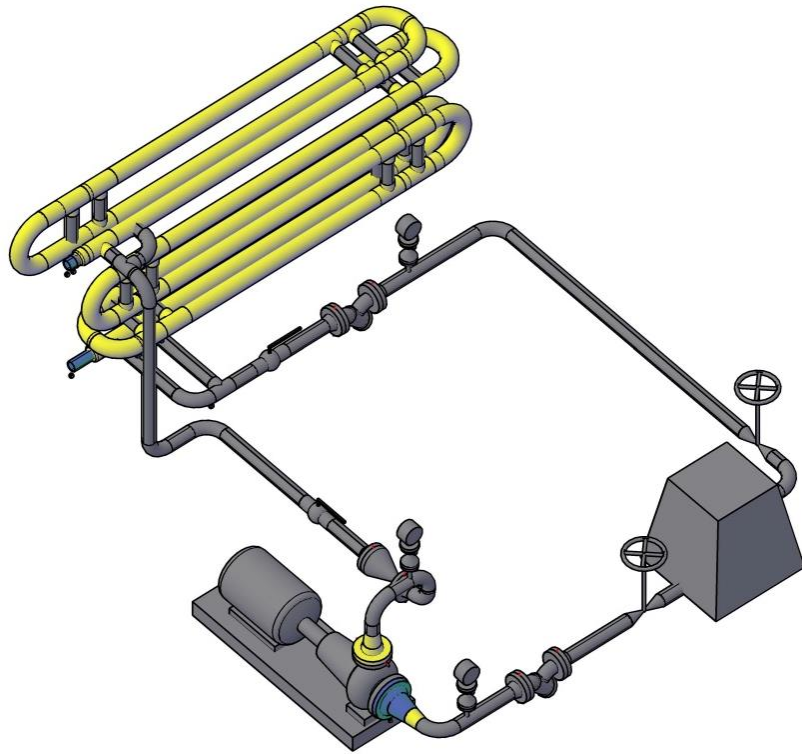
2.4 Diseño conceptual

La alternativa seleccionada para el diseño del sistema de enfriamiento objeto de este proyecto corresponde a la opción 2: El intercambiador de calor donde el fluido anular circula en contraflujo en relación con los flujos de agua en el tubo externo e interno.

El agua de enfriamiento es bombeada desde una torre de enfriamiento hasta la parte inferior del intercambiador, mientras que el puré de banano ingresa por la parte superior. Una vez se ha disipado la cantidad de calor deseada, el agua de enfriamiento se conduce a la torre desde la salida del intercambiador. En la figura 15 se ha elaborado un diseño representativo del sistema descrito.

Figura 15

Diseño conceptual del intercambiador de calor



2.5 Metodología de diseño

2.5.1. Criterio de diseño

2.5.1.2. Definiciones de diseño

Previo al diseño es necesario definir criterios de dimensionamiento y selección de materiales:

- Material de la tubería: Acero Inoxidable AISI 304.
- Flujos turbulentos para mayor intercambio de calor.
- Método LMTD para calcular la longitud del intercambiador realizando un balance energético en el espacio anular por donde fluye el puré de banano.

2.5.1.1. Asunciones

Para el diseño del intercambiador se realizó las siguientes asunciones:

- Las condiciones de los fluidos son estacionarias, es decir, no hay variación de las propiedades a través del tiempo.
- La resistencia térmica del acero de la tubería es muy alta por tanto el calor conductivo es despreciable.
- Los efectos por convección natural con el aire al exterior del intercambiador son despreciables.
- Los calores específicos de los fluidos son invariables en el intervalo de temperaturas de operación del sistema.
- Las pérdidas por energía potencial y cinética son despreciables a lo largo de las tuberías del intercambiador.

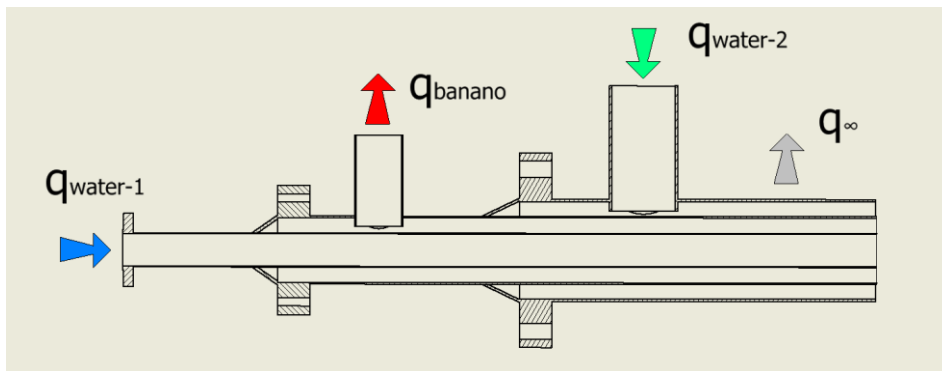
2.5.2. Descripción de diseño

Para la aplicación del método LMTD se analizó este problema como dos sistemas que componen un mismo intercambiador. El primero corresponde al intercambio energético entre los fluidos del tubo externo y anular, mientras el segundo es la interacción entre los fluidos interno y anular. Una vez obtenidos los coeficientes convectivos globales se realizó un balance energético para obtener la longitud total del sistema.

2.5.2.1. Balance energético del intercambiador de calor

Figura 16

Diagrama de balance energético del intercambiador de calor



La figura 16 muestra un balance energético global del sistema a partir de este, con las variables necesarias es posible escribir las siguientes ecuaciones y obtener el flujo másico del agua:

$$\Sigma q_{entrada} = \Sigma q_{salida} \quad (2.1)$$

$$q_{banano} = q_{water-1} + q_{water-2} - q_{\infty} \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{banano} \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ & = \dot{m}_{water-1} \cdot C_{p,c-1} \cdot (T_{c-1,i} - T_{c-1,o}) + \dot{m}_{water-2} \cdot C_{p,c-2} \\ & \cdot (T_{c-2,i} - T_{c-2,o}) - q_{\infty} \end{aligned} \quad (2.3)$$

Donde:

\dot{m}_{banano} : Flujo másico del puré de banano [kg/s]

$C_{p,h}$: Capacidad calorífica del banano [kJ/kg°C]

$T_{h,i}$: Temperatura de entrada del puré de banano [°C]

$T_{h,o}$: Temperatura de salida del puré de banano [°C]

$\dot{m}_{\text{water-1}}, \dot{m}_{\text{water-2}}$: Flujo másico del agua en el tubo interno y externo respectivamente [kg/s]

$C_{p,c-1}, C_{p,c-2}$: Capacidad calorífica del agua en el tubo interno y externo respectivamente [kJ/kg°C]

$T_{c-1,i}, T_{c-2,i}$: Temperatura de entrada del agua en el tubo interno y externo respectivamente [°C]

$T_{c-1,o}, T_{c-2,o}$: Temperatura de salida del agua en el tubo interno y externo respectivamente [°C]

q_{∞} : Calor disipado al ambiente [kW]

Con el flujo másico del agua en ambas tuberías: interior y exterior se puede obtener las velocidades lineales de los fluidos, mediante la siguiente ecuación.

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_{\text{transversal}}} \quad (2.4)$$

Donde:

\dot{m} : Flujo másico [kg/s]

ρ : Densidad [kg/m³]

$A_{\text{transversal}}$: Área transversal que ocupa el fluido [m²]

2.5.2.2. Cálculo del número de Reynolds

El número de Reynolds proporciona una medida de la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas en el flujo del fluido, y se calcula como:

$$\text{Re} = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (2.5)$$

Donde:

μ : viscosidad dinámica del fluido [Ns^2/m^2]

ρ : Densidad [kg/m^3]

v : Velocidad del fluido [m/s]

D_h : Diámetro hidráulico [m]

2.5.2.3. Cálculo del número de Prandtl

El número de Prandtl es otro número adimensional que relaciona la difusividad térmica con la difusividad de momentum (viscosidad). El número de Prandtl proporciona una medida de la eficacia relativa del transporte de momento y energía por difusión en las capas límite de velocidad y térmica, respectivamente (Incropera y DeWitt, 2007, p.375). Se define mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.6)$$

Donde:

ν es la viscosidad cinemática [m^2/s]

α es la difusividad térmica [m^2/s]

2.5.2.4. Cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor

El número de Nusselt es un número adimensional que representa la relación entre la transferencia de calor por convección y la transferencia de calor por conducción a través de una capa de fluido (Incropera y DeWitt, 2007, p.371). Se calcula como:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D_h} \quad (2.7)$$

Donde:

D_h : Diámetro hidráulico [m]

Nu : Número de nusselt

k : Conductividad térmica [W/mK]

2.5.2.5. Cálculo del número de Nusselt

El número de Nusselt es un parámetro adimensional que se define como el gradiente de temperatura adimensional en la superficie. Este valor proporciona una medida de la transferencia de calor por convección que ocurre en la superficie (Incropera y DeWitt, 2007, p.515).

Para régimen turbulento a través de una tubería de sección circular o anular es posible usar la correlación desarrollada por Gnilinski:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (2.8)$$

Valido para $0.5 \leq Pr \leq 2000$ y $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$

$$f = (0,790 \cdot \ln(Re_D) - 1.64)^{-2} \quad (2.9)$$

Donde:

Re: Número de Reynolds

Pr: Número de Prandtl

2.5.2.6. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

El cálculo del coeficiente de convección global (U) a partir del coeficiente convectivo promedio (h) implica la integración de los efectos de la convección tanto en el interior como en el exterior de los tubos de un intercambiador de calor. Este proceso se fundamenta en la relación entre el número de Nusselt (Nu), el número de Prandtl (Pr) y el número de Reynolds (Re).

Para calcular el coeficiente de convección global (U), se deben considerar los coeficientes de convección internos y externos, así como las resistencias térmicas asociadas a la conducción a través de la pared del tubo y cualquier resistencia adicional como la incrustación. La relación general para el coeficiente de convección global es:

$$\frac{1}{U} = \frac{d_{out}}{d_{in} \cdot h_{out}} + \frac{d_{out} \cdot \ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right)}{2 \cdot k_{acero}} + \frac{1}{h_{anular}} \quad (2.10)$$

Donde:

d_{out} : Diámetro de la sección externa [m]

d_{in} : Diámetro de la sección interna [m]

h_{out} : Coeficiente convectivo externo [W/m²K]

h_{anular} : Coeficiente convectivo en el espacio anular [W/m²K]

k_{acero} : Conductividad térmica del acero [W/mK]

2.5.2.7. Cálculo de viscosidad dinámica de un fluido

La viscosidad de un fluido se define como la resistencia a la deformación de la sustancia por tensiones cortantes o de tracción (Chhabra & Richardson, 2008, p114).

Para un fluido a través de una tubería de sección circular se tiene la siguiente ecuación:

$$\mu_{\square} = m \cdot \left(\frac{3n + 1}{4n} \right)^n \cdot \left(\frac{8 \cdot v}{D_h} \right)^{n-1} \quad (2.11)$$

Donde

n : Es el índice de comportamiento del fluido

m : Es el índice de consistencia del fluido

v : Es la velocidad del fluido [m/s]

D_h : Es el diámetro hidráulico [m]

2.5.2.8. Cálculo de variación de temperatura media logarítmica

Como se ha observado en gráficas anteriores, la variación de temperatura se describe entre dos curvas logarítmicas que representan el fluido frío y el caliente. Esta se puede calcular usando la siguiente ecuación.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln (\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (2.11)$$

Las variaciones de temperatura en esta ecuación se describen de la siguiente manera:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (2.12)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (2.13)$$

Donde:

$T_{h,i}, T_{h,o}$: Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente [°C]

$T_{c,i}, T_{c,o}$: Temperaturas de entrada y salida del fluido frío. [°C]

2.5.2.9. Balance energético global de calor

La relación que permite el cálculo de la longitud total del intercambiador se obtiene mediante un balance energético considerando el calor específico del banano y los calores convectivos promedios para el tubo externo e interno del intercambiador.

$$\dot{m}_{banano} \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = U_i \cdot A_{L,i} \cdot \Delta T_{LM-1} + U_o \cdot A_{L,o} \cdot \Delta T_{LM-2} - q_{\infty} \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{banano} \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= U_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L \cdot \Delta T_{LM-1} + U_o \cdot \pi \cdot D_o \cdot L \cdot \Delta T_{LM-2} - q_{\infty} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Donde:

D_i : Diámetro interno [m]

D_o : Diámetro externo [m]

L : Longitud [m]

2.5.2.10. Cálculo de cabezal requerido en el sistema de bombeo

Para calcular el cabezal requerido en el sistema de bombeo, se deben considerar las pérdidas por fricción y las pérdidas menores, así como las pérdidas de presión específicas del intercambiador de calor. La ecuación de energía modificada para un fluido incompresible y en régimen estacionario es la siguiente:

$$H_{requerido} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \Delta_z + h_L + h_{intercambiador} \quad (2.16)$$

Donde:

P : presión absoluta desde punto analizado [kPa]

v : velocidad del fluido en puntos analizados [m/s]

Δ_z : variación de puntos de succión y descarga [m]

h_l : pérdidas por fricción de tubería y accesorios [m]

$h_{intercambiador}$: caída de presión del intercambiador [m]

El valor que representa las pérdidas de presión en accesorios y tubería se representa de la siguiente manera:

$$h_{L,total} = \left(f \frac{L}{D_h} + \sum K_L \right) \frac{v^2}{2g} \quad (2.17)$$

Donde:

f : factor de fricción

L : Longitud de tubería por la que circula el fluido [m]

D_h : diámetro de tubería / fluido circulante [m]

K_L : Coeficiente de resistencia dependiente del accesorio considerado.

g : gravedad sometida en el fluido [m/s²]

El factor de fricción, f , se determina a través de la ecuación de Colebrook-White

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \frac{\phi}{\varepsilon}} \right) + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right]^2} \quad (2.18)$$

Donde:

ϕ : Diámetro interno de la tubería [m]

ε : Rugosidad de tubería dependiente del material

Re : Número de Reynolds

2.5.2.11. Dimensionamiento de tubería y parámetros para sistema de bombeo

El dimensionamiento de la tubería se realiza para asegurar un flujo eficiente y minimizar las pérdidas de energía. El diámetro de la tubería, (D), se determina a partir de la relación de continuidad.

$$V = v \cdot A_s \quad (2.19)$$

Donde

v : Velocidad del fluido [m/s]

A_s : Área de la sección anular que ocupa el fluido [m²]

El caudal volumétrico se obtiene de un balance energético previo que relaciona la tasa de energía utilizada para enfriar el producto (banano) y la tasa de energía que pierde el agua en el proceso de enfriamiento.

El NPSH disponible, debe ser calculado y comparado con el NPSH requerido, para evitar la cavitación.

$$npsH_{disponible} = \frac{P_1 - P_v}{\rho g} + \Delta_z - h_{L,total} \quad (2.20)$$

La ecuación 2.20 detalla el empleo de la presión de saturación (P_v) de agua teniendo en cuenta la temperatura a la que circula el fluido en la succión.

Para asegurar un funcionamiento adecuado y evitar la cavitación, el NPSH disponible debe ser siempre mayor que el NPSH requerido (curva entregada por el sistema).

Para encontrar la eficiencia global se menciona la relación entre la potencia hidráulica empleada en el sistema y potencia de freno de la bomba.

$$\eta = \frac{pgVH}{\omega T} \quad (2.21)$$

La ecuación 2.21 refiere:

ω : velocidad angular del motor de la bomba [rad/s]

T : torque empleado por el motor de la bomba. [Nm]

La ecuación para calcular las pérdidas de presión en un intercambiador de calor se puede expresar mediante la siguiente relación, que toma en cuenta el coeficiente global de transferencia de calor y el área de transferencia:

$$\Delta P_{h_intercambiador} = \frac{UA\Delta T_{LM}}{pv} \quad (2.22)$$

Esta ecuación permitió dimensionar adecuadamente la bomba al proporcionar una estimación de las pérdidas de presión que deben ser superadas para mantener el flujo deseado a través del intercambiador de calor.

El punto de operación se encuentra en la intersección de la curva característica de la bomba y la curva del sistema. La curva del sistema representa las pérdidas de energía totales del sistema a diferentes caudales, mientras que la curva de la bomba muestra la energía que la bomba puede suministrar a diferentes caudales.

2.5.3. Justificación del método

El diseño del intercambiador de calor de triple tubos concéntrico requiere de un análisis energético con énfasis en la variación de temperatura a lo largo del tubo. Cuando los fluidos circulan a través de las tuberías el intercambio de calor es posible gracias a la alta conductividad del material de conducción de los fluidos, lo que hace que la mayor parte de la energía se transfiera directamente entre fluidos. Por tanto, el mecanismo de intercambio de calor principal e implícito durante este proceso es la convección.

Para seleccionar las dimensiones y características de las tuberías de acero de grado alimenticio es necesario primero realizar un balance de energía del sistema. Conociendo el calor que debe ser disipado de un fluido a otro es posible definir los caudales máscicos, y volumétricos, apoyados en una preselección de diámetros.

Sin embargo, lo antes citado no es suficiente para seleccionar el tipo de tubería. Es evidente que, se necesita de otra ecuación que relacione la longitud con el calor transferido por convección. Por tanto, se usa el método de longitud media logarítmica (LMTD) cuyas ecuaciones complementan este diseño.

El problema reside en que la derivación del método proporciona ecuaciones únicas para diseño de intercambiador de doble tubos. Por tanto, se optó por realizar superposición entre dos sistemas de intercambio de calor: El fluido externo con el anular, y el interno con el anular. Para reforzar el método se realiza una simulación asistida por computadora para evaluar el perfil de la temperatura a lo largo del tubo.

2.6. Normativas (ASME B31.3 PIPING / TEMA INTERCAMBIADOR)

En el contexto del diseño de un intercambiador de calor de triple tubo y un sistema de bombeo para el enfriamiento de puré de banano, se aplicaron tres normativas clave; la normativa TEMA, la norma ASME B31.3, la normativa ISO 9906.

La normativa TEMA fue adoptada para clasificar y guiar el diseño de intercambiadores de calor. Se establecieron las clasificaciones Tipo A, B y C, diferenciándose por el tipo de servicio, mantenimiento y montaje. Se seleccionó la clasificación adecuada basándose en las características constructivas, el material y las condiciones de operación del intercambiador de calor. Esta normativa fue esencial para determinar los detalles requeridos en la fabricación y selección de los equipos. Se prestó especial atención a las tolerancias de mecanizado y montaje, lo que afectó directamente las especificaciones de diseño del intercambiador de calor de triple tubo.

Se seleccionaron las tuberías de acuerdo con la norma ASME B36.10, que especifica las dimensiones estándar para tuberías de acero al carbono y acero aleado, y por extensión, se aplicó para las tuberías de acero inoxidable AISI 316 utilizadas. Esta norma fue esencial para determinar las dimensiones precisas, incluyendo el diámetro exterior, el diámetro interior y el espesor de pared requerido. La elección de tuberías siguiendo esta normativa garantizó la compatibilidad con los requisitos operativos del sistema de enfriamiento del puré de banano, asegurando una integración sin fallas y una operación eficiente del intercambiador de calor.

La normativa ISO 9906 estableció los estándares de rendimiento para bombas centrífugas. Se aplicaron ensayos de rendimiento hidráulico de aceptación para asegurar que la bomba seleccionada cumpliera con los requisitos de rendimiento del sistema. Esta normativa fue clave para la selección correcta de bombas centrífugas basándose en el desempeño hidráulico probado por pruebas hidrostáticas.

La integración de estas normativas en la fase de diseño del proyecto fue un proceso meticuloso. Se identificó el tipo correcto de intercambiador de calor y bomba centrífuga, basándose en una referencia directa a las secciones específicas que guían sobre cómo elegir correctamente. La dirección del flujo y la orientación e instalación adecuada se determinaron basándose en el caudal, lo cual fue crucial para el diseño final.

Capítulo 3

3.1. RESULTADOS

3.1.1. Condiciones iniciales

El problema se centró en el análisis térmico de un sistema de enfriamiento para puré de banano. Inicialmente, se establecieron parámetros clave que permitieron definir las condiciones de operación del sistema. Estos parámetros incluyeron las temperaturas de entrada y salida tanto del puré de banano como del agua de enfriamiento, así como las propiedades termofísicas de ambos fluidos, a continuación, en la tabla 2 se encuentran los parámetros iniciales.

Tabla 2

Condiciones iniciales para el diseño del intercambiador de triple tubo

Parámetros y variables iniciales	Magnitudes definidas	
	Puré de banano	Agua de enfriamiento
Temperaturas		
Temperatura de entrada	130 [°C]	24 [°C]
Temperatura de salida	90 [°C]	30 [°C]
Flujos		
Flujo másico	8 [TON/h]	
Propiedades		
Térmicas		
Calor específico	4186,8 $\left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right]$	4179 $\left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right]$
Conductividad térmica	692x10 ⁻³ $\left[\frac{W}{m \cdot k}\right]$	613x10 ⁻³ $\left[\frac{W}{m \cdot k}\right]$
Número de Prandtl		5,84
Reológicas		
Índice de comportamiento	0,458	
Índice de consistencia	6,5	
Nusselt	3,6	
Dinámicas		
Viscosidad		855 x 10 ⁻⁶ $\left[\frac{N \cdot s}{m^2}\right]$
Densidad	1115 $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	996,5 $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

Nota. La tabla 2 muestra las condiciones iniciales y las propiedades de los fluidos para el diseño del sistema de enfriamiento. Las propiedades del agua fueron obtenidas de (Incropera ,2007). Las propiedades del puré de banano fueron obtenidas de (Chhabra, R. P., & Richardson, J. F., 2008), (Ditchfield, C., Tadini, C. C., Singh, R., & Toledo, R. T. , 2004) y (Etemad, S.Gh., 1998).

3.1.2. Ficha técnica del intercambiador

Para dimensionar el intercambiador de calor de triple tubo, se realizó un análisis de balance energético entre el puré de banano y un flujo de agua de enfriamiento. Asumiendo velocidades específicas y calculando los caudales, se determinaron los diámetros de las tuberías necesarias. Posteriormente, se seleccionaron las medidas comerciales de los tubos a utilizar. La tabla 3 presenta los resultados de esta selección, detallando las características internas, los diámetros nominales en pulgadas, la cantidad de tubos requeridos y las especificaciones del acero inoxidable utilizado.

Tabla 3

Diámetros comerciales seleccionados para la construcción del intercambiador

CUERPO DEL INTERCAMBIADOR				
N° item	Característica	Diámetro nominal	Cantidad de tubos	Descripción
1	Tubería interna	Ø 3.00 [in]	10	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio
2	Tubería anular	Ø 4.00 [in]	10	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio
3	Tubería externa	Ø 6.00 [in]	10	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio
4	Codo soldable	Ø 6.00 [in] x 90°	28	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio
5	Unión en tee	Ø 3.00 [in]	30	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio
6		Ø 4.00 [in]	30	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio
7	Prensa estopa	Ø 4.00 [in]	30	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio
8		Ø 6.00 [in]	30	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio
9	Turbulador	Ø 1.00 [in]	8	Varilla sólida acero inoxidable, grado alimenticio

En el análisis del sistema de enfriamiento, se determinaron las características dinámicas de los flujos involucrados, considerando tanto el puré de banano como el agua de enfriamiento.

Se midieron los caudales volumétricos y las velocidades de los flujos en diferentes configuraciones tubulares. La tabla 4 presenta estos datos, especificando el tipo de flujo, el caudal volumétrico en litros por segundo y la velocidad en metros por segundo.

Tabla 4

Velocidades y caudales característicos del intercambiador

CARACTERÍSTICAS DINÁMICAS				
Tipo de flujo	Flujo volumétrico	Velocidad	Descripción	Sustancia
Flujo 1	7,44 $\left[\frac{L}{s}\right]$	1,75 $\left[\frac{m}{s}\right]$	Flujo a través del tubo interno	Agua
Flujo 2	2,00 $\left[\frac{L}{s}\right]$	1,00 $\left[\frac{m}{s}\right]$	Flujo a través del tubo anular	Puré de banano
Flujo 3	7,44 $\left[\frac{L}{s}\right]$	0,89 $\left[\frac{m}{s}\right]$	Flujo a través del tubo externo	Agua

3.1.3. Evaluación de costos

Se detallaron los elementos como tubos y codos de acero inoxidable, así como placas estampadas, especificando sus cantidades y precios unitarios correspondientes. Además, se enumeraron los equipos requeridos, incluyendo bombas y válvulas check, junto con sus respectivos costos. La tabla 5 presenta estos datos de manera organizada, proporcionando una visión clara de la inversión total necesaria para la realización del proyecto.

Tabla 5. *Cotización de los materiales necesarios para ejecución del proyecto.*

	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
N°	Intercambiador de calor			
Item				
1	Tubo ac inoxidable 3 pulg, CD 40	10	\$ 248,06	\$ 2.480,60
2	Tubo ac inoxidable 4 pulg, CD 40	10	\$ 353,03	\$ 3.530,30
3	Tubo ac inoxidable 6 pulg, CD 40	10	\$ 623,78	\$ 6.237,80
4	Codo soldable ac inoxidable 3 pulg, CD 40	28	\$ 12,00	\$ 336,00

5	Unión en tee ac inoxidable 4 pulg, CD 40	30	\$ 42,00	\$ 1.260,00
6	Unión en tee ac inoxidable 6 pulg, CD 40	30	\$ 121,00	\$ 3.630,00
7	Prensa estopa ac inoxidable 4 pulg, CD 40	30	\$ 35,00	\$ 1.050,00
8	Prensa estopa ac inoxidable 6 pulg, CD 40	30	\$ 80,00	\$ 2.400,00
9	Turbulador ac inoxidable 1 pulg	8	\$ 35,00	\$ 280,00
COSTO TOTAL				\$ 21.204,70
SISTEMA DE BOMBEO				
10	Bomba hidráulica	1	\$ 13.371,00	\$ 13.371,00
11	Válvula de compuerta A/C ASTM A105 clase 800 bridada 4''	2	\$ 350,00	\$ 700,00
12	Filtro tipo Y Hierro fundido ASTM 216 bridado A/C 4''	3	\$ 204,00	\$ 612,00
13	Válvula de bola Acero Forjado clase 1500 Rosca (ASTM A216) ½''	6	\$ 33,09	\$ 231,63
14	Manómetro de Glicerina 0 – 100 PSI ¼'' – Carátula 2 ½''	4	\$ 9,04	\$ 36,16
15	Válvula de bola A/C ASTM A216 2 cuerpos bridada clase 150 4''	2	\$ 350,00	\$ 700,00
16	Unión Acero forjado clase 3000 (ASTM A105) ½''	6	\$ 2,85	\$ 17,10
17	Codo A/C roscado (ASTM 197) clase 150 – 90° ½''	4	\$ 1,17	\$ 4,68
18	Neplo A/C ced.40 ½''	6	\$ 4,50	\$ 27,00
19	Bushing A/C roscado (ASTM A197) ½'' x ¼''	4	\$ 5,00	\$ 20,00
20	Brida Slip On A/C (ASTM A105) clase 150 4''	15	\$ 33,60	\$ 504,00
21	Tubo A/C ASTM A54/106 GR B SCH40 4''	21	\$ 95,00	\$ 1.995,00
22	Codo A/C soldable (ASTM A234) SCH40 – 90° 4''	15	\$ 4,80	\$ 72,00
23	Empaque espirometálico AISI 304 Sello de grafito Clase 150	17	\$ 6,00	\$ 102,00
24	Pernos AISI 4140 ASTM A193 GRADO B7 A/C 5/8'' x 3 ½''	60	\$ 0,40	\$ 24,00
COSTO TOTAL				\$ 18.416,57

INVERSIÓN TOTAL DEL PROYECTO

\$ 39.621,27

Nota. Esta tabla presenta el costo total de los materiales necesarios para la construcción del intercambiador y el sistema de bombeo según lo diseñado en los planos.

3.1.4. Cálculos energéticos

Se calcularon diversos parámetros para determinar el coeficiente de convección global entre el flujo de enfriamiento 1 y el puré de banano, así como entre el flujo de enfriamiento 2 y el puré de banano. Se evaluaron los caudales volumétricos, los flujos térmicos, las diferencias de temperatura media logarítmica, las configuraciones de empaquetadura y los números adimensionales como Reynolds, Prandtl y Nusselt. Además, se calcularon los coeficientes convectivos para cada flujo. La tabla 6 presenta estos datos de manera detallada

Tabla 6. Variables calculadas del intercambiador

Resultados de cálculo	Flujo 1 (Interno)	Flujo 2 (Anular)	Flujo 3 (Exterior)
Flujos			
Flujo térmico		372,160 [W]	
Flujo volumétrico de bombeo			14,9 [L/s]
Temperatura medida logarítmica			
Configuración paralela			80,83 [°C]
Configuración en contraflujo			81,83 [°C]
Números adimensionales			
Reynolds	107017	64,56	41202
Prandtl	5,83	1387	5,83
Nusselt	585,84	3,6	3978
Coefficientes convectivos			
Coefficiente promedio	$4809 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$	$186,47 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$	$3978,20 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$
Coefficientes globales		$U_1 = 168,92 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$	
		$U_2 = 167,60 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$	
Longitud total de intercambiador		45 [metros]	

Nota. Esta tabla muestra un resumen de los cálculos más destacados del proyecto.

3.1.5. Diseño del sistema de bombeo

Los resultados presentados en la tabla 7, presentan los parámetros hidráulicos requeridos para seleccionar una bomba que pueda suplir la demanda de caudal y presión del sistema.

Tabla 7. Características destacables del dimensionamiento del sistema de bombeo.

Cálculos del sistema	
Caudal volumétrico	14,9 $\left[\frac{L}{s}\right]$
Diámetro de tubería escogido	\emptyset 4,00 [in]
Cabezal requerido	42.42 mH ₂ O
Pérdidas de fricción	
Por interlaminar	5.46 [m]
Por bombeo	8.31 [m]
NPSH disponible	7.42 mH ₂ O
Totales	13.74 [m]

Nota. Esta tabla muestra los valores de las características más destacables en el dimensionamiento y selección de la bomba

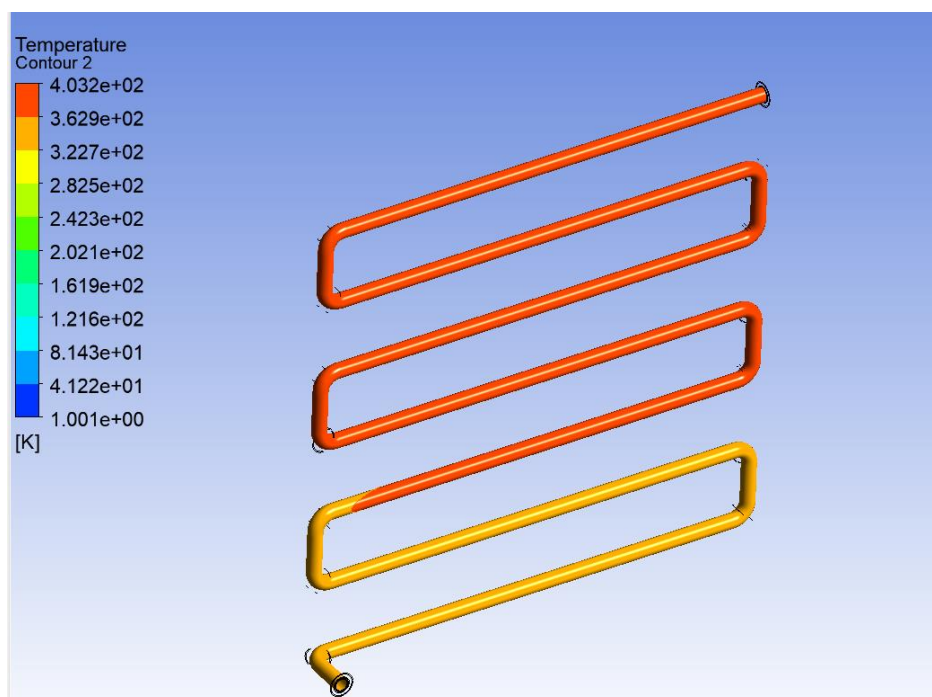
3.1.6. Simulación

3.1.7.1. Contraflujo

La simulación, ejecutada en un entorno controlado y utilizando software especializado en análisis y comportamiento de flujos (ANSYS), permitió visualizar las distribuciones de temperatura a lo largo del intercambiador.

Figura 17

Comportamiento térmico de la superficie del intercambiador



La figura 17 muestra el comportamiento térmico en la superficie del intercambiador.

3.2. Análisis de resultados

El diseño del intercambiador se centró en la transferencia de calor eficiente mediante la circulación de agua a través de dos tubos concéntricos que rodean el flujo de puré de banano, todo en una configuración de flujo contracorriente que, aunque solo mejora ligeramente la eficiencia térmica respecto a una disposición en paralelo, se seleccionó por razones prácticas relacionadas con la disposición del sistema.

Debido a la alta temperatura de ingreso del puré de banano se optó por utilizar acero inoxidable AISI 304 para los tubos. Este acero es conocido por su buena resistencia a la corrosión y capacidad de mantener la integridad estructural en altas temperaturas, convirtiéndose en un material apropiado para el transporte de productos alimenticios.

Los diámetros se eligieron siguiendo la normativa ASME B36.19 para garantizar que se mantengan dentro de las dimensiones estándar, lo que facilita la fabricación y reduce los costos. Se calculó la cantidad de calor que debía ser removida del puré de banano para alcanzar la temperatura deseada de 90°C utilizando la ecuación 2.3.

Utilizando las propiedades térmicas del puré de banano halladas en las referencias se obtuvo un calor total de 372,160 J/s, lo que indica la cantidad de energía térmica que debe ser removida por el flujo de agua que circula en los tubos internos y externos. Así mismo, se realizó un balance energético considerando la disposición en contraflujo del intercambiador para hallar el flujo másico del agua, y dimensionar el diámetro de los tubos de acuerdo a los criterios establecidos en los estándares de TEMA.

Como se puede apreciar a través de la tabla 6, los valores de Reynolds para los flujos de agua a través de los espacios anulares del tubo externo e interno superan las 10,000 unidades lo que indica que están comprendidos en el régimen turbulento, sin embargo, el valor de Reynolds

del puré de banano es relativamente bajo y se encuentra dentro del régimen laminar, esto se atribuye especialmente a la viscosidad dinámica del fluido, la cual es bastante elevada en relación con la del agua.

En un flujo turbulento, las capas de fluido se mezclan más intensamente, lo que aumenta el coeficiente de transferencia de calor por convección. Para cuantificar este efecto, se utilizó la correlación de Gnielinski presentada en la ecuación 2.8, que permitió calcular el número de Nusselt y, por ende, el coeficiente de convección promedio. Los valores obtenidos fueron de 4809.82 W/m²K para el flujo interno y 3978.20 W/m²K para el flujo externo, ambos indicando una alta eficiencia en la transferencia de calor.

El puré de banano, al ser un fluido no newtoniano, presenta un comportamiento diferente al agua. Su viscosidad varía con la tasa de deformación, lo que afecta su capacidad para transferir calor. Para ductos de geometría circular, estudios previos sugieren un número de Nusselt de 3.6, lo que refleja una menor eficiencia en la transferencia de calor en comparación con el agua.

El coeficiente de convección calculado para el puré de banano fue de 186.467 W/m²K, considerablemente menor que los valores obtenidos para el agua. Este resultado subraya la importancia de considerar las propiedades reológicas del fluido, ya que limitan la eficiencia global del intercambiador.

El siguiente paso en el análisis fue calcular el coeficiente global de transferencia de calor, considerando tanto la interacción del agua con el puré de banano en el tubo de 4 pulgadas como la interacción entre el agua en el tubo de 6 pulgadas y el puré de banano. Los valores obtenidos fueron de 169.80 W/m²K y 168.44 W/m²K, respectivamente. Estos coeficientes son bajos en comparación con otros sistemas de intercambio de calor donde ambos fluidos son newtonianos, lo que nuevamente destaca las limitaciones impuestas por el puré de banano.

La temperatura media logarítmica (LMTD) reveló que la configuración en contraflujo presentó un valor de 81.83°C , mientras que la configuración en paralelo resultó en un LMTD de 80.83°C . Esta diferencia, aunque pequeña, es intrigante y su explicación radica en los gradientes térmicos y las características específicas del proceso de enfriamiento involucrado. Primero, se consideraron los gradientes térmicos, en el proceso descrito, el puré de banano experimentó un enfriamiento significativo, pasando de 130°C a 90°C , lo que representó un diferencial de 40°C , por otro lado, el agua utilizada para el enfriamiento se calentó de 24°C a 30°C , con un diferencial de tan solo 6°C . Esta disparidad en los gradientes térmicos fue un factor crucial para entender por qué la configuración en contraflujo mostró un LMTD ligeramente superior al de la configuración en paralelo.

En una configuración en contraflujo, el fluido caliente (puré de banano) y el fluido frío (agua) fluyen en direcciones opuestas. Esto usualmente maximiza el gradiente térmico a lo largo de todo el intercambiador, favoreciendo una transferencia de calor más eficiente. Sin embargo, en este caso específico, la mayor parte del enfriamiento del puré de banano se logró en las primeras etapas del proceso como se aprecia en la figura 17, donde el gradiente térmico inicial fue mayor. A medida que el puré se enfriaba, el gradiente térmico disminuía, lo que llevó a una menor eficiencia en la transferencia de calor en las etapas finales.

En contraste, en la configuración en paralelo, donde ambos fluidos fluyen en la misma dirección, los gradientes térmicos a lo largo del intercambiador fueron más uniformes. Sin embargo, dado que el diferencial de temperatura del puré de banano fue mucho mayor que el del agua, la diferencia en los gradientes térmicos entre el inicio y el final del intercambiador fue menos pronunciada que en el caso del contraflujo. Esto resultó en un LMTD que, aunque menor que en contraflujo, fue lo suficientemente cercano para ser significativo.

El menor LMTD en paralelo también puede explicarse por la relación entre los tiempos de calentamiento y enfriamiento de los fluidos. El puré de banano, al experimentar un enfriamiento rápido y significativo, provocó que el gradiente térmico en paralelo se mantuviera relativamente constante a lo largo del intercambiador. Mientras tanto, el agua, con su pequeño diferencial de temperatura, se calentó de manera más uniforme. Esto contribuyó a que la temperatura media logarítmica en paralelo fuera solo 1.83°C menor que en contraflujo, a pesar de las diferencias en gradientes térmicos.

Este resultado también sugiere que la configuración en paralelo, a pesar de la expectativa general de que el contraflujo sea más eficiente, tuvo un rendimiento comparable debido a la naturaleza específica del proceso. La similitud en el LMTD entre ambas configuraciones indica que, para este caso particular, los beneficios tradicionales del contraflujo no fueron tan pronunciados como se esperaría en otros contextos. Esto podría atribuirse a la combinación del gran diferencial de temperatura del puré y el corto tiempo de residencia del agua en el intercambiador.

La longitud total del intercambiador se calculó utilizando la ecuación de transferencia de calor por convección 2.15. Al despejar la longitud, se obtuvo un valor de 44.82 metros, lo que asegura que el intercambiador sea capaz de enfriar el puré de banano a la temperatura deseada en el tiempo disponible.

El dimensionamiento de la bomba fue un paso crucial en el diseño del sistema. Se calculó el flujo másico de agua necesario para enfriar las 8 toneladas por hora de puré de banano, resultando en un valor de 14.82 kg/s . La selección de la bomba se basó en la necesidad de mantener este flujo sin exceder los límites de presión y velocidad recomendados. Se consideró un cabezal de $41.55\text{ mH}_2\text{O}$, que incluye las pérdidas de presión por la longitud del intercambiador, los accesorios, y la resistencia de los aspersores de la torre de enfriamiento. La

bomba seleccionada opera a 55 mH₂O y 60 m³/h, lo que proporciona un margen de seguridad suficiente para evitar problemas operativos.

El NPSH disponible en el sistema se calculó en 7.42 mH₂O, mientras que el NPSH requerido por el fabricante de la bomba es de 2 mH₂O. Esta diferencia asegura que la bomba operará de manera segura, evitando la cavitación y garantizando una larga vida útil del equipo.

La eficiencia de la bomba, calculada en 77.7%, es adecuada para la operación del sistema, asegurando que la energía se utiliza de manera eficiente para mantener el flujo de agua necesario. La potencia de freno de la bomba, de 7785.73 W, se verificó contra la capacidad del motor de 25 HP, confirmando que el motor tiene suficiente potencia para manejar la carga sin sobrecalentarse ni operar fuera de su rango óptimo.

El cálculo de la relación entre flujos máxicos del intercambiador proporcionó una idea de la cantidad de agua que se necesita para enfriar el puré de banano. Por cada tonelada de puré de banano que se desee enfriar 40 °C es necesario bombear 6,7 toneladas de agua. Este resultado se atribuye al bajo gradiente de temperatura con el que trabaja el flujo refrigerante. Mientras que el puré de banano debe disminuir su temperatura en 40 unidades, el agua solo debe ocupar 7 unidades para cuestiones ambientales.

El diseño del intercambiador se ajustó en un total de 14 pasos, cada paso con una longitud de 3 metros, el volumen que el agua ocupa dentro es aproximadamente de 0,5 metros cúbicos, es decir, 500 litros de agua. Este valor debe considerarse para cuestiones de mantenimiento de la máquina, si se desea evacuar el producto y el fluido refrigerante a través de las válvulas de escape se perderá 500 litros de agua.

Para finalizar esta sección, se comenta la caída de temperatura en cada paso del intercambiador diseñado, estos resultados pueden visualizarse en la tabla 8 del apéndice b. Para

esto se ha asumido que la caída de temperatura a lo largo de cada paso es constante y sigue una tendencia lineal. Es así como, por cada paso se disminuye en promedio $2,85\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Capítulo 4

4.1. Conclusiones y recomendaciones

4.1.1. Conclusiones

El análisis de la configuración en contraflujo versus paralelo confirmó que la disposición en contraflujo, con un LMTD de 81.83°C , fue la más adecuada para el proceso, aunque la diferencia con la configuración en paralelo fue mínima, debido a los gradientes térmicos específicos del proceso.

Se diseñó un PID que consideró los accesorios necesarios para pruebas de llenado, mantenimiento y monitoreo de caídas de presión en el sistema. Entre los componentes clave, se incluyó una válvula de purga, fundamental para eliminar el aire atrapado durante el llenado del sistema, debido a que la presencia de este fluido causa la formación de burbujas llevando a fluctuaciones en la presión de bombeo por el incremento de la presión de vapor contenido en el aire.

Para disminuir la temperatura del puré de banano en el recorrido de la longitud total del intercambiador de 45 metros, se requiere que por cada tonelada de puré de banano teniendo en cuenta la disminución de temperatura en un diferencial de 40°C , la bomba seleccionada debe entregar 6.7 toneladas de agua.

La simulación en ANSYS muestra los rangos de temperatura a los que se expone el intercambiador en los pasos definidos, al contar con 14 pasos de intercambio distribuidos en dos columnas. En el paso 10, el intercambiador pasa por una caída de temperatura considerable, debido a que la disminución representa un 70% con respecto al valor registrado en el ingreso del intercambiador.

La bomba seleccionada entrega un caudal de $60\text{ m}^3/\text{h}$ estando por encima del flujo mínimo que requiere el sistema para cumplir con el funcionamiento adecuado del

intercambiador, además, el punto de operación definido se encuentra dentro de los rangos de trabajo recomendados por el fabricante.

Para asegurar que el npsh disponible sea mayor que el requerido, durante el proceso de diseño de la bomba se elevó la torre para incrementar la altura del punto de succión de la bomba, generando que este valor calculado este por encima del punto ubicado en la curva del fabricante de acuerdo con el caudal seleccionado para la operación del sistema de enfriamiento.

4.1.2. Recomendaciones

Se recomienda aumentar la temperatura de salida del agua del intercambiador para estudiar cómo este cambio afecta el comportamiento del LMTD. Al elevar la temperatura de salida del agua, se podría optimizar el proceso de transferencia de calor y evaluar si esto contribuye a una mayor eficiencia en el enfriamiento del puré de banano. Esta modificación permitiría obtener un panorama más claro sobre la relación entre la temperatura de salida del agua y el rendimiento del intercambiador de calor, proporcionando datos adicionales para ajustar el diseño y mejorar el proceso.

Dado que el puré de banano es un fluido no newtoniano y poco conocido, se recomienda realizar una evaluación preliminar detallada para estos casos antes de diseñar un sistema de recuperación, calentamiento o enfriamiento. Esta evaluación debería incluir estudios sobre las propiedades térmicas y de flujo de estos fluidos, para asegurar que el diseño del intercambiador de calor sea adecuado y eficiente. Esta práctica permitirá abordar posibles desafíos y ajustar el diseño del sistema de manera proactiva, minimizando riesgos y optimizando el rendimiento.

En relación con la efectividad del intercambiador se recomienda realizar una comparación con los valores usuales obtenidos para otros tipos de intercambiadores. Parte de los modelos matemáticos usados para este proyecto responden al diseño de intercambiadores

de doble tubos concéntricos, por lo que, es posible que, al ajustarlos con el enfoque de este trabajo mediante valores promedios, estos se limiten.

Para el cálculo del coeficiente convectivo del fluido interno con el turbulador se usó el diámetro hidráulico del espacio anular, debido a que no existe un modelo matemático que permita la determinación de este valor, y el planteamiento de un método supera los alcances de este proyecto. Por tanto, se sugiere realizar un estudio basado en una simulación por elementos finitos que permita estimar el coeficiente teniendo en cuenta las características geométricas del turbulador, es decir, las dimensiones y la separación entre cada aleta a lo largo de la longitud a fin de proponer una fórmula que se ajuste a la realidad.

Las simulaciones para este proyecto fueron realizadas con 2000 iteraciones cada una para permitir que el modelo se estabilice en todas las variables de interés. Sin embargo, se sugiere aumentar esta cantidad al mayor número posible con el fin de obtener mayor precisión en el estudio.

BIBLIOGRAFÍA

ASME (2004). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code*. New York.

Byrne, R. C. (2007). *Standards of the tubular exchanger manufacturers association*. New York.

TEMA

Boles, M., & Cengel, Y. (2010). *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 7th Edition.

Çengel, Y. A., Cimbala, J. M., & Murrieta, E. (2018). *Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones*. Mcgraw Hill.

Chhabra, R. P., & Richardson, J. F. (2008). *Non-Newtonian Flow and Applied Rheology: Engineering Applications*.

Ditchfield, C., Tadini, C. C., Singh, R., & Toledo, R. T. (2004). Rheological Properties of Banana Puree at High Temperatures. *International Journal Of Food Properties*, 7(3), 571-584. <https://doi.org/10.1081/jfp-200032973>

Ditchfield, C., Tadini, C. C., Singh, R. K., Toledo, R. T., & Politécnic, E. (2005). *Experimental determination of heat transfer coefficients in banana puree*. São Paulo University, Escola Politécnica. <http://sites.poli.usp.br/pqi/lea/docs/eurotherm2005d.pdf>

Etemad, S.Gh., (1998). *Forced Convection Heat Transfer of a Non-Newtonian Fluids through Circular Ducts*. Esteghlal: Journal of Engineering, v.1, pp. 1-12, 1998.

Ghiwala, nbspTejas M., & nbspDr V. k. Matawla. (2014). Sizing of triple concentric pipe heat exchanger. *International Journal of Engineering Development and Research*, 2(2), 1683–1692.

- Han, L., Yang, K., Yang, J., Li, R., Li, Y., Deng, L., & Che, D. (2024). A thermal calculation model for tubular condensing heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 244, 122701. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.122701>
- Heldman, D.R., & Lund, D. B. (2007). *Handbook of food engineering*. CRC Press. Second Edition.
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2007). *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons. Edición: 6.
- Lozano, D., Jimenez, J., García, V., Cedano, A., & Castillo, E. (2016). *Manual de apuntes de la experiencia educativa de hidráulica*. Universidad Veracruzana. Veracruz.
- Lu, W., & Li, Z. (2024). *Simulation study on heat and mass transfer characteristics within tubular moving bed heat exchangers*. *ScienceDirect*. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.105008>
- Mills, A. F. (1995). *Transferencia de calor*. Mc. Graw Hills.
- Mozafarie, S. S., & Javaherdeh, K. (2019). Numerical design and heat transfer analysis of a non-Newtonian fluid flow for annulus with helical fins. *Engineering Science And Technology An International Journal*, 22(4), 1107-1115. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2019.03.001>
- Mujumdar, A. S. (2008). *Non-newtonian fluid heat transfer*. Thermopedia. https://doi.org/10.1615/atoz.n.non-newtonian_fluid_heat_transfer
- Parra, B. Z., & Robles, A. V. (2016). *Máquinas hidráulicas: teoría y problemas*. <https://doi.org/10.31428/10317/5476>
- Prats, A. G., & Jordán, R. C. (2012). *Fundamentos de mecánica de fluidos*. Colección Académica. Editorial UPV. <https://riunet.upv.es/handle/10251/70729>

Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., & Cho, Y. I. (1997). *Handbook of heat transfer*. Mc. Graw Hils. New York.

Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, Cop.

Sánchez, A. P., & Sánchez, E. P. (2019). *Diseño térmico de un intercambiador de calor de doble tubo para el enfriamiento de acetona*. *Nexo*, 32(02), 150-165.
<https://doi.org/10.5377/nexo.v32i02.9265>

White, F. (2009). *Fluid Mechanics*. Mc. Graw Hill.

Apéndice A

CÁLCULOS

DIMENSIONAMIENTO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

Definición de parámetros y variables

Propiedades del puree de banano

$$\dot{m}_{\text{banano}} = 8 \left[\frac{\text{ton}}{\text{h}} \right] = 2,22 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$T_{h,i} = 130 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{h,o} = 90 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\rho_{\text{banano}} = 1115 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$C_{p,h} = 4186,8 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

$$k_{\text{banano}} = 692 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{k}} \right]$$

$$n = 0,458 \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{k}} \right]$$

$$m = 6,5 [\text{Pa} \cdot \text{s}^n]$$

Agua

$$T_{c,i} = 24 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{c,o} = 30 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\rho_{\text{water}} = 996,5 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$C_{p,c} = 4179 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

$$\mu_{\text{water}} = 855 \times 10^{-6} \left[\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \right]$$

$$Pr_c = 5,84$$

$$k_{\text{water}} = 613 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{k}} \right]$$

Materiales Acero inoxidable

$$k_{steel} = 15 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$$

$$\varepsilon = 0.03 [mm]$$

Dimensiones

$$D_t = 25,4 [mm]$$

$$D_{in1} = 77,92 [mm]$$

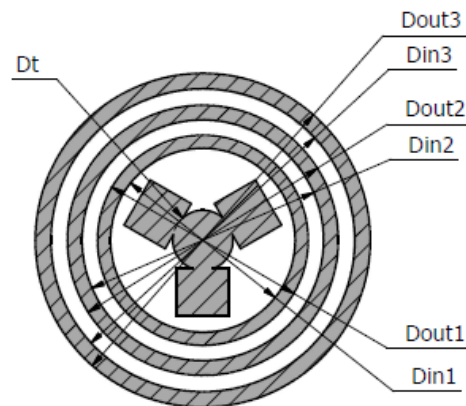
$$D_{out1} = 88,9 [mm]$$

$$D_{in2} = 102,26 [mm]$$

$$D_{out2} = 114,3 [mm]$$

$$D_{in3} = 154,06 [mm]$$

$$D_{out3} = 168,28 [mm]$$



Balance energético por calor específico

$$\Sigma q_{entrada} = \Sigma q_{salida}$$

$$q_{banano} = q_{water-1} + q_{water-2}$$

$$\dot{m}_{banano} \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{m}_{water-1} \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) + \dot{m}_{water-2} \cdot C_{p,c-2} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i})$$

$$\begin{aligned} 2,22 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot 4186,80 \left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \right] \cdot (130 [^\circ C] - 90 [^\circ C]) \\ = \dot{m}_{water} \cdot 4179 \left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \right] \cdot (30 [^\circ C] - 24 [^\circ C]) + \dot{m}_{water} \cdot 4179 \left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \right] \\ \cdot (30 [^\circ C] - 24 [^\circ C]) \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{water} = 7,41 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Cálculo de temperatura media logarítmica

Configuración en contraflujo

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_1 = 130 [^\circ C] - 30 [^\circ C]$$

$$\Delta T_1 = 100 [^\circ C]$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

$$\Delta T_2 = 90 [^{\circ}\text{C}] - 24 [^{\circ}\text{C}]$$

$$\Delta T_2 = 66 [^{\circ}\text{C}]$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln (\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{66 [^{\circ}\text{C}] - 100 [^{\circ}\text{C}]}{\ln (66 [^{\circ}\text{C}] / 100 [^{\circ}\text{C}])}$$

$$\Delta T_{LM} = 81,83 [^{\circ}\text{C}]$$

Cálculo de velocidades de flujos

Flujos volumétricos

Flujo interno 1 - Agua

$$V_1 = \frac{\dot{m}_{water}}{\rho_{water}}$$

$$V_1 = \frac{7,41 \left[\frac{kg}{s} \right]}{996,5 \left[\frac{kg}{m^3} \right]}$$

$$V_1 = 7,44 \times 10^{-3} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Flujo interno 2 – Puré de banano

$$V_2 = \frac{\dot{m}_{banano}}{\rho_{banano}}$$

$$V_2 = \frac{2,22 \left[\frac{kg}{s} \right]}{1115 \left[\frac{kg}{m^3} \right]}$$

$$V_2 = 2,00 \times 10^{-3} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Flujo interno 3 – Agua

$$V_3 = \frac{\dot{m}_{water}}{\rho_{water}}$$

$$V_3 = \frac{7,41 \left[\frac{kg}{s} \right]}{996,5 \left[\frac{kg}{m^3} \right]}$$

$$V_3 = 7,44 \times 10^{-3} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Velocidades de flujo

Velocidad del flujo interno 1 - Agua

$$v_1 = \frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot (D_{in1}^2 - D_t^2)}$$

$$v_1 = \frac{4 \cdot \left(7,44 \times 10^{-3} \left[\frac{m^3}{s} \right] \right)}{\pi \cdot (0,07792^2 - 0,0254^2) [m^2]}$$

$$v_1 = 1,75 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Velocidad del flujo interno 2 – Puré de banano

$$v_2 = \frac{4 \cdot V_2}{\pi \cdot (D_{in2}^2 - D_{out1}^2)}$$

$$v_2 = \frac{4 \cdot \left(2,00 \times 10^{-3} \left[\frac{m^3}{s} \right] \right)}{\pi \cdot (0,10226^2 - 0,0889^2) [m^2]}$$

$$v_2 = 1,00 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Velocidad del flujo interno 3 - Agua

$$v_3 = \frac{4 \cdot V_3}{\pi \cdot (D_{in3}^2 - D_{out2}^2)}$$

$$v_3 = \frac{4 \cdot \left(7,44 \times 10^{-3} \left[\frac{m^3}{s} \right] \right)}{\pi \cdot (0,15406^2 - 0,1143^2) [m^2]}$$

$$v_3 = 0,89 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Cálculo de diámetros hidráulicos

$$D_h = \frac{4 \cdot A_t}{P}$$

$$D_h = \frac{4 \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D_e^2 - D_i^2) \right]}{\pi \cdot D_e + \pi \cdot D_i}$$

$$D_h = D_e - D_i$$

Flujo 1

$$D_{h1} = D_{in1} - D_t$$

$$D_{h1} = 77,92 [mm] - 25,40 [mm]$$

$$D_{h1} = 52,52 [mm]$$

Flujo 2

$$D_{h2} = D_{in2} - D_{out1}$$

$$D_{h2} = 102,26 [mm] - 88,90 [mm]$$

$$D_{h2} = 13,36 [mm]$$

Flujo 3

$$D_{h3} = D_{in3} - D_{out2}$$

$$D_{h3} = 154,06 [mm] - 114,30 [mm]$$

$$D_{h3} = 39,76 [mm]$$

Cálculo de número de Reynolds

Flujo 1

$$Re_1 = \frac{\rho_{water} \cdot v_1 \cdot D_{h1}}{\mu_{water}}$$

$$Re_1 = \frac{996,5 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 1,75 \left[\frac{m}{s} \right] \cdot 52,52 \times 10^{-3} [m]}{855 \times 10^{-6} \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right]}$$

$$Re_1 = 107120,84$$

Por lo tanto, el flujo 1 es turbulento

Flujo 2

$$\mu_{banana} = m \cdot \left(\frac{3n + 1}{4n} \right)^n \cdot \left(\frac{8 \cdot v_2}{D_{h2}} \right)^{n-1}$$

$$\mu_{banana} = 6,5 \cdot \left(\frac{3 \cdot 0,458 + 1}{4 \cdot 0,458} \right)^{0,458} \cdot \left(\frac{8 \cdot 1,00}{0,01336} \right)^{0,458-1}$$

$$\mu_{\text{banana}} = 0,23 \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right]$$

$$Re_2 = \frac{\rho_{\text{banana}} \cdot v_2 \cdot D_{h2}}{\mu_{\text{banana}}}$$

$$Re_2 = \frac{1115 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 1,00 \left[\frac{m}{s} \right] \cdot 13,36 \times 10^{-3} [m]}{0,23 \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right]}$$

$$Re_2 = 67,71$$

Por lo tanto, el flujo es laminar

Flujo 3

$$Re_3 = \frac{\rho_{\text{water}} \cdot v_3 \cdot D_{h3}}{\mu_{\text{water}}}$$

$$Re_3 = \frac{996,5 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 0,89 \left[\frac{m}{s} \right] \cdot 39,76 \times 10^{-3} [m]}{855 \times 10^{-6} \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right]}$$

$$Re_3 = 41242,74$$

Por lo tanto, el flujo 3 es turbulento

Nusselt de cada flujo

Para el cálculo de los coeficientes convectivo de los flujos de agua se usó la correlación de Gnielinski.

$$Nu_{D1} = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$f = (0,790 \cdot \ln(Re) - 1,64)^{-2}$$

Flujo 1

$$f = (0,790 \cdot \ln \cdot Re_1 - 1,64)^{-2}$$

$$f = (0,790 \cdot \ln \cdot 107120,84 - 1,64)^{-2}$$

$$f = 0,018$$

$$Nu_{D1} = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re_1 - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_{D1} = \frac{\frac{0,018}{8} \cdot (107120,84 - 1000) \cdot 5,84}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{0,018}{8}\right)^{1/2} \cdot (5,84^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_{D1} = 586,78$$

Flujo 2

Para secciones transversales circulares, se tiene que:

$$Nu_{h2x} = 3,6$$

Flujo 3

$$f = (0,790 \cdot \ln \cdot Re_3 - 1,64)^{-2}$$

$$f = (0,790 \cdot \ln \cdot 41242,74 - 1,64)^{-2}$$

$$f = 0,022$$

$$Nu_{D1} = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re_3 - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_{D1} = \frac{\frac{0,022}{8} \cdot (41242,74 - 1000) \cdot 5,84}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{0,022}{8}\right)^{1/2} \cdot (5,84^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_{D1} = 258,44$$

Coefficiente de convección

Flujo 1

$$h_1 = \frac{Nu_{D1} \cdot k_{water}}{D_{h1}}$$

$$h_1 = \frac{586,78 \cdot 613 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m \cdot k} \right]}{52,52 \times 10^{-3} [m]}$$

$$h_1 = 6848,75 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$$

Flujo 2

$$h_2 = \frac{Nu_{h2x} \cdot k_{banana}}{D_{h2}}$$

$$h_2 = \frac{3,6 \cdot 692 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m \cdot k} \right]}{13,36 \times 10^{-3} [m]}$$

$$h_2 = 186,47 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$$

Flujo 3

$$h_3 = \frac{Nu_{D3} \cdot k_{water}}{D_{h3}}$$

$$h_3 = \frac{258,44 \cdot 613 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m \cdot k} \right]}{39,76 \times 10^{-3} [m]}$$

$$h_3 = 3984,50 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$$

Cálculo de coeficientes convectivos promedios

Tubo interno – anular

$$\frac{1}{U_1} = \frac{D_{out1}}{D_{in1} \cdot h_1} + \frac{D_{out1} \cdot \ln \left(\frac{D_{out1}}{D_{in1}} \right)}{2 \cdot k_{steel}} + \frac{1}{h_2}$$

$$\frac{1}{U_1} = \frac{88,9}{77,92 \cdot \left(6848,75 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right] \right)} + \frac{88,9 \times 10^{-3} [m] \cdot \ln \left(\frac{88,9}{77,92} \right)}{2 \cdot 15 \left[\frac{W}{m \cdot k} \right]} + \frac{1}{186,47 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]}$$

$$\frac{1}{U_1} = 5,92 \times 10^{-3} \left[\frac{m^2 \cdot k}{W} \right]$$

$$U_1 = 168,92 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$$

Tubo externo – anular

$$\frac{1}{U_2} = \frac{D_{in2}}{D_{out2} \cdot h_3} + \frac{D_{in2} \cdot \ln \left(\frac{D_{out2}}{D_{in2}} \right)}{2 \cdot k_{steel}} + \frac{1}{h_2}$$

$$\frac{1}{U_2} = \frac{102,26}{114,3 \cdot \left(3984,50 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right] \right)} + \frac{102,26 \times 10^{-3} [m] \cdot \ln \left(\frac{114,3}{102,26} \right)}{2 \cdot 15 \left[\frac{W}{m \cdot k} \right]} + \frac{1}{186,47 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]}$$

$$\frac{1}{U_2} = 5,97 \left[\frac{m^2 \cdot k}{W} \right]$$

$$U_2 = 167,60 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$$

Cálculo de longitud

$$\dot{m}_{\text{bananao}} \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = U_1 \cdot A_1 \cdot \Delta T_{LM} + U_2 \cdot A_2 \cdot \Delta T_{LM}$$

$$\dot{m}_{\text{bananao}} \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = U_1 \cdot \pi \cdot D_{out1} \cdot L \cdot \Delta T_{LM} + U_2 \cdot \pi \cdot D_{in2} \cdot L \cdot \Delta T_{LM}$$

$$L = \frac{\dot{m}_{\text{bananao}} \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})}{U_1 \cdot \pi \cdot D_{out1} \cdot \Delta T_{LM} + U_2 \cdot \pi \cdot D_{in2} \cdot \Delta T_{LM}}$$

L

$$= \frac{2,22 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot 4186,80 \left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \right] \cdot (130 [^\circ C] - 90 [^\circ C])}{\pi \cdot \left(168,92 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right] \cdot 88,9 \times 10^{-3} [m] \cdot 81,83 [^\circ C] + 167,60 \left[\frac{W}{m^2 \cdot k} \right] \cdot 102,26 \times 10^{-3} [m] \cdot 81,83 [^\circ C] \right)}$$

$$L = 44,32 [m]$$

Efectividad del intercambiador de calor

$$C_{max} = \dot{m}_{\text{water}} \cdot (C_{p\text{water}})$$

$$C_{max} = \left(7,41 \left[\frac{kg}{s} \right] \right) \cdot \left(4179 \left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \right] \right)$$

$$C_{max} = 30966,78$$

$$C_{min} = \dot{m}_{\text{bananao}} \cdot (C_{p\text{bananao}})$$

$$C_{min} = \left(2,22 \left[\frac{kg}{s} \right] \right) \cdot \left(4186,8 \left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \right] \right)$$

$$C_{min} = 9294,70$$

$$C_R = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

$$C_R = \frac{9294,70}{30966,39}$$

$$C_R = 0,30$$

$$\frac{1}{(U \cdot A)_{prom}} = \frac{1}{U_1 \cdot \pi \cdot D_{out1} \cdot L} + \frac{1}{U_2 \cdot \pi \cdot D_{in2} \cdot L}$$

$$\frac{1}{(U \cdot A)_{prom}} = \frac{1}{168,92 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \cdot 88,9 \times 10^{-3} [m] \cdot \pi \cdot 42,32 [m]} + \frac{1}{167,60 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \cdot 102,26 \times 10^{-3} [m] \cdot \pi \cdot 42,32 [m]}$$

$$\frac{1}{(U \cdot A)_{prom}} = 9,3 \times 10^{-4}$$

$$(U \cdot A)_{prom} = 1075,27 \left[\frac{W}{K} \right]$$

$$NTU = \frac{1075,27 \left[\frac{W}{K} \right]}{9294,70}$$

$$NTU = 0,12$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_R)]}{1 - C_R \cdot \exp[-NTU(1 - C_R)]}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-0,12 \cdot (1 - 0,30)]}{1 - 0,30 \cdot \exp[-0,12 \cdot (1 - 0,30)]}$$

$$\varepsilon = \frac{0,081}{0,724}$$

$$\varepsilon = 0,11$$

Caída de temperatura por paso en el tubo anular

Asumiendo una caída de temperatura lineal a lo largo de toda la longitud del intercambiador, se tiene lo siguiente:

$$\Delta T_{paso} = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{n}$$

$$\Delta T_{paso} = \frac{130 [^{\circ}C] - 90 [^{\circ}C]}{14}$$

$$\Delta T_{paso} = 2,85 [^{\circ}C]$$

$$T_{paso\ n} = T_{h,i} - n \cdot \Delta T_{paso}$$

$$T_{paso\ 1} = 127,14 [^{\circ}C]$$

Relación de enfriamiento entre masas

$$r = \frac{2 \cdot \dot{m}_{water}}{\dot{m}_{banano}}$$

$$r = \frac{14,82 \left[\frac{kg\ de\ agua}{s} \right]}{2,22 \left[\frac{kg\ de\ puré\ de\ banano}{s} \right]}$$

$$r = \frac{6,70}{1} \left[\frac{kg\ de\ agua}{kg\ de\ puré\ de\ banano} \right]$$

Cálculo de pérdidas de presión

Factor de fricción

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Espacio interno-turbulador (Flujo 1)

$$f_1 = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D_{h1}}{3,7} + \frac{5,74}{Re_1^{0,9}} \right) \right]^2}$$
$$f_1 = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{0,03/52,52}{3,7} + \frac{5,74}{107120,84^{0,9}} \right) \right]^2}$$
$$f_1 = 0,021$$

Espacio anular-externo (Flujo 3)

$$f_3 = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D_{h3}}{3,7} + \frac{5,74}{Re_3^{0,9}} \right) \right]^2}$$
$$f_3 = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{0,03/39,76}{3,7} + \frac{5,74}{41242,74^{0,9}} \right) \right]^2}$$
$$f_3 = 0,024$$

Pérdidas de presión por longitud de tubería

$$h_f = \frac{f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D_h}$$

Espacio interno-turbulador (Flujo 1)

$$h_{f1} = \frac{f_1 \cdot L \cdot v_1^2}{2 \cdot g \cdot D_{h1}}$$
$$h_{f1} = \frac{(0,021) \cdot (45[m]) \cdot \left(1,75 \left[\frac{m}{s}\right]\right)^2}{2 \cdot (9,81[m/s]) \cdot (52,52 \times 10^{-3} [m])}$$
$$h_{f1} = 2,81 [m]$$

Espacio externo-anular (Flujo 3)

$$h_{f3} = \frac{f_2 \cdot L \cdot v_3^2}{2 \cdot g \cdot D_{h3}}$$

$$h_{f3} = \frac{(0,024) \cdot (45[m]) \cdot \left(0,89 \left[\frac{m}{s}\right]\right)^2}{2 \cdot (9,81[m/s]) \cdot (39,76 \times 10^{-3} [m])}$$

$$h_{f3} = 1,10 [m]$$

Pérdidas de presión por accesorios

Espacio interno-turbulador – Flujo 1

Codos de 90° CD 40

Cantidad: 28

Factor de pérdida de carga: $K_{L1} = 0.3$

$$h_{m1} = \frac{v_1^2}{2 \cdot g} \cdot \Sigma k_1$$

$$h_{m1} = \frac{\left(1,75 \left[\frac{m}{s}\right]\right)^2}{2 \cdot (9,81[m/s])} \cdot (28 \cdot 0.3)$$

$$h_{m1} = 1,31 [m]$$

Espacio externo-anular

Conexión en T

Cantidad:30

Factor de pérdida de carga: $K_{L3} = 0.2$

$$h_{m3} = \frac{v_3^2}{2 \cdot g} \cdot \Sigma k_3$$

$$h_{m3} = \frac{\left(0,89 \left[\frac{m}{s}\right]\right)^2}{2 \cdot (9,81[m/s])} \cdot (30 \cdot 0.2)$$

$$h_{m3} = 0,24 [m]$$

Pérdidas de presión total por tuberías

Tubería interna

$$h_{L1Total} = h_{f1} + h_{m1}$$

$$h_{L1Total} = 2,81 [m] + 1,31 [m]$$

$$h_{L1Total} = 4,12 [m]$$

Tubería externa

$$h_{L3Total} = h_{f3} + h_{m3}$$

$$h_{L3Total} = 1,10 [m] + 0,24 [m]$$

$$h_{L3Total} = 1,34 [m]$$

DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE SISTEMA DE BOMBEO

Para el dimensionamiento de bomba, se consideran las siguientes posiciones del sistema:

- Punto b: Descarga del intercambiador
- Punto a: Torre de enfriamiento
- El diámetro de la tubería de descarga del intercambiador es de 4"

Empezando por el cálculo del cabezal de bombeo requerido, se tiene que:

$$H_p = \frac{(P_b - P_a)}{\rho \cdot g} + \frac{v_b^2 - v_a^2}{2 \cdot g} + (z_b - z_a) + H_f$$

Dado que la posición a y b están expuesta a la atmósfera la presión es atmosférica. La velocidad en el punto a es cero. La ecuación se convierte en:

$$H_p = \frac{v_b^2}{2 \cdot g} + (z_b - z_a) + H_f$$

Velocidad en b

En la descarga del intercambiador el flujo 1 y 2 se unen, por lo tanto

$$V_b = V_1 + V_2$$

$$V_b = 7,44 \times 10^{-3} \left[\frac{m^3}{s} \right] + 7,44 \times 10^{-3} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$V_b = 1,49 \times 10^{-2} \left[\frac{m^3}{s} \right] -$$

Pérdidas de presión

Pérdidas de presión a través del intercambiador

$$h_{L1Total} = 4,12 [m]$$

$$h_{L3Total} = 1,34 [m]$$

$$h_{L \text{ intercambiador}} = h_{L1Total} + h_{L3Total}$$

$$h_{L \text{ intercambiador}} = 4,12 [m] + 1,34 [m]$$

$$h_{L \text{ intercambiador}} = 5,46 [m]$$

Pérdidas de presión a través del sistema de bombeo

$$Re_b = \frac{\rho_{water} \cdot v_b \cdot D_{hb}}{\mu_{water}}$$

$$Re_b = \frac{996,5 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 2 \left[\frac{m}{s} \right] \cdot 0.10226[m]}{855 \times 10^{-6} \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right]}$$

$$Re_b = 238489.46$$

$$f_b = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D_{hb}}{3,7} + \frac{5,74}{Re_b^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f_b = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{0,046/102.26}{3,7} \right) + \frac{5,74}{238489.46^{0,9}} \right]^2}$$

$$f_b = 0,016$$

Pérdidas por longitud

$$h_{f3} = \frac{f_b \cdot L \cdot v_b^2}{2 \cdot g \cdot D_{hb}}$$

$$h_{f3} = \frac{(0,016) \cdot (124.18[m]) \cdot \left(2 \left[\frac{m}{s} \right] \right)^2}{2 \cdot (9,81[m/s]) \cdot (0.10226 [m])}$$

$$h_{f3} = 4.04 \text{ mH}_2\text{O}$$

Pérdidas de presión por accesorios

Accesorios:

Codos de 90° CD 40

Cantidad: 15

Factor de pérdida de carga: $K_{L4} = 0.3$

Válvulas de compuerta clase 4" 3000

Cantidad: 2

Factor de pérdida de carga: $K_{L6} = 0.16$

Válvulas de retención 4" clase 3000

Cantidad: 1

Factor de pérdida de carga: $K_{L7} = 2$

Filtro tipo y 4" Clase 300

Cantidad: 3

Factor de pérdida de carga: $K_{L8} = 6$

Válvulas de esfera ½” clase 1500

Cantidad: 6

Factor de pérdida de carga: $K_{L9} = 0.30$

Válvulas de esfera 4” clase 1500

Cantidad: 2

Factor de pérdida de carga: $K_{L9} = 0.16$

$$h_{mb} = \frac{v_b^2}{2 \cdot g} \cdot \Sigma k_b$$

$$h_{mb} = \frac{\left(2 \left[\frac{m}{s}\right]\right)^2}{2 \cdot (9,81[m/s])} \cdot (20,94)$$

$$h_{mb} = 4.27 \text{ mH}_2\text{O}$$

Pérdidas de fricción totales en el sistema de bombeo

$$h_{L \text{ bomba}} = h_{fb} + h_{mb}$$

$$h_{L \text{ bomba}} = 8.31 [m]$$

Pérdidas de presión total del sistema bomba-intercambiador

$$h_{L \text{ Total-sistema}} = h_{L \text{ intercambiador}} + h_{\text{bombeo}}$$

$$h_{L \text{ Total-sistema}} = 5,46 [m] + 8.31[m]$$

$$h_{L \text{ Total-sistema}} = 13.74 [m]$$

Cabezal de bombeo requerido

Altura de descarga: 8.5 [metros]

Altura de succión: 1.5 [metros]

Δ_z : 7 [metros]

Caudal volumétrico: 0.016426 m³/s

Viscosidad dinámica: 8.55E-04 N s/m²

$$H_{\text{requerido}} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \Delta_z + h_L + h_{\text{intercambiador}}$$

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho g} = \frac{202636.9 - 0 \text{ [Pa]}}{997.01(9.81) \text{ kg/m}^2 \text{ s}^2} = 20.74 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{(2)^2_2 - (1.8)^2_1}{2 \cdot 997.01(9.81) \text{ kg/m}^2 \text{ s}^2} = 0.039 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$h_{L\text{Total-sistema}} = 13.64 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$H_{\text{requerido}} = 42.42 \text{ mH}_2\text{O}$$

Cálculo de potencia hidráulica – potencia de freno

Caudal volumétrico: 0.016426 m³/s

Densidad del agua: 997.01 kg/m³

Gravedad: 9.8 m/s²

Cabezal requerido: 41.55 mH₂O

$$Potencia_{\text{hidráulica}} = \rho * g * H_{\text{requerido}} * \dot{Q}_{\text{volumétrico}}$$

$$Potencia_{\text{hidráulica}} = 6049.52 \text{ [W]}$$

$$Potencia_{\text{freno}} = \frac{Potencia_{\text{hidráulica}}}{\eta}$$

$$Potencia_{\text{freno}} = 7785.74 \text{ [W]}$$

Cálculo de NPSH disponible

$$NPSH_{\text{disponible}} = \frac{P_{\text{atm}} - P_v}{\rho g} - z_1 - H_L$$

$$H_L = \frac{v^2}{2g} \left(\frac{fL}{D} + \sum k \right)$$

$$H_L = \frac{1.8^2}{2(9.8)} \left(\frac{0.016(1.5)}{0.10226} + 0.3 + 6 + 0.16 \right)$$

$$H_L = 1.11 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$NPSH_{\text{disponible}} = \frac{101325 - 3169.8 \text{ [Pa]}}{997.01(9.81) \text{ kg/m}^2 \text{ s}^2} - 1.5 - 1.11$$

$$NPSH_{\text{disponible}} = 7.42 \text{ mH}_2\text{O}$$

Cálculo de volumen contenido en el intercambiador

Velocidad promedio: 1,32 m/s

Longitud de intercambiador: 45 metros

$$Tiempo = \frac{distancia}{velocidad}$$

$$Tiempo = \frac{45 [m]}{1.32 \left[\frac{m}{s} \right]} = 34.1 [segundos]$$

Caudal volumétrico: 0.016426 m³/s

$$Q = 0.016426 \left[\frac{m^3}{s} \right] * 34.1 [segundos]$$

$$Volumen = 0.56 [m^3] \text{ equivalente a } 148 [galones]$$

Apéndice B

Caída de temperatura por paso

Tabla 8. *Caída de temperatura a lo largo de los pasos del intercambiador*

N° Paso	Temperatura al comienzo	Temperatura al final
1	130	127,142857
2	127,1428571	124,285714
3	124,2857143	121,428571
4	121,4285714	118,571429
5	118,5714286	115,714286
6	115,7142857	112,857143
7	112,8571429	110
8	110	107,142857
9	107,1428571	104,285714
10	104,2857143	101,428571
11	101,4285714	98,5714286
12	98,57142857	95,7142857
13	95,71428571	92,8571429
14	92,85714286	90

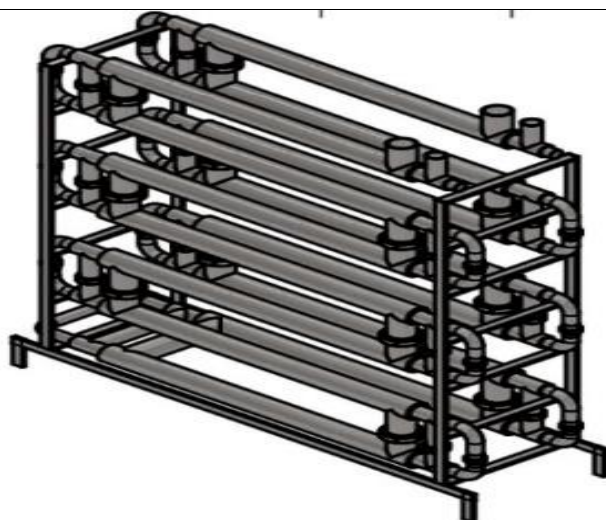
Nota. Esta table presenta la caída de temperatura a lo largo de cada uno de los pasos del intercambiador de calor

Apéndice C

Resumen del sistema diseñado

Tabla 9. Características principales del sistema diseñado

INTERCAMBIADOR DE CALOR



Intercambiador de calor

Longitud total: 45 [m]

Bomba hidráulica

Nombre: **CR 64-2-A-HQE**
 Tipo de bomba **Centrífuga / Vertical**
 Frecuencia **50 Hz**
 Potencia del motor: **11 kW**
 Eficiencia de la bomba: **77.7 %**



Figura 18. Bomba centrífuga vertical

CUERPO DEL INTERCAMBIADOR

N° ítem	Característica	Diámetro nominal	Cantidad de tubos	Descripción
1	Tubería interna	Ø 3.00 [in]	10	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio
2	Tubería anular	Ø 4.00 [in]	10	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio
3	Tubería externa	Ø 6.00 [in]	10	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio
4	Codo soldable	Ø 6.00 [in] x 90°	28	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio

5	Unión en tee	Ø 3.00 [in]	30	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio
6		Ø 4.00 [in]	30	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio
7	Prensa estopa	Ø 4.00 [in]	30	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio
8		Ø 6.00 [in]	30	Acero inoxidable cd 40, grado alimenticio
9	Turbulador	Ø 1.00 [in]	8	Varilla sólida acero inoxidable, grado alimenticio

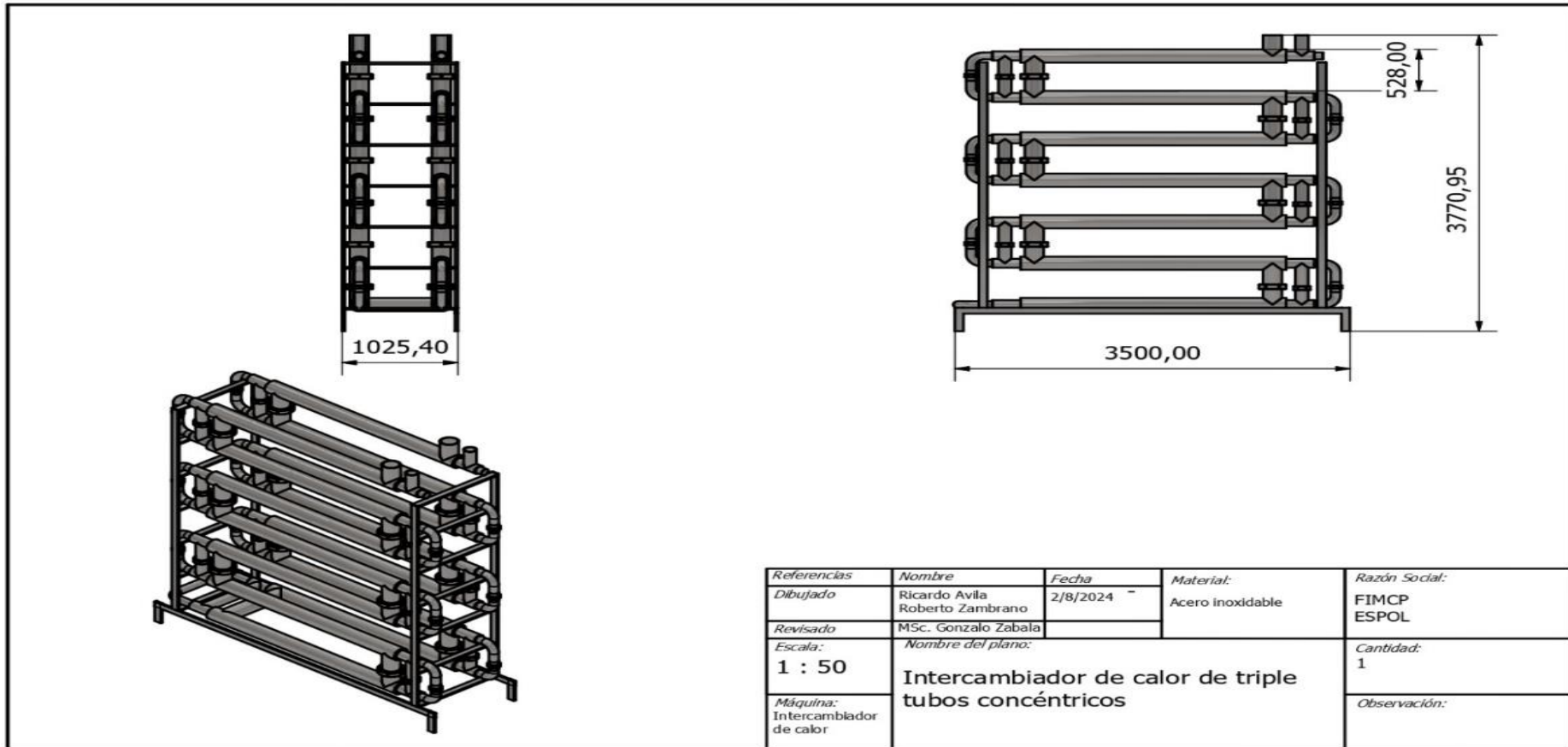
CARACTERÍSTICAS DINÁMICAS

Tipo de flujo	Flujo volumétrico	Velocidad	Descripción	Sustancia
Flujo 1	7,44 $\left[\frac{L}{s}\right]$	1,75 $\left[\frac{m}{s}\right]$	Flujo a través del tubo interno	Agua
Flujo 2	2,00 $\left[\frac{L}{s}\right]$	1,00 $\left[\frac{m}{s}\right]$	Flujo a través del tubo anular	Puré de banano
Flujo 3	7,44 $\left[\frac{L}{s}\right]$	0,89 $\left[\frac{m}{s}\right]$	Flujo a través del tubo externo	Agua

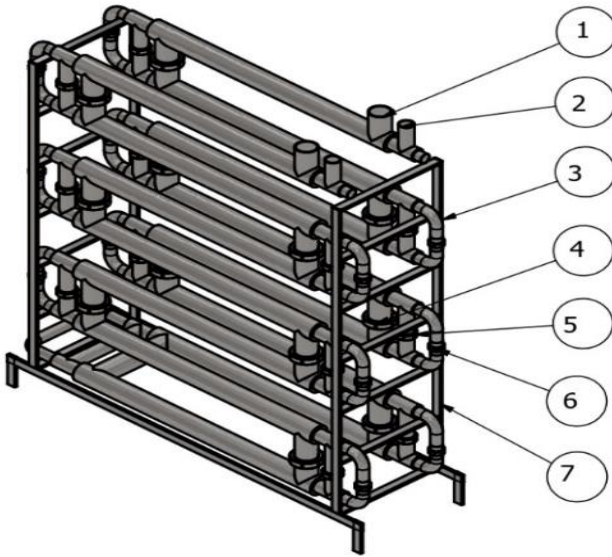
Nota. Esta tabla presenta un resumen de las características principales del sistema diseñado.

Apéndice D

PLANO DE CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR



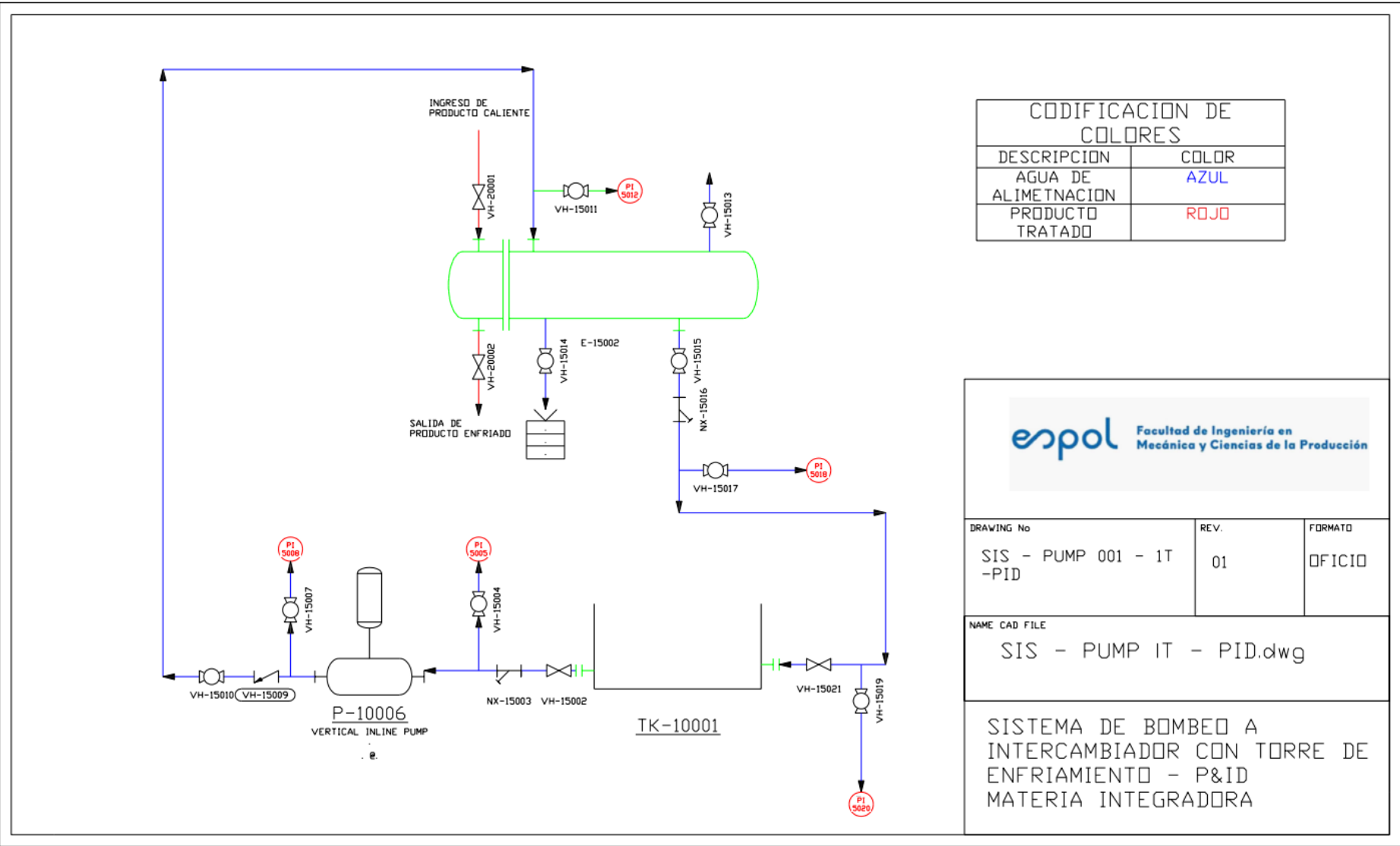
DETALLE DE ACCESORIOS PARA CONSTRUCCIÓN DE INTERCAMBIADOR



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
	28	Tee 6 pulg	
	28	Tee 4 pulg	
3	26	Codo 3 pulg x 90°	
4	26	prensaestopa 6 pulg	
5	26	prensaestopa 4 pulg	
6	26	prensaestopa 3 pulg	
7	1	Estructura de soporte	Tubos rectangulares de 3"x1"x0,25

<i>Referencias</i>	<i>Nombre</i>	<i>Fecha</i>	<i>Material:</i>	<i>Razón Social:</i>
<i>Dibujado</i>	Ricardo Avila Roberto Zambrano	2/8/2024	Acero inoxidable	FIMCP ESPOL
<i>Revisado</i>	MSc. Gonzalo Zabala			
<i>Escala:</i>	<i>Nombre del plano:</i>		<i>Cantidad:</i>	
1 : 40	Intercambiador de calor de triple tubos concéntricos		1	
<i>Máquina:</i> Intercambiador de calor			<i>Observación:</i>	

DIAGRAMA P&ID



CODIFICACION DE COLORES	
DESCRIPCION	COLOR
AGUA DE ALIMENTACION	AZUL
PRODUCTO TRATADO	ROJO



DRAWING No	REV.	FORMATO
SIS - PUMP 001 - 1T -PID	01	OFICIO

NAME CAD FILE
SIS - PUMP IT - PID.dwg

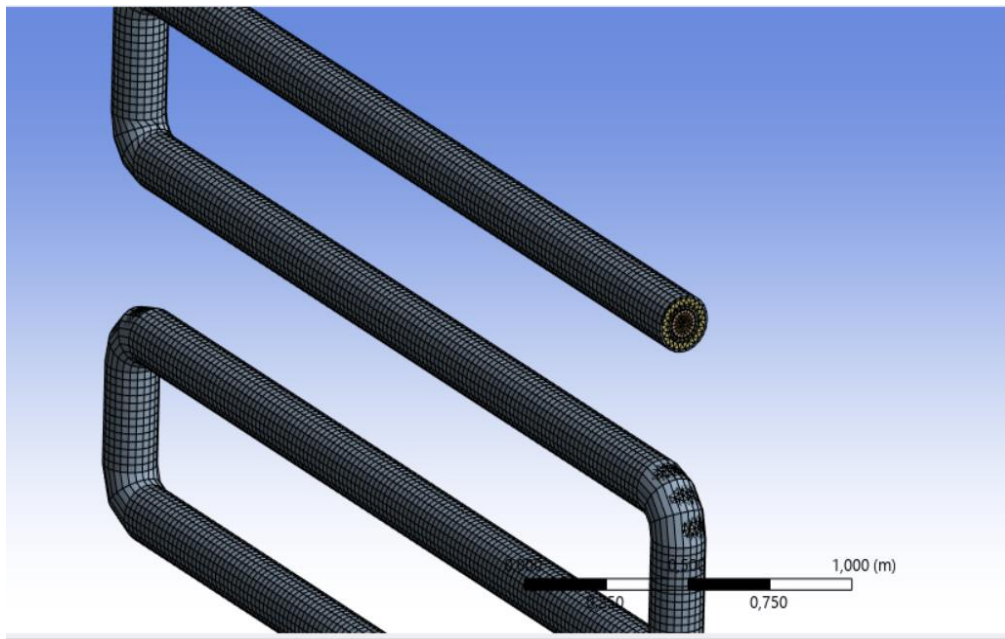
SISTEMA DE BOMBEO A INTERCAMBIADOR CON TORRE DE ENFRIAMIENTO - P&ID
MATERIA INTEGRADORA

Apéndice E

Simulación

En esta sección se presentan figuras de la simulación desarrollada para evaluar el intercambio de calor entre los fluidos para las tres diferentes configuraciones.

Figura 18. Mallado del modelo del intercambiador de calor



Apéndice E

Figura 19. Curvas de rendimiento de la bomba hidráulica seleccionada

