



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA

“Sistema de enfriamiento de mosto por aire para asegurar su estabilidad y reducir costos operativos en planta de bioetanol Sullana-Piura”

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO ELECTRICISTA

AUTORES:

Morisaki Pacori, Nilser, (Orcid: [0000-0002-0910-6835](https://orcid.org/0000-0002-0910-6835))

Ramírez Varas, Luis Jeanpierre, (Orcid: [0000-0002-8326-4188](https://orcid.org/0000-0002-8326-4188))

ASESOR:

Mg. Paredes Rosario, Raúl Rosali, (Orcid: [0000-0002-3032-3527](https://orcid.org/0000-0002-3032-3527))

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, Transmisión y Distribución

TRUJILLO – PERU

2020

DEDICATORIA

*A Dios por ser nuestro creador, darnos vida, salud y bienestar en cada paso
de nuestra existencia.*

*A nuestros padres, por darnos lo mejor de ellos, ya que con su amor nos
mostraron el camino de la humildad, el respeto y la responsabilidad.
Estamos infinitamente agradecidos por su apoyo moral e incondicional que
nos dio fortaleza para continuar a pesar de las adversidades, muchos de
nuestros logros se lo debemos a ellos, incluido este.*

AGRADECIMIENTO

Nuestro total agradecimiento, por su apoyo incondicional a nuestro asesor el Ingeniero Raúl Paredes Rosario, quien nos motivó y compartió sus conocimientos para poder llevar a cabo esta investigación.

Agradecemos a la Universidad Cesar Vallejo que nos acogió en este largo recorrido, donde vivimos innumerables experiencias con los docentes y compañeros de aula, que contribuyeron en el desarrollo de nuestras capacidades profesionales.

A mi amigo y compañero de tesis por su colaboración y constante comunicación que contribuyó en gran medida a transformar y mejorar esta investigación.

ÍNDICE

I. INTRODUCCIÓN	11
II. MARCO TEÓRICO	15
III. MÉTODO	19
3.1. Tipo y diseño de investigación	19
3.1.1. Tipo de investigación	19
3.1.2. Diseño de investigación	19
3.2. Variables, operacionalización.....	20
3.2.1. Variables	20
3.2.2. Población y muestra.....	20
3.2.3. Población	20
3.2.4. Muestra	20
3.2.5. Muestreo	20
3.3. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad	21
3.4. Procedimiento	21
3.5. Método de análisis de datos.....	22
3.6. Aspectos éticos	22
IV. RESULTADOS	23
4.1. Determinar parámetros de operación actual	23
4.1.1. Cálculo de carga térmica de enfriamiento de mosto en el intercambiador de calor.	24
4.1.2. Cálculo de flujo masico de agua necesario para el proceso de enfriamiento en el intercambiador de Calor.	25
4.1.3. Cálculo de agua de reposición.....	25
4.1.4. Cálculo del consumo eléctrico de la bomba de agua	27
4.1.5. Cálculo de reducción de flujo masico por parámetros intervenientes.	29

4.1.6.	Costo Operativo actual en el proceso de enfriamiento.....	29
4.2.	Dimensionamiento de un sistema de intercambio de Calor por aire	30
4.2.1.	Carga térmica en el calentador de aire antes del Intercambiador de placas.....	31
4.2.2.	Cálculo del flujo másico de aire necesario para el calentador de aire	32
4.2.3.	Selección de la disposición del banco de tubos para el intercambiador de calor:	33
4.2.4.	Cálculo de tubo con aletas para el intercambiador de calor. 35	
4.2.5.	Dimensionamiento de ventilador de tiro forzado para intercambiador de calor	41
4.2.6.	Potencia eléctrica de ventilador	41
4.3.	Simulación de enfriamiento en Intercambiador de Calor.....	43
4.4.	Estandarización de componentes.	45
4.4.1.	Tubería con aletas	45
4.4.2.	Banco de Tubos	46
4.4.3.	Cabezal de entrada y Salida	47
4.4.4.	Ventiladores	47
4.4.5.	Fabricante	48
4.5.	Análisis Económico	49
4.5.1.	Beneficio económico por implementar enfriador por aire. ...	49
4.5.2.	Beneficio económico por producción estabilizada	50
4.5.3.	Retorno de Inversión (R.O.I)	50
V.	DISCUSIÓN.....	51
VI.	CONCLUSIÓN.....	53

VII. RECOMENDACIONES.....	54
VIII.REFERENCIAS	55
IX. ANEXOS.....	60

ÍNDICE DE FIGURAS

figura 1	Producción de bioetanol en el mundo.	11
Figura 2	Diseño de investigación	19
Figura3	Esquema de proceso actual.....	23
Figura 4	Temperatura media logarítmica	24
Figura 5	Esquema de torre enfriamiento	25
Figura 6	Esquema con intercambiador de calor enfriado por aire	30
Figura 7	Temperatura media logarítmica i.c. por aire	31
Figura 8	Longitud entre tubos en disposición tres bolillos.....	35
Figura 9	Medidas de tubo con aletas para banco de tubo.	36
Figura 10	Superficie unitaria de aleta en un tubo.....	37
Figura 11	Superficie del tubo entre aletas.....	37
Figura 12	Longitud geométrica de una aleta tipo anular	38
Figura 13	Banco de tubos 4 columnas, 21 hileras y 2 pasos.....	40
Figura 14	Diseño de banco de tubos.....	43
Figura 15	Vista inferior del intercambiador.....	43
Figura 16	Simulación de cambio de temperatura.....	44
Figura 17	Intercambiador de calor.....	44
Figura 18	Tubo con aletas astm 316l	45
Figura 19	Especificaciones aleta de aluminio extruido	46
Figura 20	Medidas de banco de tubos con aletas.....	46
Figura 21	Cabeza de entra y salida para fluido interno.....	47
Figura 22	Disposición de tiro forzado	48
Figura23	(Ache) alfa laval g-sls2	48

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Técnicas, instrumentos y validez	21
Tabla 2 Entalpias torre de enfriamiento	26
Tabla 3 Banco de tubos disp. tres bolillos	33
Tabla 4 Banco de tubos disp. rectangular.	34
Tabla 5 Especificaciones de tubo con aleta astm 316l.....	45
Tabla 6 Beneficio por estabilizacion de produccion.....	50
Tabla 7 Beneficio total al año.....	50
Tabla 8 Retorno de inversión (r.o.i)	51

RESUMEN

La producción de etanol proviene a partir de las mieles y jugos de la caña de azúcar, este producto es de suma importancia ya que es utilizado como aditivo en los carburantes, es decir forma parte de los combustibles que se venden a diario.

En su elaboración nos encontramos que el sistema de enfriamiento en una empresa productora de bioetanol ubicada en Sullana – Piura, se ve afectado por las altas temperaturas del intenso verano, por lo cual en el presente estudio se propone un sistema de enfriamiento por aire como alternativa al sistema actual, ya que el sistema actual presenta deficiencias al ser un intercambiador por placas y además estar expuesto a la intemperie, generando bajas en la producción a causa de la deficiencia. Posteriormente se obtuvo como resultado la carga térmica de operación y la carga térmica proyectada, también se calculó las dimensiones del intercambiador de calor, la potencia de los ventiladores, la potencia de la bomba que utiliza el jugo de mosto, los costos de operación, el retorno de inversión, y los parámetros para su actual operación. Concluyendo que se realizó satisfactoriamente la estandarización de componentes bajo norma, se simuló el funcionamiento del intercambiador de calor, finalmente se logró conocer el retorno de la inversión (R.O.I).

Palabras claves: intercambiador, aire, mosto, aleta, enfriamiento

ABSTRACT

Ethanol production comes from the honeys and juices of sugar cane, this product is of utmost importance since it is used as an additive in fuels, that is, it is part of the fuels that are sold daily.

In its elaboration we find that the cooling system in a bioethanol production company located in Sullana - Piura, is affected by the high temperatures of the intense summer, which is why in the present study an air cooling system is proposed as an alternative to the current system, since the current system has deficiencies as it is a plate heat exchanger and is also exposed to the elements, generating production losses due to the deficiency. Subsequently, the operating thermal load and the projected thermal load were obtained, the dimensions of the heat exchanger, the power of the fans, the power of the pump that uses the must juice, the operating costs, the return on investment, and the parameters for your current operation. Concluding that the standardization of components under the standard was successfully carried out, the operation of the heat exchanger was simulated, and finally the return on investment (R.O.I) was achieved.

Keywords: exchanger, air, must, fin, cooling

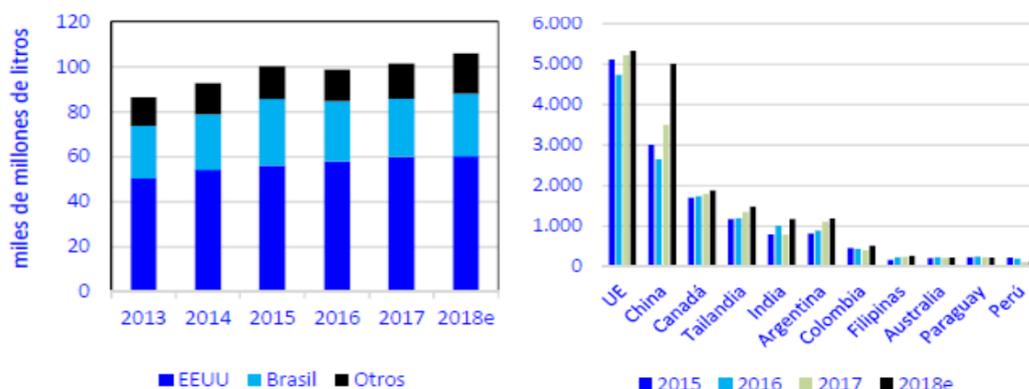
I. INTRODUCCIÓN

El bioetanol no es únicamente utilizado en la industria de bebidas alcohólicas, sino también en productos de belleza, fármacos y también como una alternativa de combustible ecológica. Este producto va ganando popularidad en otros países por su bajo costo. Con el paso de los años, en la industria, se ha buscado la manera de cómo ser más amigable con el medio ambiente, reduciendo las cantidades de gases contaminantes a causa de la quema de combustibles fósiles, con alternativas como autos híbridos, eléctricos y coches de alta eficiencia. En estos tiempos nos topamos que el bioetanol es una alternativa de combustible de gran viabilidad, ya que este produce cero gases contaminantes, además de ser un gran complemento de productos industriales.

En la actualidad, la industria de bioetanol siempre muestra cierta perplejidad al estar frecuentemente ligada al sector de materias primas como el maíz y el azúcar principalmente, para elaborar estos productos existen una variedad de procesos industriales y con distintas tecnologías enfocadas a procesar la materia prima, como la siguiente figura lo indica, EEUU y Brasil dominan en la producción y consumo mundial de bioetanol. EEUU obtiene la producción de bioetanol del maíz y Brasil de la caña de azúcar. (García J. (2018)).

Figura 1

PRODUCCIÓN DE BIOETANOL EN EL MUNDO.



Fuente. García J 2018

La mayoría de países Latinoamericanos extrae etanol de combustibles fósiles, no obstante, las compañías brasileñas extraen bioetanol de la caña de azúcar. No por nada Brasil es considerado un líder mundial en materia de biocombustibles y pionero en usos sostenible de los mismos.

Pero no todo recae a impactos medioambientales, resulta que el bioetanol a comparación de los combustibles tradicionales es más económico, esto produce como incógnita saber si el bioetanol es mejor, pero como todo producto, este también tiene pros y contras, el Ministerio de Comercio Exterior y Turismo del Perú (MINCETUR), hace mención sobre las ventajas de este producto. Como principales ventajas tenemos que se produce a partir de fuentes renovables (maíz, caña de azúcar, entre otros), cuenta con un alto índice de octanaje (105), produce mucho menos dióxido carbono a comparación de la gasolina, al usarse como aditivo en la gasolina genera menos monóxido de carbono, presenta una inflamabilidad inferior a la del diésel y la gasolina, es menos toxico y no emite compuestos de azufre. Esta entidad también nos da a conocer sus principales desventajas, el PCI de este producto es menor al de la gasolina por ello se agranda su demanda, degrada los sellos y partes mecánicas, en ambientes de bajas temperaturas presenta dificultades para su encendido, emana óxidos de nitrógeno y aldehídos. el Artículo 6º del Decreto Supremo N° 13-2005-EM, el gasohol peruano para su venta al público, debe contener una mínima cantidad de etanol. Para ser más precisos, el 7.8 % de la mezcla es de etanol derivado de la caña de azúcar y el resto es gasolina. No obstante, si cuenta con muchas cualidades ¿por qué no se comercializa de forma independiente en nuestro país?, de acuerdo con Ari Loebel, Director Gerente General de LS ANDINA, nos menciona algunas de las razones: a) la producción de bioetanol en el Perú es insuficiente y lo que se llega a producir se exporta o se utiliza en otros productos derivados, b) por problemas de escases de agua en el Norte del Perú, no se llegan a aprovechar todas las hectáreas disponibles de cultivo. Este problema de escases de agua no solo afecta a los cultivos, sino también al proceso de su producción, puesto que, este fluido es de vital importancia en los sistemas de enfriamiento.

Por otro lado, los sistemas de refrigeración son equipos fundamentales en la producción de bioetanol porque son los encargados de enfriar el mosto proveniente del jugo de caña de azúcar. De esta manera, es necesario conocer el proceso de producción de bioetanol. Este proceso comienza por la preparación de la caña de azúcar, la cual consiste en cortar y quitar el residual de hojas, para sucesivamente ingresar al proceso de molienda, en la mesa de molienda, se encuentran unas masas dentadas que desmenuzan y comprimen la caña de azúcar en 3 etapas, en las cuales, el bagazo resultante de cada etapa recibe un baño de agua caliente para facilitar la extracción del jugo, este proceso es conocido como maceración. El bagazo resultante es utilizado como combustible para calderas, el jugo obtenido de este proceso pasa a unos coladores, que se encargan de retener las finas partículas de bagazo y tierra, el jugo resultante tiene como nombre jugo mixto, este jugo va a parar a la destilería. En el proceso inicial de destilación, el jugo es tratado para eliminar cualquier microorganismo o bacteria alojado en este jugo, esto se realiza utilizando equipos llamados calentadores de mosto, los cuales calientan el jugo a 100° C por intercambio de calor generado por el vapor que se produce en la caldera, asegurando así la asepsia del mosto. Posteriormente el jugo se envía al tanque clarificador o también llamado el clarificador de jugo, este proceso consiste en calentar las impurezas solubles e insolubles, haciendo que estas se separen y se asienten de tal forma que jugo limpio o clarificado quede en la parte superior, estos sólidos precipitados son llamados lodos, los cuales se desechan del clarificador y es la base primordial para la elaboración de las tortas de cachaza, el cual sirve para los fertilizantes orgánicos. La evaporación del jugo clarificado se realiza en los calentadores de mosto, en donde se evapora el agua contenida en este jugo, posteriormente el jugo es enfriado mediante intercambiadores de calor frío-caliente, quedando así, listo para el proceso de fermentación.

En este punto del proceso, que consiste en enfriar el mosto utilizando equipos de intercambio de calor, es sumamente necesario el uso abundante de agua, porque este sirve como flujo de enfriamiento. Sin embargo, este recurso hídrico que a lo largo del tiempo se ha visto afectado por el uso indebido, el cambio climático y las estaciones del año, han incrementado la escasez de agua

(Gamboa, 2017). En el norte peruano, precisamente en Sullana – Piura, en la temporada de verano, este recurso eleva su precio a causa de la escasez en un 13% (Guerrero,2019). Esta alza en los precios afecta directamente a los procesos industriales, afectando así en el costo de producción, las altas temperaturas también afectan al buen funcionamiento del intercambiador de calor, tornando inestable el equipo y por lo tanto el proceso, alterando la temperatura de salida del mosto a 43°C y ocasionando una reducción en su flujo masico, por lo cual se tiene que reducir la producción. Alineando a lo anterior, este proceso de enfriamiento se vuelve inestable y puede resultar muy costoso en la época de verano, tal como sucede en la empresa productora de bioetanol ubicada en Sullana – Piura, la cual necesita enfriar diariamente 250000 kg/h de mosto desde los 80° C hasta los 38° C, mediante un sistema de intercambio de calor, el cual requiere una gran demanda de agua como líquido refrigerante. Por lo tanto, compensar esta demanda de enfriamiento, utilizando un método alternativo al enfriamiento con agua, es técnica y sumamente importante para mejorar los costos de enfriamiento del mosto. Los aspectos abordados anteriormente conforman la **realidad problemática**, ante lo cual se plantea el siguiente problema ¿Cómo asegurar la estabilidad del proceso de enfriamiento de mosto para reducir los costos operativos en planta de bioetanol ubicada en Sullana, Piura?

Este estudio está ligado directamente con los costos de enfriamiento de mosto en la planta productora de bioetanol en Sullana – Piura, en la cual, en la época de verano, las altas temperaturas hacen que el agua escasee y su precio se eleve, aumentando los costos de enfriamiento. Por otro lado, el intenso calor entre las 12am -16pm, y la exposición del intercambiador de calor a la intemperie ocasionan un incremento en la temperatura de salida de mosto a 43° C, tornando este sistema inestable y forzando una disminución en el flujo masico para recuperar la temperatura requerida de 38° C. Por lo tanto, es necesario encontrar un método de enfriamiento por aire, y estudiar si esta propuesta es factible la cual nos lleva a la siguiente hipótesis. Se puede asegurar la estabilidad para reducir los costos operativos del proceso de enfriamiento de mosto de la planta de bioetanol con un sistema de enfriamiento híbrido por aire.

Luego de exponer como es que se puede mejorar el costo de enfriamiento en la planta productora de bioetanol. Se tiene como objetivo general asegurar la estabilidad del proceso de enfriamiento de mosto con un sistema por aire, para reducir los costos de enfriamiento en la planta productora de bioetanol. Como objetivos específicos se tiene los siguiente: Realizar un diagnóstico del proceso actual, mediante cálculo dimensionar un sistema de intercambio de calor híbrido, realizar una simulación con software CAM, estandarizar y seleccionar la tecnología del sistema de enfriamiento de mosto y por último realizar un análisis económico.

La justificación de esta investigación, tiene como fundamento principal lo económico, que consta en encontrar un sistema de enfriamiento por aire híbrido, el cual aportara a compensar la demanda de enfriamiento, para reducir costos y asegurar la estabilidad del proceso de enfriamiento de mosto para la producción de bioetanol en la planta ubicada en Sullana-Piura.

II. Marco Teórico

La técnica de transferir calor se refiere a la lógica de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados fuente caliente y receptor (fuente fría). Cuando se evapora un kilogramo de agua o se condensa un kilogramo de vapor, el cambio energético en ambos procesos es similar.

Es necesario comprender el calor para poder facilitar el estudio de este. Sin embargo, esta virtud no está fácilmente disponible para aquellos que estudian la transferencia de calor, a causa de esto no se ha podido llegar a una teoría que cubra a todas ellas. Las leyes que se aplican a las masas no pueden aplicarse a casos moleculares o atómicos, y a las que se aplican a altas temperaturas no pueden ser aplicables a bajas temperaturas. Es necesario conocer algunos cuantos fenómenos con el propósito de hacer estudios de ingeniería básica. Los estados de las sustancias como: solido, líquido y gaseoso se asocian son su contenido energético. En la rigidez, los átomos y moléculas están extremadamente cerca. En la fase liquida existe suficiente energía atómica para agrandar la distancia de las moléculas adyacentes, es por este motivo que se pierde la rigidez. En la fase gaseosa las moléculas y los átomos están

relativamente separados, de tal manera que estas pueden estar en cualquier lugar de un espacio cerrado

En el caso de una misma sustancia en sus diferentes estados, sus magnitudes térmicas tienen diferente orden. En los sólidos el cp. (calor específico) por unidad de masa es demasiado bajo, regularmente alto para los líquidos y de valor intermedio para los gases. De esta manera, cualquier cuerpo que absorba o pierda calor, se deberá tener ciertas consideraciones respecto a si el cambio es de calor sensible, o latente o ambos. Más aún, se conoce también que una fuente caliente es capaz de grandes excitaciones subatómicas, a tal grado que emite energía sin ningún contacto directo con el receptor, siendo este el principio fundamental de la radiación. Cada tipo de intercambio muestra sus propias características.

Los materiales para la manufactura de los Intercambiadores calor se utilizan distintos tipos, desde metales hasta polímeros, estos se seleccionan a partir de los usos que se le va a dar, como pueden ser los distintos parámetros como: presión, conductividad térmica, temperatura, condiciones de trabajo, características y propiedades mecánicas, densidad, etc. Cuando se construyen intercambiadores de calor de flujo cruzado se detalla lo siguientes materiales: Acero inoxidable, acero al carbono, aluminio, cobre.

En los intercambiadores de calor de aire, es usual el uso de banco de tubos con superficies extendidas, la transferencia de calor en este tipo de sistema es por conducción desde la base de la superficie a lo largo de la aleta (disipador de calor), luego esta aleta transfiere calor al fluido que circula por medio de convección. Mientras mayor sea la conductividad térmica de la aleta, esta será más uniforme y eficiente en el transporte de calor, ya que la transferencia será mucho más eficaz al fluido que circunda por ella. La transferencia de calor en una aleta es proporcional a su superficie y al fluido que lo rodea. El propósito de utilizar superficies extendidas es la de incrementar la superficie de intercambio de calor, es decir, incrementar el área de contacto a la cual estará sometida el fluido circundante. Usualmente se utiliza aleta cuando el fluido interviniente en contacto con ella es un gas, aire, por ejemplo. Las aletas pueden ser longitudinales que se extienden a lo largo del tubo, con formas

rectangulares, pero también hay una variante que con anillos anulares concéntricos que rodean el tubo, a estas se les llama aletas circunferenciales, el espesor y el paso pueden ser variables ya que hay normas que establecen la cantidad de cada una de ellas. Por lo tanto, el uso de aletas o también llamadas superficies extendidas es de suma importancia al momento de fabricar intercambiadores de calor de alto rendimiento.

Para esta investigación es de suma importancia hablar de los intercambiadores de calor de haz de tubos aleteados, este tipo de intercambiadores sirve para el calentamiento o enfriamiento de gases de flujo en cruz, las aplicaciones más utilizadas de estos equipos son la de enfriamiento de agua mediante aire, condensadores de vapor, precalentadores, recalentadores de calderas y un sinnúmero de usos en el cual se necesita el calentamiento y enfriamiento de gases. En este tipo de intercambiadores el haz de tubos se encuentra expuesto, es por ello que no necesita coraza, es decir los tubos no se encuentran confinados.

La disposición de los tubos para este tipo de intercambiadores puede presentarse en múltiples configuraciones, destacando la de tresbolillo, en esta disposición los tubos van en forma escalonada, formando triángulos lo cual hace que el fluido que circula se vuelva más turbulento, esto hace que la velocidad aumente y la transferencia de calor sea más eficiente, pero como desventaja se tiene que la pérdida de presión es mayor a comparación a banco de tubos alineados.

Alvites (2016) En su tesis "Mejora de intercambiador de calor de aire de tubo liso a tubos con aletas para el proceso de enfriamiento de agua para la línea de moldeado de tubos de PVC." Encontró que, al incrementar la superficie de intercambio de calor, mejora la tasa de transferencia de calor, por lo tanto, puede admitir más carga, asegurando que la planta opere sin bajas en el proceso.

Coronel (2015). Mediante su tesis de investigación titulada "Mejoramiento del sistema de enfriamiento, del condensador del Laboratorio de Fluidos del AEIRNNR "realizó un estudio para la selección e implementación de un condensador enfriado por aire forzado, que cumpla la misma función y capacidad

de intercambio de calor, que el condensador enfriado por agua. y con el desarrollo de su investigación fue posible proponer una variante de mejoramiento al sistema de enfriamiento del condensador del banco de refrigeración de agua helada del Laboratorio de Fluidos. Llego a la conclusión, que es viable reemplazar el agua como fuente de enfriamiento, por aire sin afectar la temperatura de salida deseada.

Mirsha (2017). En su tesis “Estudio experimental del Intercambio de Calor en banco de tubo con arreglo escalonado”. Analizó, como la variación del paso entre tubos, afecta de la transferencia de calor en un banco de tubos, comparando la disposición rectangular y escalonada. Llegando a la conclusión que la disposición escalonada es más efectiva, siendo el paso menor entre tubos el que mejor resultados obtuvo.

Peñaloza, Urgiles (2019) En su tesis “Diseño y construcción de un intercambiador de calor de tubería aletada para el laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica” Pudieron observar con claridad que implementar aletas al exterior de los tubos es de gran ventaja, ya que estas aumentan la superficie de intercambio de calor y reducen a su vez la longitud de las tuberías.

Rivera (2015) En (su trabajo de tesis “Propuesta de implementación de intercambiador de calor de aire en banco de tubos aleteados para el enfriamiento de vinaza para la destilería Zhumir” Pudo encontrar que este tipo de intercambiador de calor ofrece buenas prestaciones para lugares donde el agua es escasa o el tratamiento de esta es demasiado costosa.

Zarate (2016). Hizo un estudio en su tesis “Diseño de un Condensador de Tubos con Aletas Enfriados por Aire Para la Recuperación de Hidrocarburos en Forma de Vapor” donde realizo el diseño de tubos con aletas para aumentar la eficiencia de enfriamiento, dicho condensador tiene como medio de enfriamiento un flujo de aire a través de los tubos, provistos de aletas transversales, por cuyo interior circulan vapores de hidrocarburo, vapor de agua y gases. Concluyó que, implementando tubos con aletas, la superficie del intercambiador de calor incrementa dando como resultado una mayor eficiencia en la transferencia de calor.

III. Método

3.1. Tipo y diseño de investigación

3.1.1. Tipo de investigación

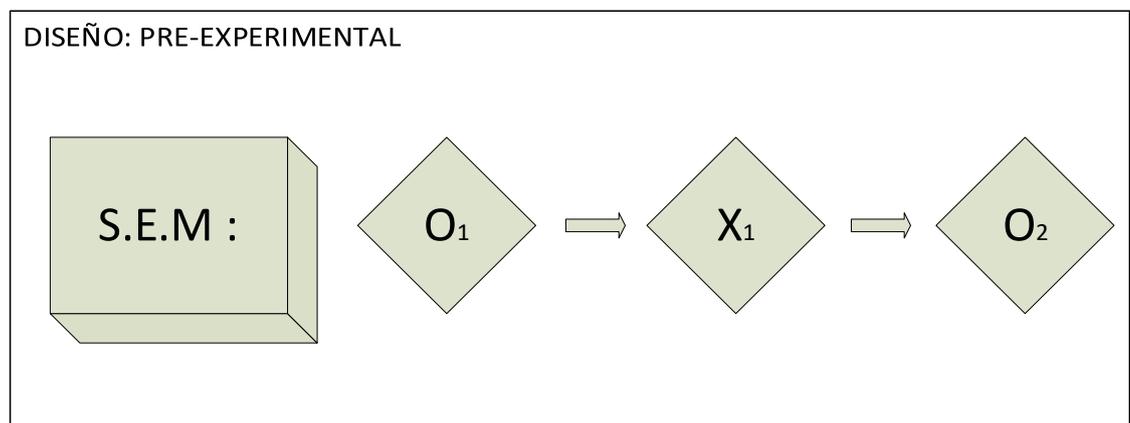
Esta investigación es de tipo aplicada. Porque tiene como objetivo solucionar un problema específico con el uso de conocimientos previamente adquiridos y sustentar su viabilidad. Según Ezequiel, (2008) la investigación aplicada es una solución eficiente y con fundamentos a un problema que se ha identificado. También Vargas, (2008) define la investigación aplicada es una forma de conocer las realidades con una prueba científica.

Para esta investigación se consultó teorías referentes al intercambio de calor, balance de masa y energía, tipos y métodos de procesos de intercambio de calor con aire como fluido frío para sector industrial.

3.1.2. Diseño de investigación

Figura 2

DISEÑO DE INVESTIGACIÓN



Fuente: Elaboración Propia

O1: Diagnóstico actual del Sistema

X1: Mejora del sistema

X2: Proyección y Evaluación de la propuesta

El diseño de investigación es de tipo Pre Experimental por que se recolectará información, se obtendrá datos representativos como referencia para proponer una solución a la problemática y evaluar la viabilidad de la investigación. Según Arias, (2016). Este diseño es una especie de ensayo o prueba que se realiza antes de un experimento real. Tiene como principal limite, un escaso control en el proceso, y es útil como un primer acercamiento a la problemática de la investigación.

3.2. Variables, operacionalización

3.2.1. Variables

Esta investigación tiene una variable independiente y dos dependientes, el cuadro de operacionalización de variables se encuentra en el Anexo 3.

Variables independientes

- Sistema de enfriamiento de mosto (Cuantitativa)

Variables dependientes

- Estabilidad del proceso de enfriamiento (Cualitativa)
- Costo de sistema de enfriamiento (Cuantitativa)

3.2.2. Población y muestra.

3.2.3. Población

En esta investigación, la población está conformada por los sistemas de enfriamiento de mosto para la elaboración de bioetanol en el Norte del Perú.

3.2.4. Muestra

La muestra de estudio, es el intercambiador de calor utilizado para el enfriamiento de mosto de la planta productora de bioetanol ubicada en Sullana-Piura.

3.2.5. Muestreo

Se opto por la técnica de muestreo no probabilístico por conveniencia para determinar la muestra de estudio en esta investigación.

3.3. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

Tabla 1

TÉCNICAS, INSTRUMENTOS Y VALIDEZ

TECNICA DE RECOLECCION DE DATOS	INSTRUMENTO	VALIDACION
Observación Estructurada	Ficha de observación para el sistema de intercambio de calor. Ver Anexo 1.	Juicio de Expertos Ing. Paredes Rosario Ing. Inciso Vásquez
Observación Estructurada	Ficha de observación para los parámetros del aire. Ver Anexo 2	Juicio de Expertos Ing. Paredes Rosario Ing. Inciso Vásquez

Fuente: Elaboración propia

Para esta investigación como técnica se optó por elegir el tipo observación estructurada que, según Diaz, (2011) la define como la técnica que permite sistematizar información referente a un hecho que guarda relación con el problema de estudio de una investigación. Y tiene como ventaja principal facilitar la obtención de datos lo más cercano posible a la realidad en un tiempo presente.

Según Corral (2009) la validez de un instrumento se refiere al grado en que una prueba proporciona información que es apropiada a la decisión que se toma. También se centra en el grado que un instrumento llega a reflejar el dominio específico de lo que se pretende medir por lo tanto el instrumento debe contener en su estructura todos los ítems de las variables a medir.

3.4. Procedimiento

En esta tesis se tuvo como objetivo principal el enfriamiento de mosto por medio de un intercambiador de tiro forzado (Enfriador de aire), por lo cual se procedió a hacer una recolección de datos con el fin de determinar los

parámetros actuales en las cuales opera el intercambiador de calor. Tras analizar y procesar los datos recolectados se procedió al cálculo y dimensionamiento de un nuevo intercambiador de calor por aire, éste ayudará a compensar la estabilidad en el enfriamiento. Una vez definido el equipo de enfriamiento, se procedió a simular su funcionamiento utilizando software CAM (SolidWorks). Posteriormente fue de suma importancia la estandarización y selección de tecnología de acuerdo a norma y factores proporcionados por los fabricantes. Tras lo obtenido se realizó un análisis económico, y por último se efectuó un cálculo para determinar la viabilidad económica de la implementación del nuevo sistema de enfriamiento.

3.5. Método de análisis de datos

Tras haber aplicado las fichas de observación, los datos recolectados en estas fueron plasmadas y procesadas en hojas de cálculo, Se utilizó la teoría de valores extremos. Según Gembris (2017) Esta rama de la estadística se enfoca en describir los valores más altos o los más bajos por su alto impacto en el objeto de estudio. Los datos obtenidos en estas herramientas permitieron observar los parámetros más críticos en las cuales opera el intercambiador de calor, con esta información se procedió a seleccionar la data de trabajo para poder realizar el estudio.

3.6. Aspectos éticos

En esta investigación se tiene como propósito valerse de los siguientes aspectos éticos: Verdad, porque toda la información que aquí se presente será de total veracidad. Autenticidad, debido a que todo lo investigado es de nuestra total autoría. Integridad, porque esta tesis fue absolutamente desarrollada por los autores sin buscar comprar ni manipular información de terceros, y la información que se utilizó de la propiedad de otros autores fue referenciada para respetar su autoría.

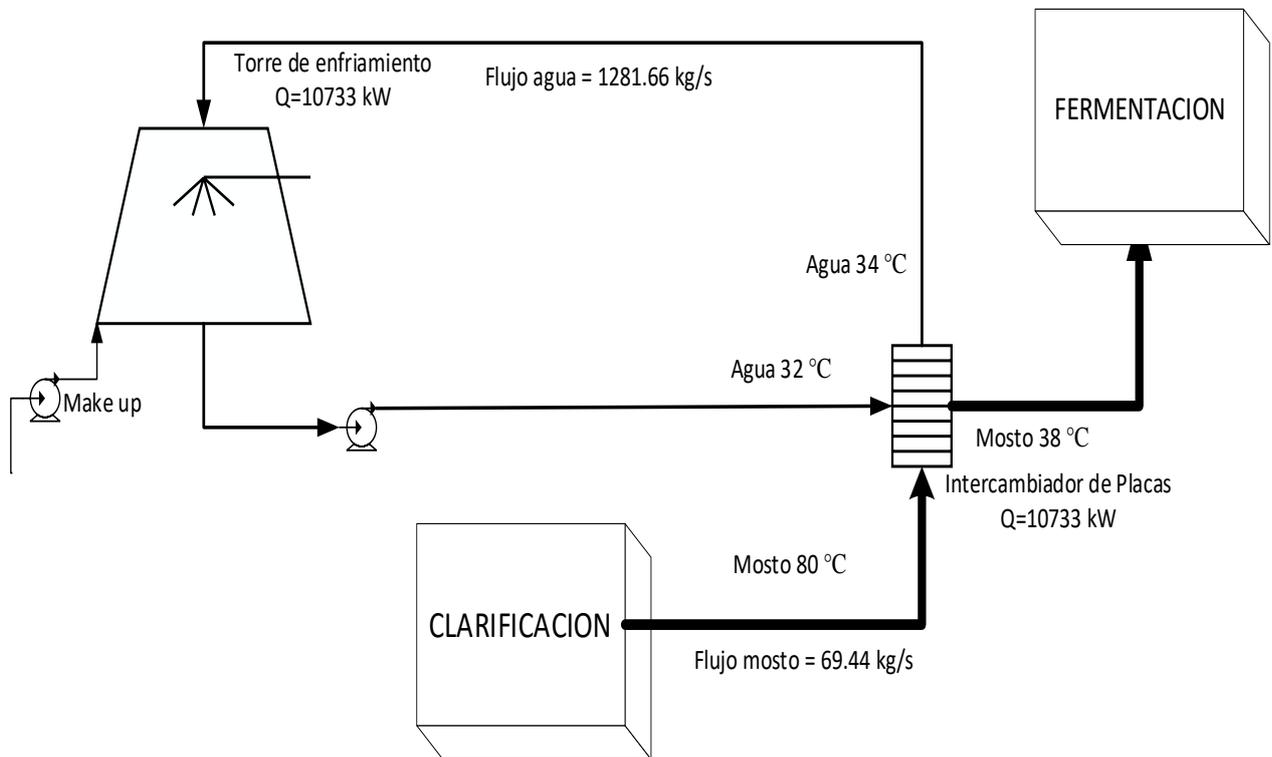
IV. RESULTADOS

4.1. Determinar parámetros de operación actual

Después de aplicar los instrumentos de recolección de datos, anexo 1 y 2, se determinó los parámetros operativos actuales para el proceso de enfriamiento de mosto. Con estos datos se pudo realizar el siguiente esquema representativo del sistema.

Figura3

ESQUEMA DE PROCESO ACTUAL



Fuente: Elaboración Propia

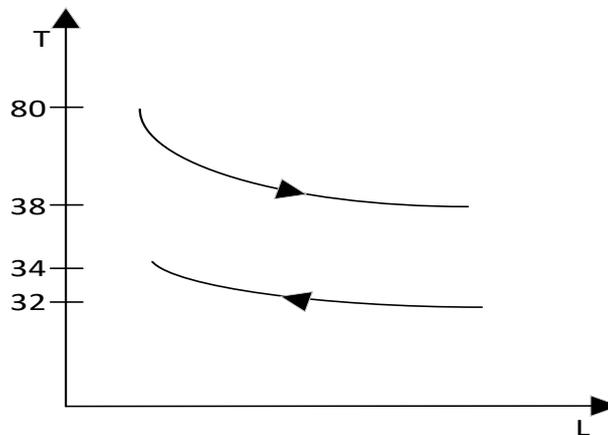
4.1.1. Cálculo de carga térmica de enfriamiento de mosto en el intercambiador de calor.

- **CÁLCULO DE LA TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA (ΔT_{ml}):**

Donde: ΔT_{ml} está en °C, y las temperaturas en la fórmula representan la temperatura de entrada (1) y salida (2) de las corrientes caliente (c) y fría (f).

Figura 4

TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA



Fuente: Elaboración Propia

Entonces:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(80 - 34) - (38 - 32)}{\ln\left(\frac{80 - 34}{38 - 32}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = 19.64 \text{ °C}$$

- **CARGA TÉRMICA EN INTERCAMBIADOR DE CALOR**

El proceso de enfriamiento de mosto está sometido a una carga térmica, la cual se calculó con la fórmula de balance térmico. Ecuación 1, Anexo 12.

$$Q = 69.44 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 3.68 \left(\frac{\text{Kj}}{\text{Kg} \cdot \text{°C}} \right) \times (80 - 38) \text{°C}$$

$$Q = 10732.64 \text{Kw}$$

4.1.2. Cálculo de flujo masico de agua necesario para el proceso de enfriamiento en el intercambiador de Calor.

Se calculó el flujo masico de agua necesario para el proceso de enfriamiento, despejando el flujo másico de la formula del balance de la energía.

$$\dot{m} = \frac{10732.64(Kw)}{4.187 \left(\frac{Kj}{Kg * ^\circ C} \right) \times (34 - 32)^\circ C}$$

$$\dot{m} \text{ agua} = 1281.66 Kg/s$$

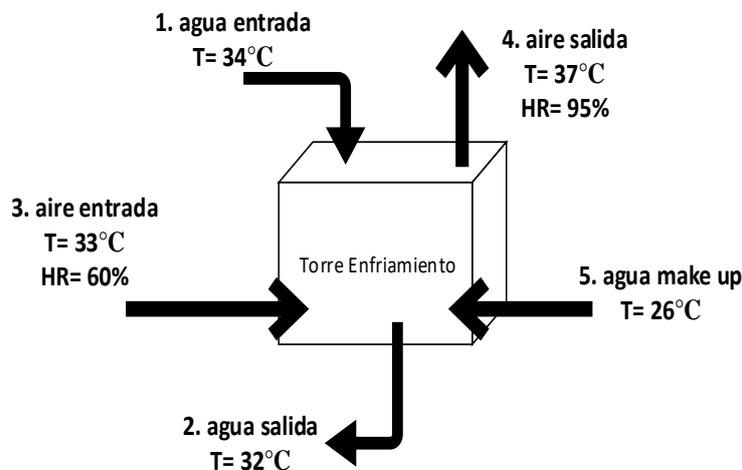
$$\frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{1281.66 \text{ kg/s}}{997 \text{ kg/m}^3} = \dot{V} = 1.28 \text{ m}^3/s \Rightarrow 4627.86 \text{ m}^3/h$$

4.1.3. Cálculo de agua de reposición

En este cálculo está involucrado el sistema de agua recirculante que es enfriado en una torre de enfriamiento, para lo cual es necesario determinar la perdida por evaporación y por lo tanto determinar el agua de reposición para tener un flujo constante en el sistema.

Figura 5

ESQUEMA DE TORRE ENFRIAMIENTO



Fuente: Elaboración Propia.

- **Capacidad de enfriamiento de la torre:**

Esta torre de enfriamiento es la que proporciona el fluido frío, por lo tanto, está sometido a la misma carga térmica que el intercambiador de calor por placas.

$$Q = 10732.64 \text{kw}$$

- **Flujo masico de aire seco:**

Se calcularon las entalpias respectivas para cada fluido que interviene en este proceso de enfriamiento, ver desarrollo y la tabla de valores del anexo 6 y 13, con esto se determinó el agua de reposición.

Tabla 2

ENTALPIAS TORRE DE ENFRIAMIENTO

Temperatura	Entalpia	Kj/Kg
Agua 32°C	h_1	133.984
Agua 34°C	h_2	142.358
Aire 33°C	h_3	82.244
Aire 37°C	h_4	137.49
Agua reposición 26°C	h_5	108.86

Fuente: Elaboración Propia

$$\dot{m}_{aseco} = 188.73 \frac{Kg}{s}$$

- El agua de reposición para la torre de enfriamiento se determinó relacionando el flujo de aire seco y la diferencias de humedades en el aire.

$$\dot{m}_{makeup} = 188.73 \frac{Kg}{s} (0.0389 - 0.0191)$$

$$\dot{m}_{makeup} = 3.74 \frac{Kg}{s} = 13464 \frac{Kg}{h}$$

- Se determino el flujo volumétrico de agua de reposición, para poder calcular su costo.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{13464 \text{Kg/h}}{997 \text{m}^3/\text{Kg}}$$

$$\dot{V} = 13.5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

- **Cálculo de costo de agua de reposición:**

Costo unitario agua de pozo en m³ = S/ 0.22 fuente: (Diario el Peruano)

Tiempo de operación 24 hrs/día.

Tiempo de operación 720 h/mes

$$\text{Costo al mes} = C.\text{unitario} * T.\text{operacion} * \dot{V}$$

$$\text{Costo al mes} = (s/0.22) * \left(\frac{720\text{h}}{\text{mes}}\right) * \left(\frac{13.5\text{m}^3}{\text{h}}\right)$$

$$\text{Costo make up/mes} = s/. 2139$$

4.1.4. Cálculo del consumo eléctrico de la bomba de agua

Datos actuales:

Temperatura del agua de enfriamiento: 32°C.

Flujo masico de agua: 1281.66 Kg/s.

Flujo volumétrico de agua: $\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$

$$\dot{V} = \frac{1281.66 \text{ Kg/s}}{994.7 \text{ Kg/m}^3} = 1.28 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Hallamos la potencia de la bomba

$$\dot{V}(m^3/s) = \frac{P(kw) * 1000 * \eta(\%)}{\rho (Kg/m^3) * g(m/s^2) * HT(m)}$$

$$1.28(m^3/s) = \frac{P(kw) * 1000 * 0.8(\%)}{994.7 (Kg/m^3) * 9.81(m/s^2) * 50(m)}$$

$$P = 785.81 \text{ KW}$$

Cálculo del motor eléctrico:

Asumimos una eficiencia mecánica de 95%

Asumimos una eficiencia del motor eléctrico de 98%

Considerando la baja frecuencia para el arranque se toma como factor de servicio FS: 1.2

$$P_{ME} = \frac{F_s * P_B}{\eta_m * \eta_{ME}} = \frac{785.81}{0.98 * 0.95} = 844.04 \text{ KW}$$

Estimamos el costo de operación de la bomba, esta funciona 720 horas al mes, y el costo unitario de Kw-h es de S/0.235. fuente (Osinerming).

$$COSTO_{BBA} = P_{ME} * Tiempo * Costo_{unitario}$$

$$COSTO_{BBA} = 844.04 * 720 * 0.235$$

$$COSTO_{BBA} = 142811.56 \text{ sol/mes}$$

4.1.5. Cálculo de reducción de flujo masico por parámetros intervinientes.

Se realizó un balance de energía para determinar la disminución en el flujo masico de mosto debido al incremento de temperatura ambiente desde 12hrs a 16hrs, ver Anexo 8. Donde la temperatura de salida se eleva a 43 °C sobrepasando los 38°C necesarios para el siguiente proceso.

$$Q = 69.44 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 3.68 \left(\frac{\text{Kj}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right) \times (80 - 43)^\circ\text{C} = 9454.95 \text{ kW}$$

Se igualo esta carga térmica para saber el flujo necesario para alcanzar la temperatura de 38 grados necesaria para su posterior fermentación.

$$\dot{m} = \frac{9454.95(\text{Kw})}{3.68 \left(\frac{\text{Kj}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right) \times (80 - 38)^\circ\text{C}} = 61.17 \text{ kg/s}$$

La reducción en el flujo masico se determinó por diferencia:

$$\dot{m} = 69.44 - 61.17 = 8.2 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 29760 \text{ kg/h}$$

La producción de etanol según menciona Cortes (2011), es de 80 litros por cada 1000 kg de mosto. Esto nos da un porcentaje de 8%.

$$\frac{29760 \text{ kg}}{\text{h}} * 120 \frac{\text{h}}{\text{mes}} \Rightarrow 3571200 \frac{\text{kg}}{\text{mes}} * 0.08 \frac{\text{litros}}{\text{kg}}$$

$$\text{Pérdida de producción de bioetanol} = 285696 \frac{\text{litros}}{\text{mes}}$$

4.1.6. Costo Operativo actual en el proceso de enfriamiento.

Se realizo una sumatoria para determinar el costo total en el proceso de enfriamiento en el periodo de un mes.

$$\text{COSTO}_{\text{proceso}} = \text{Consumo de bomba} + \text{Evaporacion de agua}$$

$$\text{COSTO}_{\text{proceso}} = 142811.568 \frac{\text{sol}}{\text{mes}} + 2139 \frac{\text{sol}}{\text{mes}}$$

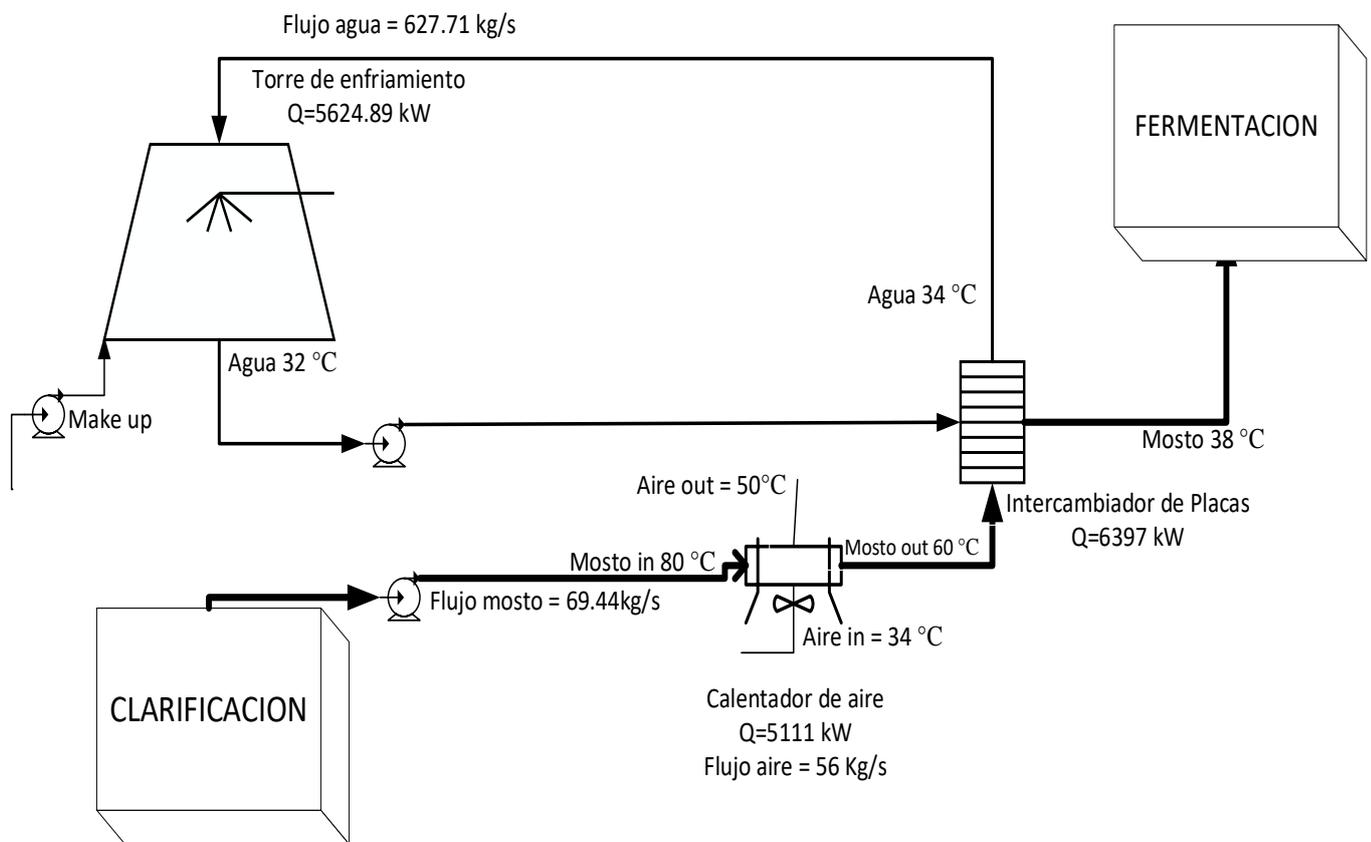
$$\text{COSTO}_{\text{proceso mensual}} = 144950.568 \text{ soles/mes}$$

4.2. Dimensionamiento de un sistema de intercambio de Calor por aire

Para este objetivo se evaluó la carga térmica que tiene el intercambiador enfriado por aire, si este se instala en serie antes del intercambiador a placas para disminuir su carga en el proceso.

Figura 6

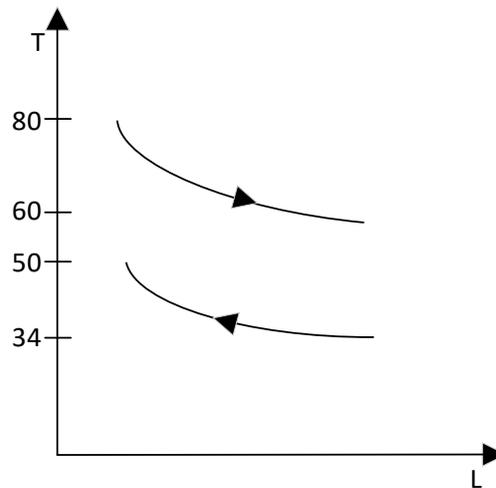
ESQUEMA CON INTERCAMBIADOR DE CALOR ENFRIADO POR AIRE



Fuente: Elaboración Propia

Figura 7

TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA I.C. POR AIRE



Fuente: Elaboración Propia

$$\Delta T_m = 25,924^\circ\text{C}$$

4.2.1. Carga térmica en el calentador de aire antes del Intercambiador de placas.

Para este cálculo se tiene como objetivo instalar el calentador de aire antes del intercambiador de placas y bajar la temperatura del mosto de 80°C a 60°C y para eso aplicaremos la ecuación de balance de energía donde:

$$Q = 69.44 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 3.68 \left(\frac{\text{Kj}}{\text{Kg} * ^\circ\text{C}} \right) \times (80 - 60)^\circ\text{C}$$

$$Q = 5110.7\text{kw}$$

Para no operar al 100% de carga se implementa un factor de seguridad elevando la carga a **6000 kW** para el diseño del Intercambiador, lo que nos dio un factor de seguridad de 1.17.

4.2.2. Cálculo del flujo másico de aire necesario para el calentador de aire

Para este proceso es necesario un flujo de aire, el cual es utilizado como la fuente fría. Por lo tanto, se calculó el flujo necesario de aire usando la teoría de balance térmico y las tablas de humedad relativo, ver ecuación 1 y anexo 6.

Datos: $Q = 6000$ (Kw)

$$T_{\text{an aire}} = 34 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad ; \quad H_{\text{relativa}} = 60\% \quad ; \quad X_{\text{in aire}} = 0.0202$$

$$T_{\text{out aire}} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad ; \quad H_{\text{relativa}} = 60\% \quad ; \quad X_{\text{out aire}} = 0.0491$$

Entonces:

Se calcularon las entalpias respectivas del aire a la temperatura y humedad relativa, en la entrada y salida del intercambiador de calor.

$$\begin{aligned} h_{\text{in aire}} &= 1.0032 \times T_{\text{in aire}} + X_{\text{in aire}}(2510.5 + 1.886 \times T_{\text{in aire}}) \\ &= 1.0032 \times 34^{\circ}\text{C} + 0.0202(2510.5 + 1.886 \times 34) \end{aligned}$$

$$h_{\text{in aire}} = 86.12 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

$$\begin{aligned} h_{\text{out aire}} &= 1.0032 \times T_{\text{out aire}} + X_{\text{out aire}}(2510.5 + 1.886 \times T_{\text{out aire}}) \\ &= 1.0032 \times 50^{\circ}\text{C} + 0.0491(2510.5 + 1.886 \times 50) \end{aligned}$$

$$h_{\text{out aire}} = 178.06 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

Por balance de energía se calculó el flujo masico de aire:

$$\dot{m} = \frac{6000(\text{Kw})}{(178.06 \left(\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}\right) - 86.12 \left(\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}\right))}$$

$$\dot{m} \text{ aire} = 65.25 \text{ Kg/s}$$

$$\frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{65.25 \text{ kg/s}}{1.12 \text{ kg/m}^3} = \dot{V} = 58.28 \text{ m}^3/\text{s} = 209808 \text{ m}^3/\text{h}$$

4.2.3. Selección de la disposición del banco de tubos para el intercambiador de calor:

Los intercambiadores de calor con bancos de tubos con flujo cruzado, tienen variaciones en su disposición, por lo cual fue necesario hacer un cálculo para seleccionar la disposición que más se adapte al dimensionamiento requerido. Para este cálculo se usó los diámetros del anexo 8. Tubo de acero al carbono ASTM modulo A213.

En una hoja de cálculo de Excel se utilizó un método iterativo para analizar y comparar las longitudes resultantes con la variación del diámetro del tubo por donde atraviesa el fluido interno.

Tabla 3

BANCO DE TUBOS DISP. TRES BOLILLOS

TUBERIA DE ACERO ASTM A213 DISP. TRES BOLILLOS							
Diámetro	Dext	Espesor	Dint	KG	SIC	nr tubos	Longitud
	m	m	m	W/m2*C	m2	#	m
1"	0.02524	0.00277	0.0197	191.5	1205.71	428	35
1 1/4"	0.03175	0.00277	0.02621	174.97	1322.66	242	54.79
1 1/2"	0.03801	0.00277	0.03247	162.69	1422.57	158	75.39
2"	0.05008	0.00277	0.04454	145.44	1591.22	84	120.4
2 1/2"	0.06305	0.00277	0.05751	132.39	1748.09	50	176.5

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 4*BANCO DE TUBOS DISP. RECTANGULAR.*

TUBERIA DE ACERO ASTM A213 SCH40 DISP. RECTANGULAR							
Diámetro	Dext	Espesor	Dint	KG	SIC	nr tubos	Longitud
	m	m	m	W/m ² *C	m ²	#	m
1"	0.02524	0.00277	0.0197	157.35	1470.8	428	43.33
1 1/4"	0.03175	0.00277	0.02621	144.71	1599.26	242	66.25
1 1/2"	0.03801	0.00277	0.03247	135.5	1707.9	158	90.52
2"	0.05008	0.00277	0.04454	122.48	1889.48	84	142.97
2 1/2"	0.06305	0.00277	0.05751	112.55	2056.26	50	207.62

Fuente: Elaboración Propia

Siendo la longitud de la disposición en tres bolillos menor a la rectangular.

Se pudo observar en la Tabla 3 y 4, la variación de la SIC, Nro de tubos y longitud. Se determinó que el diámetro más adecuado para este intercambiador es de 2 pulgadas en disposición tres bolillos. Con una longitud de 120.4 metros y una SIC = 1591.22 m².

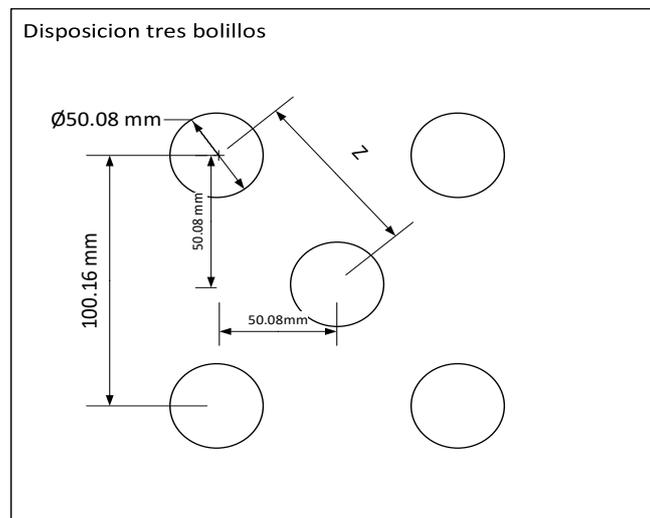
Se dedujo que la longitud es demasiado larga, por lo tanto, se establece el número de pasos igual a 2, reduciendo la longitud a 60.2 metros. Esta longitud es aún demasiado larga y se necesitaría un área mayor para su implementación, por eso se buscó una variante que reduzca la longitud.

4.2.4. Cálculo de tubo con aletas para el intercambiador de calor.

Para este caso se eligió la disposición tres bolillos para el banco de tubos, ya que esta disposición ofrece un mejor coeficiente de transferencia de calor en comparación con la disposición lineal. Se propuso la implementación de aletas para aumentar la superficie de contacto del tubo con el fluido externo.

Figura 8

LONGITUD ENTRE TUBOS EN DISPOSICIÓN TRES BOLILLOS.



Fuente: Elaboración Propia

Por lo tanto, se calculó el espacio mínimo entre hileras de tubo siendo:

$$Z = \sqrt{50.08^2 + 50.08^2} = 70.82mm$$

y por diseño se elige una altura de aleta de 5mm, por lo tanto, el diámetro del tubo con aleta es de 60.08mm.

Entonces: $Z = 70.82 \text{ mm} > 2R \text{ o } D \text{ aleta} = 60.08\text{mm}$

Esto nos indica un espacio entre aletas de 10mm y que no existe contacto entre ellas.

Especificaciones de aleta:

Diámetro de aleta = 60.08mm

Espesor de aleta = 0.2mm

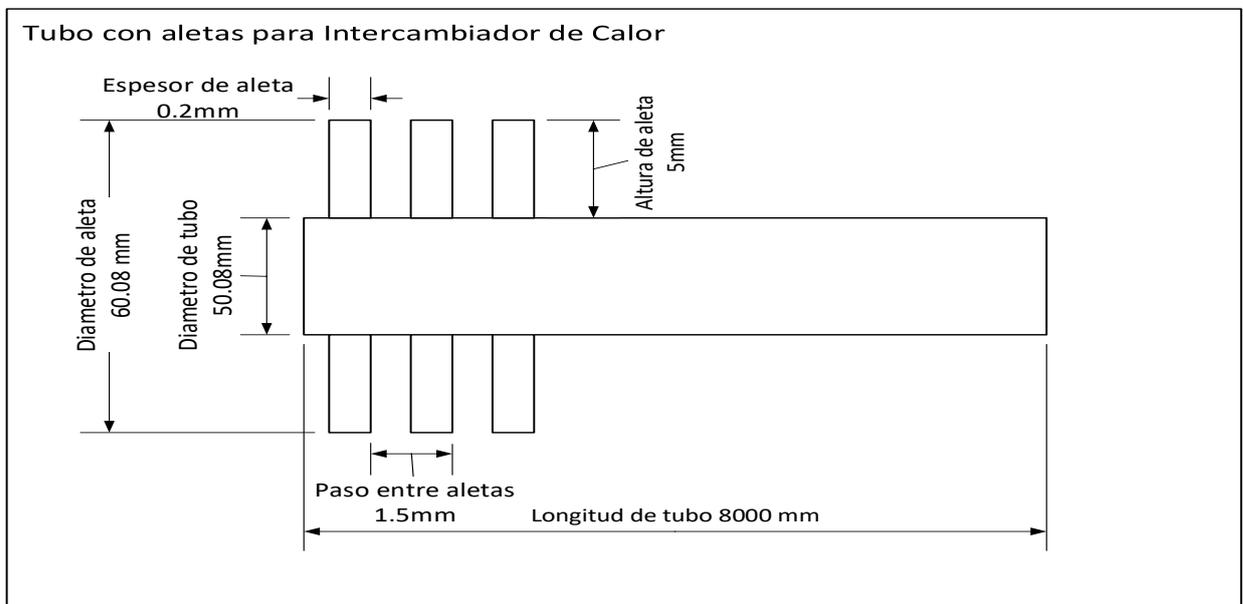
Paso entre aletas = 1.5 mm

Altura de Aleta = 5 mm

Longitud = 8000 mm

Figura 9

MEDIDAS DE TUBO CON ALETAS PARA BANCO DE TUBO.



Fuente: Elaboración Propia

Se utilizó una hoja de cálculo en Excel (ver Anexo 10) para usar un método iterativo y determinar la longitud, espesor y paso del tubo con aletas que supere la superficie requerida del I.C. de 1591.22 m².

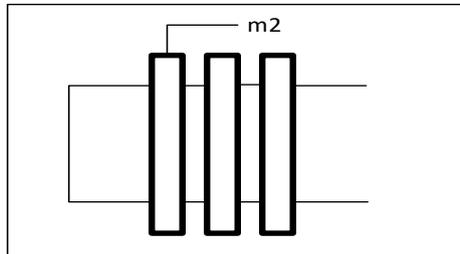
La configuración 4 columnas y 21 hileras nos da un total de 84 tubos y se procedió a hacer el cálculo del número de aletas máximo en un tubo de 8 metros.

$$N_{aletas} = \frac{8000 - (200)mm}{1.5mm} = 5200 \text{ aletas/tubo}$$

Se calculo la sección unitaria de cada aleta que entrara en contacto con el fluido externo.

Figura 10

SUPERFICIE UNITARIA DE ALETA EN UN TUBO



Fuente: Elaboración Propia

$$S_{unit.aleta} = \pi * D_{ext} * \delta_{aleta} + 2 \frac{\pi}{4} (D_{ext}^2 - D_{int}^2)$$

$$S_{unit.aleta} = \pi * 0.06008 * 0.2 * 10^{-3} * + 2 \frac{\pi}{4} (0.06008^2 - 0.05008^2)$$

$$S_{unit.aleta} = 1.768 * 10^{-3} m^2$$

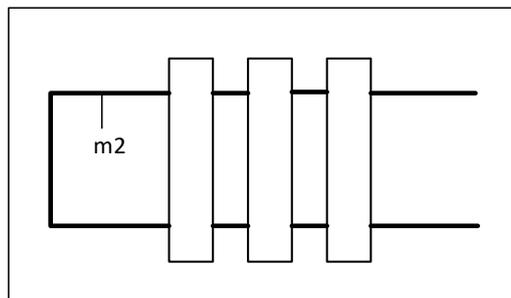
Se multiplica el número de aletas para sacar la sección de aletas en el tubo

$$5200 \frac{aletas}{tubo} * 1.768 * 10^{-3} \frac{m^2}{aleta} = 9.194 \frac{m^2}{tubo}$$

Se calculó la sección de tubo sin aleta:

Figura 11

SUPERFICIE DEL TUBO ENTRE ALETAS



Fuente: Elaboración Propia

$$S_{unit\ tubo\ sin\ aleta} = \pi * D_{ext} * (L_{tubo} - N_{aletas} * \delta_{aleta})$$

$$S_{unit\ tubo\ sin\ aleta} = \pi * 0.05008 * (8 - 5200 * 0.2 * 10^{-3})$$

$$S_{unit.aleta} = 1.095\ m^2/tubo$$

Se suma la sección de aletas/tubo y tubo/sin aleta para saber la sección total del tubo con aletas:

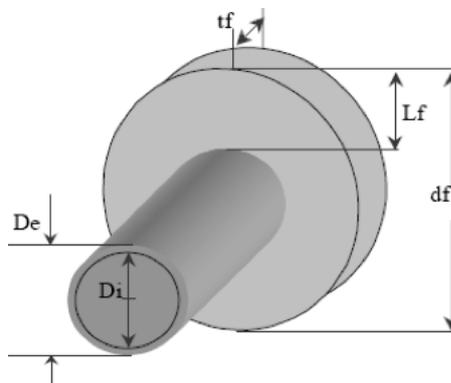
$$S_{unit.aleta} + S_{unit\ sin\ aleta} = 9.194 \frac{m^2}{tubo} + 1.095 \frac{m^2}{tubo} = 10.289 \frac{m^2}{tubo}$$

Determinación de la eficiencia de la aleta tipo anular

Para este banco de tubos se optó por escoger una aleta tipo anular, de aluminio con una conductividad térmica de $K=178\ W/m.K$, y se calculó el coeficiente convectivo $h=154.05\ W/m^2.K$. Se empleó la expresión de Shah.

Figura 12

LONGITUD GEOMÉTRICA DE UNA ALETA TIPO ANULAR



Fuente: Curso Transferencia de Calor. Mg. Raúl Paredes

$$\Phi = m_e * l_e * r^{exp(0,13*m_e*l_e-1,3863)}$$

$$m_e = \sqrt{\left(\frac{2*h_f}{k_m*t_f}\right)} ; l_e = L_f + \frac{t_f}{2} ; r^* = \frac{d_f}{D_e}$$

Se reemplazaron los valores respectivos.

$$m_e = \sqrt{\left(\frac{2 * 154.05}{178 * 0.2 * 10^{-3}}\right)} = 93.02 ; l_e = 5 * 10^{-3} + \frac{0.2 * 10^{-3}}{2} = 5.1 * 10^{-3} ; r^* = \frac{60.08}{50.08} = 1.19$$

$$\Phi = 93.02 * 5.1 * 10^{-3} * 1.19^{exp(0,13*93.02*5.1*10^{-3}-1,3863)} = 0.4968$$

Siendo $\eta_u = \frac{tanH(\Phi)}{\Phi}$ para $\Phi \leq 0.6 + 2.257(r^*)^{-0,445} = 0.6 + 2.257(1.19)^{-0,445} \Rightarrow \Phi \leq 2.68$

$$\eta_u = \frac{tanH(\Phi)}{\Phi} = \eta = \frac{tanH(0.4968)}{0.4968} \Rightarrow \eta_u = 0.9251$$

Se calculo la eficiencia total del conjunto de aletas en el tubo

$$\eta_t = 1 - \frac{S_{aletastubo}}{S_{totaltubo}} * (1 - \eta_u) \Rightarrow \eta_t = 1 - \left(\frac{9.194}{10.289}\right) * (1 - 0.9251) \Rightarrow \eta_t = 0.933$$

Multiplicamos por el número total de tubos, la sección de tubo y la eficiencia de aleta del conjunto para saber el área total de superficie:

$$N_{tubos} * S_{tubo} * \eta_{aleta}$$

$$84 \text{ tubos} * 10.289 \frac{m^2}{tubo} * 0.933 = 806.36m^2$$

Por conveniencia se dispuso dos pasos en el intercambiador de calor lo que nos da un total en área de superficie igual a 1612.72 m², siendo esta superficie mayor a la requerida en la disposición tres bolillos de tubos sin aletas del Intercambiador de calor:

$$1612.72 \text{ m}^2 > 1591.22 \text{ m}^2$$

Capacidad de transferencia de calor por metro de tubo en ambos casos:

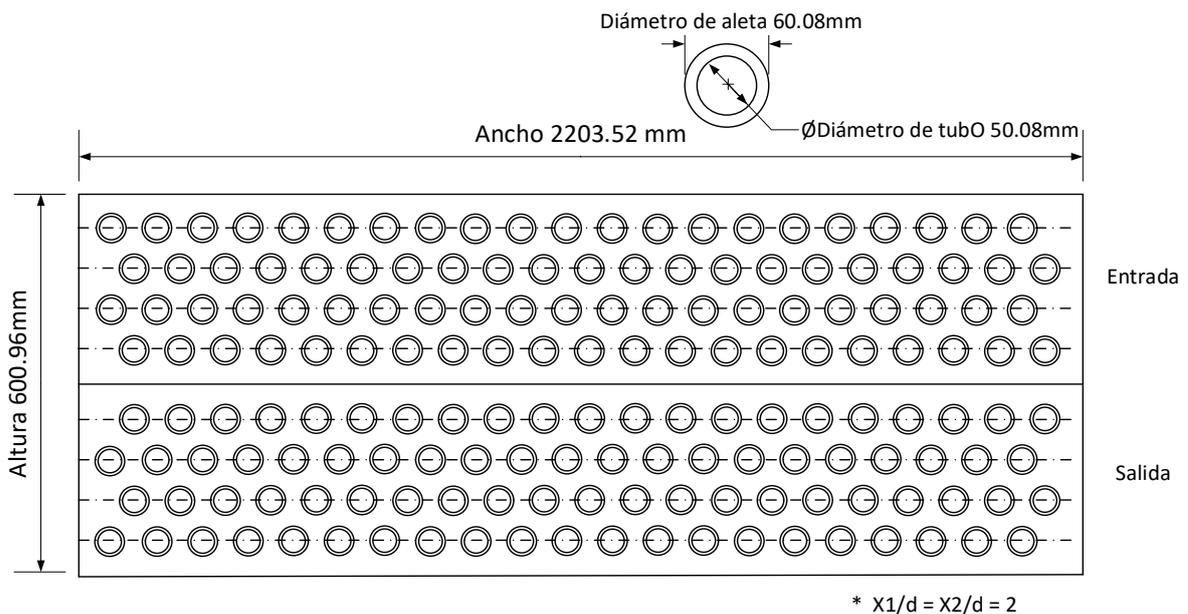
$$tubo_{sin aletas} = \frac{600000W}{2*84*60} = 59.52 \text{ W/m} \text{ y } tubo_{con aletas} = \frac{600000W}{2*84*8} = 446.42 \text{ W/m}$$

$$\frac{446.42 \text{ W/m}}{59.52 \text{ W/m}} = 7.5$$

Se determino la ampliación teórica del tubo con aletas en comparación del tubo sin aletas, siendo este de 7.5 veces más.

Figura 13

BANCO DE TUBOS 4 COLUMNAS, 21 HILERAS Y 2 PASOS



Fuente: Elaboración Propia

Perdida de carga en el fluido interno.

Para hallar las pérdidas de carga en la tubería interna se utilizó la siguiente formula extraída del libro transferencia de calor (Ángel Suncharían).

$$\Delta P_t = f * \frac{L}{D_i} * \left(\frac{1}{2} * \rho * V^2 \right) + (K_c + K_e + K_f) * \left(\frac{1}{2} * \rho * V^2 \right)$$

f : factor de fricción Anexo 19 diagrama de Moody = 0.0289

L : Numero de pasos * Longitud de tubo = 16 m

$(K_c + K_e)$: Estas variables se relacionan con la contracción y expansión de las tuberías para el régimen turbulento. La suma de estas variables se puede considerar como 1.5

Kf : Este valor se obtiene del Anexo 18 = 7

$$\begin{aligned}\Delta P_t &= 0.0289 * \frac{16}{0.04454} * \left(\frac{1}{2} * 1065.18 * 0.5^2\right) + (1.5 + 7) * \left(\frac{1}{2} * 1065.18 * 0.5^2\right) \\ &= 2514.08 \frac{N}{m^2} = 0.025 \text{ bar}\end{aligned}$$

4.2.5. Dimensionamiento de ventilador de tiro forzado para intercambiador de calor

- **Diámetro de ingreso del fluido externo**

Se realizo el cálculo del diámetro por donde ingresa el aire despejando el diámetro de la fórmula:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= St * V * \rho \\ 65.26 \text{ kg/s} &= \frac{\pi}{4} (d^2) * 20 \frac{m}{s} * 1.1198 \text{ m}^3/\text{Kg} \\ d &= 1.92 \text{ m} \Rightarrow 2\text{m}\end{aligned}$$

Por conveniencia se asume un diámetro de 1 m para el ingreso del aire en dos ventiladores para asegurar un flujo cruzado uniforme a lo largo del banco de tubos. Ver anexo 16.

4.2.6. Potencia eléctrica de ventilador

Determinamos el flujo volumétrico de aire que entrega el ventilador de tiro forzado para el intercambiador de calor con la siguiente formula.

Datos:

Flujo masico de aire 65.26 Kg/s

Densidad de aire 1.1198 m³/kg

$$P[\text{KW}] = \frac{V[\text{m}^3/\text{s}] * \Delta P[\text{N}/\text{m}^2]}{\eta[\%] * 1000}$$

Perdida de presión en el sistema de aire:

La pérdida de presión está determinada por la ecuación en la página 383. de la referencia 22.

$$\Delta P = N_L * f * \chi * \frac{\rho * V_{max}^2}{2}$$

$N_L =$ Numero de filas que atraviesa el fluido ; $x =$ factor de correlacion

$f =$ factor de friccion ; $\rho =$ densidad ; $V_{max} =$ Velocidad maxima

$$\Delta P = 8 * 0.15 * 1.08 * \frac{1.1198 * 48^2}{2} = 1671.85[\text{N/m}^2]$$

Despejando y procesando.

$$P[\text{KW}] = \frac{\left(\frac{65.26}{1.1198}\right) \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right] * 1672.85[\text{N/m}^2]}{0.78[\%] * 1000}$$

$$P = 125.02[\text{KW}]$$

Con el resultado de la potencia calculada para el ventilador se dimensiona el motor eléctrico que accionará el ventilador de tiro forzado.

Eficiencia del motor eléctrico $\eta = 98[\%]$.

Eficiencia mecánica $\eta = 95[\%]$.

$$P[\text{KW}] = \frac{P_{\text{ventilador}}[\text{KW}]}{\eta_{\text{mec}}[\%] * \eta_{\text{ME}}[\%]}$$

$$P[\text{KW}] = \frac{125.02[\text{KW}]}{0.95[\%] * 0.98[\%]}$$

$$P = 134.28[\text{KW}]$$

Por conveniencia se selecciona un motor de 150 KW.

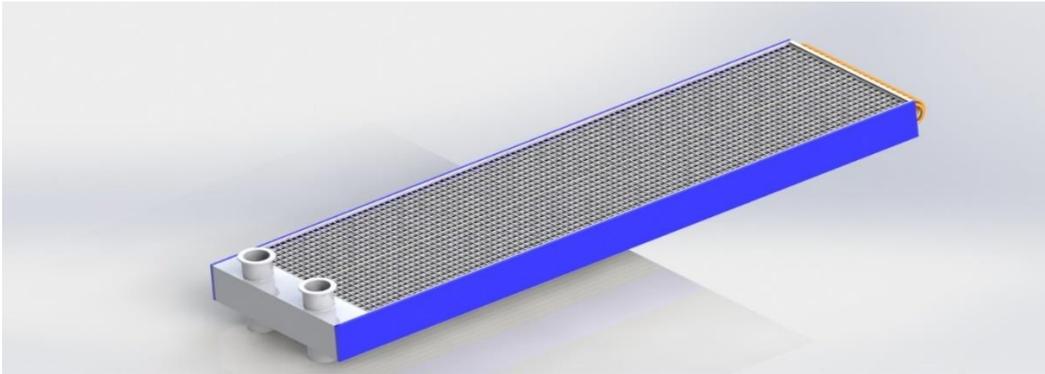
Para seleccionar el motor para los ventiladores se divide la potencia en 2 por lo tanto la potencia para cada ventilador es de 75 Kw.

4.3. Simulación de enfriamiento en Intercambiador de Calor.

Se realizó un diseño y simulación del equipo en la versión Educativa de Solid Works

Figura 14

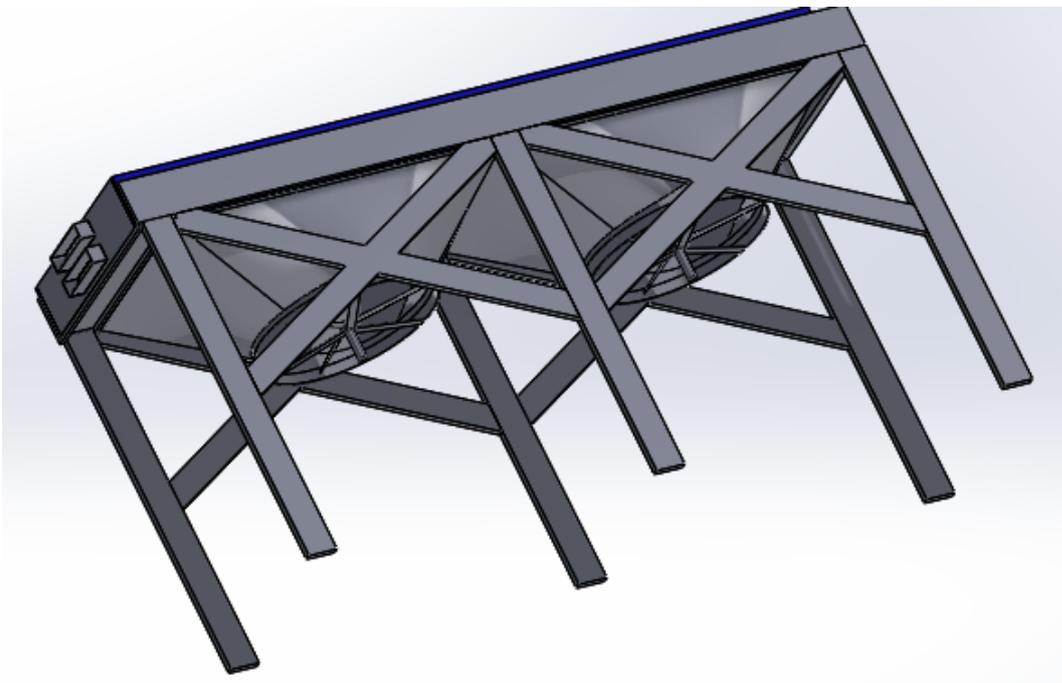
DISEÑO DE BANCO DE TUBOS



Fuente: Elaboración Propia

Figura 15

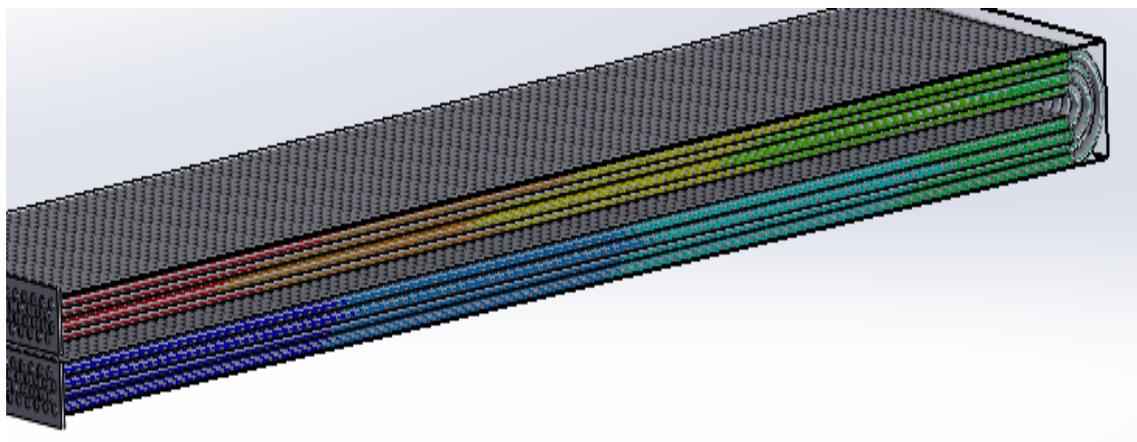
VISTA INFERIOR DEL INTERCAMBIADOR



Fuente: Elaboración Propia

Figura 16

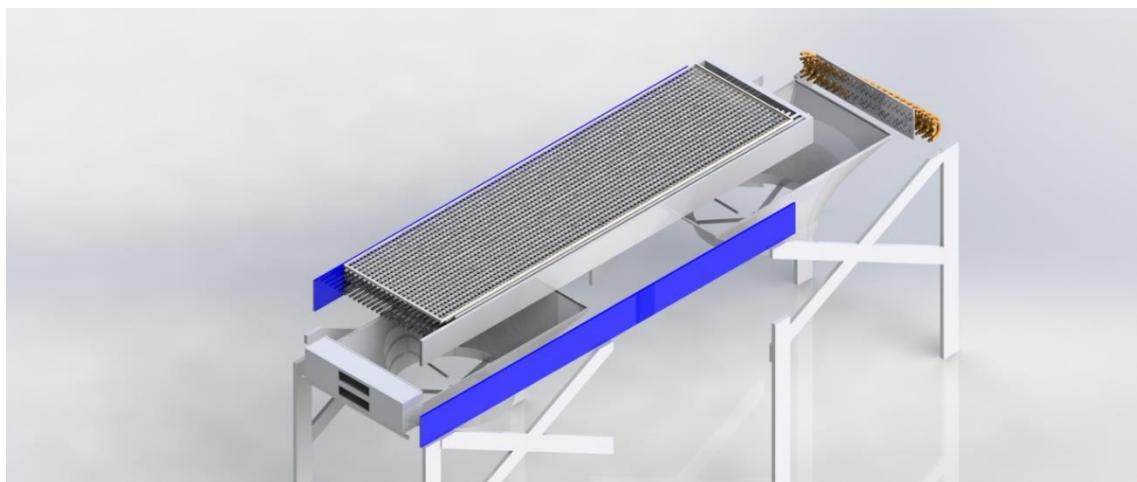
SIMULACION DE CAMBIO DE TEMPERATURA



Fuente: Elaboración Propia

Figura 17

INTERCAMBIADOR DE CALOR



Fuente: Elaboración Propia

4.4. Estandarización de componentes.

Se realizó una estandarización de los componentes dimensionados para que cumplan con las normas específicas y asegurar su correcto funcionamiento.

4.4.1. Tubería con aletas

La tubería escogida es de acero al carbono perteneciente a la norma ASTM modulo A316 y aletas de aluminio Al1060. Fabricada por Min Yang Heat Transfer.

Figura 18

TUBO CON ALETAS ASTM 316L



ASTM 316L Seamless Tube and Aluminum Composite Fin Tube

Fin Type: Extruded Fin Tube

Tube Material: SS316L, SS304, SS316, SS304L

Fin Material: Al1050/, Al1060

Fin Tube Length: No Limit

Product description: Compositd Fin Tube provided by Minyang Heat Transfer is with good quality and reasonable prices. Factory Direct Sell!

[▶ INQUIRY](#)

Fuente: Min Yang Heat Transfer

Tabla 5

ESPECIFICACIONES DE TUBO CON ALETA ASTM 316L

TUBE MATERIAL	Stainless Steel, Copper, Carbon steel, Alloy
TUBE OD	10-57mm
TUBE WALL THICKNESS	1.0 mm-4.0 mm
FIN MATERIAL	Aluminum, copper
FIN OD	25-82mm
FIN THICKNESS	0.18~1mm
FIN PITCH	1.2~8mm
FIN HEIGHT	-18mm

Fuente: Min Yang Heat Transfer

Figura 19

ESPECIFICACIONES ALETA DE ALUMINIO EXTRUIDO



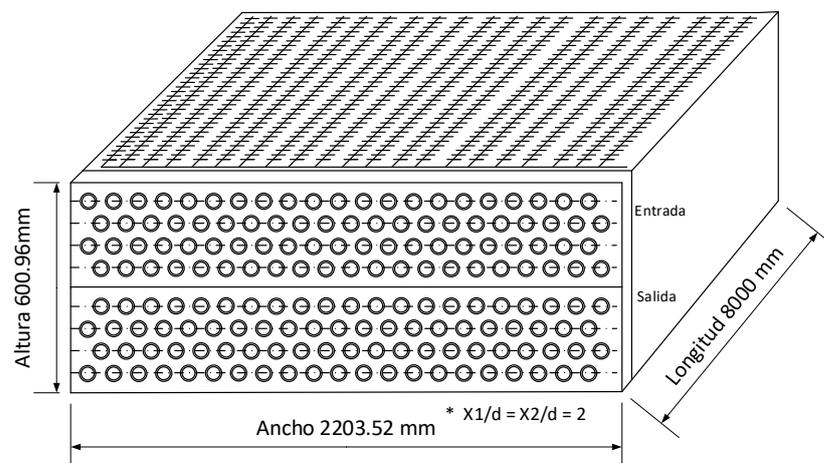
Fuente: Min Yang Heat Transfer

4.4.2. Banco de Tubos

El banco de tubos compuesto de 84 tubos donde se realiza la transferencia de calor será construido en base del código ASME sección VIII Div.1 la cual especifica el diseño, fabricación e inspección de recipientes de presión para garantizar la seguridad del equipo.

Figura 20

MEDIDAS DE BANCO DE TUBOS CON ALETAS



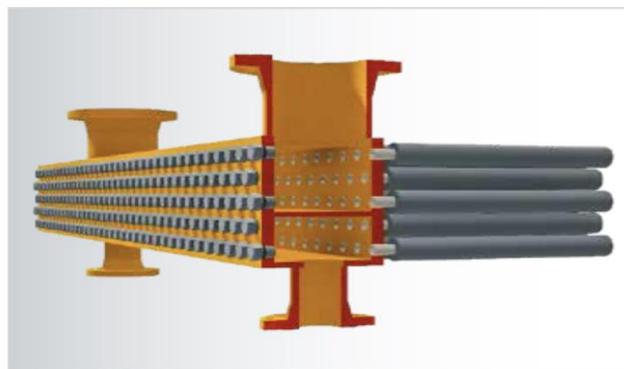
Fuente: Elaboración Propia

4.4.3. Cabezal de entrada y Salida

El cabezal de ingreso de mosto tiene 500 mm de diámetro, y fue seleccionado de la norma TEMA (Tubular Exchangers Manufactures Association), clase C- Servicio General, el tipo C por su facilidad en desmontaje y porque permite diseños con múltiples pasos. Variedad de tipos de cabezal disponibles en Anexo Nro. 4.

Figura 21

CABEZA DE ENTRA Y SALIDA PARA FLUIDO INTERNO



Plug type header

Fuente: SPG DRY COOLING

4.4.4. Ventiladores

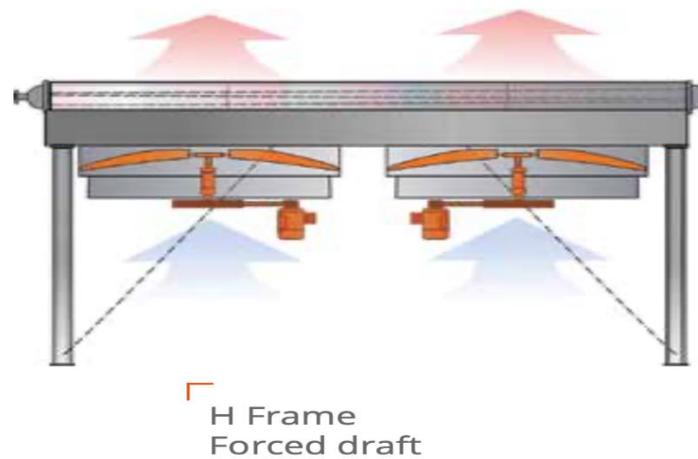
Se dimensiono el diámetro de entrada para el aire siendo 2 ventiladores de 1 m de diámetro cada uno y se optó la disposición de tiro forzado por las siguientes ventajas:

- Una mayor accesibilidad para mantenimiento.
- EL motor y correa de transmisión no están expuestas al aire caliente que sale del equipo
- El costo es menor porque requiere menos soporte estructural.

La norma ASME PTC 30 y API 661 se encarga de realizar métodos que determinen las dimensiones, disposición y potencias de los componentes de los Intercambiadores de calor enfriados por aire (ACHE)

Figura 22

DISPOSICIÓN DE TIRO FORZADO



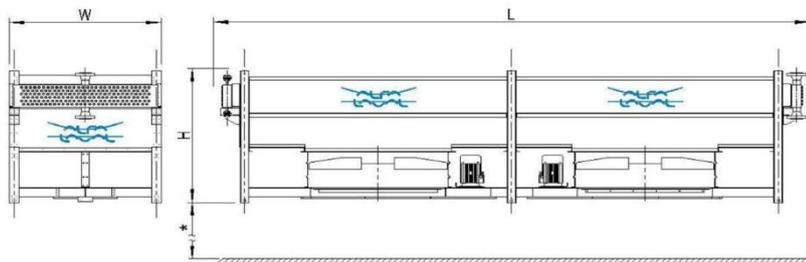
Fuente: SPG DRY COOLING

4.4.5. Fabricante

La empresa dedicada a la fabricación de intercambiadores de calor tiene en su amplio catálogo, la serie Alfa Laval air cooled heat exchanger tiene el modelo G-SLS2 el cual es el más próximo a las medidas calculadas. Esta empresa tiene como base de diseño las normas antes mencionadas.

Figura23

(ACHE) ALFA LAVAL G-SLS2



Type	Nr. of fans	Fan diameter (mm)	Shipping module dimensions L1 x W1 x H1 (mm)	Air cooler complete dimensions L1 x W1 x H2 (mm)
SLS2	2	2,100	9,050 x 2,300 x 2,300	9,050 x 2,300 x 4,305*
XLS2	2	2,500	9,050 x 3,000 x 2,300	9,050 x 3,000 x 4,305*

Fuente: Alfa Laval

4.5. Análisis Económico

4.5.1. Beneficio económico por implementar enfriador por aire.

Se calculó la nueva carga para el intercambiador de calor a placas con la nueva temperatura de entrada de 60 °C.

$$Q = 69.44 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 3.68 \left(\frac{\text{Kj}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right) \times (60 - 38)^\circ\text{C} = 5621.86 \text{ Kw}$$

Se determino la nueva demanda de agua para esta carga:

$$5621.86 = m_{\text{agua}} \times 4.187 \left(\frac{\text{Kj}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right) \times (34 - 32)^\circ = 671.71 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 0.675 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Costo de operación para nuevo flujo masico de agua:

$$0.675(\text{m}^3/\text{s}) = \frac{P(\text{kw}) * 1000 * 0.8(\%)}{994.7 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) * 9.81(\text{m}/\text{s}^2) * 50(\text{m})} \Rightarrow P = \frac{411.66}{0.98 * 0.95} = 442.39\text{kw}$$

$$442.39\text{kw} * 720 \frac{\text{h}}{\text{mes}} * 0.235 \frac{\text{soles}}{\text{Kwh}} = 74852.38 \frac{\text{soles}}{\text{mes}}$$

Se determinó el costo del flujo de make up en la torre de enfriamiento con el nuevo flujo masico de agua:

$$m_{\text{make up}} = 1.95 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \Rightarrow 0.0019 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} * 720 \frac{\text{h}}{\text{mes}} = 5069 \frac{\text{m}^3}{\text{mes}}$$

$$5069 \frac{\text{m}^3}{\text{mes}} * 0.22 \frac{\text{Soles}}{\text{m}^3} = 1115.31 \text{ soles/mes}$$

Beneficio económico mensual por reducción de agua en la bomba:

$$\text{Costo}_{\text{inicial}} - (\text{costo}_{\text{bbaconmejora}} + \text{costo}_{\text{makeup}} + \text{costo}_{\text{motorventilador}})$$

$$144950.56 \frac{\text{soles}}{\text{mes}} - (74852.38 \frac{\text{soles}}{\text{mes}} + 1115.31 \frac{\text{soles}}{\text{mes}} + 22720.17 \frac{\text{soles}}{\text{mes}}) = 46262.7 \frac{\text{soles}}{\text{mes}}$$

4.5.2. Beneficio económico por producción estabilizada

Este beneficio proviene de la estabilización del flujo masico en las horas con altas temperaturas, donde era necesario disminuir el flujo para conseguir la temperatura deseada.

Tabla 6

BENEFICIO POR ESTABILIZACION DE PRODUCCION

Perdida Producción en Bioetanol litro/mes	Costo producción por litro \$ por litro	Precio venta por litro \$ por litro	Cambio Dólar a Sol (14/07/20)	Beneficio por estabilización de producción S/. al mes
285696	0.41	0.71	3.5	299980.8

Fuente: Elaboración Propia

4.5.3. Retorno de Inversión (R.O.I)

Según el fabricante estima que por cada 8 años de vida útil del equipo se invierte en mantenimiento 151400 dólares ver anexo 16. Lo que nos da un promedio anual en mantenimiento de 18925 dólares= 66237.5

Tabla 7

BENEFICIO TOTAL AL AÑO

BENEFICIO ANUAL	Soles	Meses	Beneficio anual S/.
beneficio de ahorro eléctrico por instalación intercambiador con aire	46262.7	12	555152.4
beneficio por estabilización de sistema	299980.8	4.5	1349913.6
Costo anual de mantenimiento			-66237.5
		BENEFICIO TOTAL	1838828.5

Fuente: Elaboración Propia

El precio referencial de este equipo enfriado por aire es de 41 dólares por ft² SIC, ver anexo 10. Entonces el precio del equipo con una SIC de (1612.42m²=17355.94 ft²) es de 711593.54 dólares.

Tabla 8

RETORNO DE INVERSIÓN (R.O.I)

R.O.I.	Precio	Cambio Dólar a Sol	Precio en Soles
Enfriador por aire	711593.54	3.5	2490577.4
Instalación 5%	35579.6	3.5	124528.87
		Inv. Total	2615106.3
Inv. Total			2615106.3
Beneficio anual			1838828.5
R.O.I.			1.4 años

Fuente: Elaboración Propia

V. DISCUSIÓN

- Alvites 2016, concluyo que, reemplazando la tubería lisa por tubería aletada en el intercambiador de calor, obtuvo un incremento en la superficie de intercambio de calor, lo que significa, que la tasa de intercambio se amplifica, por lo tanto, un incremento en la carga térmica es admisible evitando los cuellos de botella en la producción. En similitud a esta investigación se pudo observar que al dimensionar un intercambiador de calor enfriado por aire se puede aliviar la carga térmica del proceso actual y evitar la reducción de producción en las horas más críticas.
- Coronel 2015 en su investigación pudo observar, que implementando un condensador de aire forzado se puede tener la misma potencia de enfriamiento que un condensador que utiliza como fuente fría el agua, sin

alterar la temperatura de salida deseada. Por lo cual llego a la conclusión que sí es factible reemplazar en su totalidad este tipo de sistema. A diferencia de la presente investigación en la que se pudo registrar un flujo masico abundante en el proceso, a lo cual se dimensionó un enfriador por aire para el 47.6% de carga térmica y asegurar la estabilidad del sistema.

- Mirsha 2017, tras realizar el análisis de la variación del paso entre tubos tanto en arreglo escalonado como en rectangular, llego a la conclusión que la disposición triangular muestra un mayor coeficiente global de transferencia de calor en comparación a la rectangular gracias al espacio menor que tiene los tubos entre filas. De la misma manera, en esta investigación se pudo hacer una comparación entre ambas disposiciones alterando el diámetro del tubo, y llegando a la conclusión que mientras el espacio entre tubos es menor el KG aumenta.
- Peñaloza y Ugiles, en su tesis concluyeron con claridad que implementar aletas al exterior de los tubos es de gran ventaja, dando como resultado un aumento significativo en la superficie de intercambio de calor, resultando como consecuencia positiva, la reducción de la longitud en el banco de tubos. Esto coincide con el presente estudio, donde se vio reflejado la reducción considerable de la longitud del banco de tubos al implementar aletas de tipo anular a lo largo de los tubos ya que la superficie de contacto con el fluido externo se amplifica.
- Rivera 2015, pudo concluir en su trabajo de investigación, que un intercambiador de calor con aire se adecua a las condiciones de trabajo donde el agua es escasa o su tratamiento es costoso. Al igual que en este estudio donde el sistema de enfriamiento se encuentra ubicado en una zona árida, provocando una inestabilidad en el sistema de enfriamiento con agua. Por lo tanto, fue de vital importancia, optar por un sistema que use el aire como fluido refrigerante.
- Zarate 2016, concluye que, implementando tubo con aletas, el área de transferencia de calor se incrementa significativamente, produciendo un

incremento en el entorno de contacto entre los tubos y el fluido que lo rodea. Al igual que en esta investigación se pudo determinar que el uso de tubos con aletas tiene una amplificación teórica respecto a los tubos lisos de 7.5 veces más en su capacidad de transferencia de calor.

VI. CONCLUSIÓN

- 1- Después de analizar el sistema con los datos obtenidos, se pudo apreciar la inestabilidad del proceso de enfriamiento que es provocada por las altas temperaturas, forzando a la empresa a reducir el flujo masico de mosto para compensar este problema, y teniendo como consecuencia una pérdida de producción, por ende, una pérdida económica.

- 2- Mediante cálculo se dimensiono un intercambiador de calor enfriado por aire conectado en serie antes del Intercambiador de placas, reduciendo su carga termica que cumple con las siguientes características:
 - Potencia Nominal: 6000 KW
 - Coeficiente global de transferencia de calor: 145.44 W/m²K
 - Numero de tubos con aletas tipo anular: 84 tubos (4 columnas y 21 filas)
 - Longitud de tubo con aletas: 8 m de longitud
 - Superficie de Intercambio de Calor: 1612.72m²
 - Flujo volumétrico de Aire: 58.37 m³/s
 - Potencia de Ventilador: 125.02 kW
 - Potencia de motor eléctrico: 150 kW

- 3- Se realizo una simulación para tener una referencia respecto a la realidad y se demostró que el equipo es operacionalmente viable.

- 4- Se procedió a estandarizar los componentes bajo las normas y estándares internacionales para los componentes de este Intercambiador.

Los tubos con aletas pertenecen a la norma ASME modulo A316 y aletas de Aluminio AL1060 , el banco de tubos será fabricado bajo la norma ASME Sección VIII División 1, el cabezal de ingreso y salida del fluido interno es Tipo C, Clase C de la norma TEMA.

Se realizo una selección del modelo G-SLS2 que cumple con las características dimensionadas, el fabricante Alfa Laval, tiene como base la fabricación de sus equipos en las normas API 661 y ASME PTC 30 que proporcionan requisitos para el diseño, fabricación, inspección y prueba de Intercambiadores de calor enfriados por aire.

- 5- Se debe realizar una inversión de S/. 2'615'106.3, los beneficios generados por esta inversión son S/.1'838'828.5 anuales. Esto nos da un retorno de inversión (R.O.I.) de 1.4 años.

VII. RECOMENDACIONES

- Debido a las altas temperaturas a las que está sometido el departamento de Piura, y la zona árida donde se ubica la empresa, se recomienda implementar una estructura que proteja al equipo de la radiación solar, para que no se vea afectado ya que, con ayuda del pirómetro, logramos registrar una temperatura de 47°C al en las zonas del suelo expuestas al sol.
- El análisis económico realizado, nos demuestra que el retorno de inversión en el nuevo intercambiador de calor enfriado por aire, tiene un plazo aceptable. Y se propone hacer un análisis para reemplazar por completo en sistema anterior por uno nuevo que solo use aire para enfriar todo el flujo masico de mosto de la empresa. Ya que el aire como fluido refrigerante, es abundante y traerá un ahorro considerable en el sistema de bombeo de agua.

VIII. REFERENCIAS

- Aburto, J., Martínez, T., & Murrieta, F. (2008). Evaluación técnico-económica de la producción de bioetanol a partir de residuos lignocelulósicos. *Tecnología, Ciencia, Educación*, 23(1), 23-30.
- Angelini, G., Bonanni, T., Corsini, A., Delibra, G., Tieghi, L., & Volponi, D. (2017). Optimization of an axial fan for air cooled condensers. *Energy Procedia*, 126, 754-761.
- Armitt, J. (1980). Wind loading on cooling towers. *Journal of the Structural Division*, 106(3), 623-641.
- Berenholz, J. y Bowman, JK (1992). Patente de los Estados Unidos Núm . 5.168.919 . Washington, DC: Oficina de Patentes y Marcas de los Estados Unidos.
- Bermúdez Jaenz, K. J., & Collado, D. D. L. A. (2019). Impacto Ambiental de la Producción de Panela Estudio de Caso Municipio Santa Teresa, Carazo 2017-2018 (Doctoral dissertation, Universidad Nacional Autónoma de Nicaragua, Managua).
- Braun, J. E., Klein, S. A., & Mitchell, J. W. (1989). Effectiveness models for cooling towers and cooling coils. *ASHRAE Transactions (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers);(USA)*, 95(CONF-890609--).
- Camaraza-Medina, Y., Amoroz-Diez, J. L., Cruz-Fonticiella, O. M., & Garcia-Morales, O. (2019). Propuesta de modelo para el análisis térmico del enfriamiento de un paquete de tubos aletados en aerocondensadores. *Tecnología Química*, 39(2), 255-273.
- Cengel, Y. A. (2004). *Transferencia de calor*. McGraw-Hill-Interamericana.
- Cuadrado Mazón, K. C. (2010). Diseño, Construcción y Pruebas de un Intercambiador de Calor de Carcasa y Tubos para Laboratorio de Térmicas de la Facultad de Mecánica (Bachelor's thesis, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.).

- De Brasil, B. D. D. (2008). Bioetanol de caña de azúcar: energía para el desarrollo sostenible. Río de Janeiro.
- de Carvalho, AL, Antunes, CH y Freire, F. (2016). Análisis económico-energético-ambiental de la producción prospectiva de bioetanol de caña de azúcar en Brasil. *Energía aplicada* , 181 , 514-526.
- Delgado Ramírez, L. O. (2015). Modelación unidimensional de la transferencia de calor en intercambiadores de una hornilla panelera.
- Díaz Chigne, J. P. (2018). Diseño de intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno para reducir costos de generación de vapor en planta Hayduk Puerto Malabrigo. 2018.
- Díaz, Ó. M. Diseño De Un Intercambiador De Calor De Tubos Y Carcasa (1-2) Para Una Planta Química Asociada A Una Fundición Pirometalúrgica.
- Duvenhage, K. K. D. G., & Kröger, D. G. (1996). The influence of wind on the performance of forced draught air-cooled heat exchangers. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 62(2-3), 259-277.
- Encina Rubilar, C. J. (2018). Aumento de la transferencia de calor mediante modificación de aletas en intercambiadores de tubos ovalados y aletas.
- Escobedo Polo, A. E. (2018). Análisis técnicoeconómico para reemplazarla llama directa por aire calentado con vapor en el secado de harina de pluma para reducir costos en Inversiones Maraño SAC.
- Hagos, H., Mengistu, L. y Mequanint, Y. (2014). Determinación de la edad óptima de cosecha de las variedades de caña de azúcar en el proyecto azucarero recientemente establecido en las áreas tropicales de Tendaho, Etiopía. *Avances en ciencia y tecnología de cultivos* .
- Hotchkiss, PJ, Meyer, CJ y Von Backström, TW (2006). Investigación numérica sobre el efecto del flujo cruzado en el rendimiento de los ventiladores de flujo axial en intercambiadores de calor refrigerados por aire de tiro forzado. *Ingeniería térmica aplicada* , 26 (2-3), 200-208.
- Hugot, E., & Ruiz Coutiño, Carlos (1978). Manual para ingenieros azucareros.

- la, S. A. G. (2016). Determinación Experimental De Propiedades Térmicas Y Físicas Para Jugo De Caña, Miel Y Panela/Experimental Determination Of Thermal And Physical Properties For Cane Juice, Cane Syrup And Panela. *Vitae*, 23, S145.
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. Pearson Educación.
- Karwa, R. (2020). Extended Surfaces (Fins). In *Heat and Mass Transfer* (pp. 113-194). Springer, Singapore.
- Kavvalos, M., Xin, Z., Schnell, R., Aslanidou, I., Kalfas, A., & Kyprianidis, K. (2019). A Modelling Approach of Variable Geometry for Low Pressure Ratio Fans. In *International Symposium on Air Breathing Engines, ISABE 2019, Canberra, Australia, 23-27 September 2019 Paper No. ISABE-2019-24382*.
- Kim, J. H., Kim, J. W., & Kim, K. Y. (2011). Axial-flow ventilation fan design through multi-objective optimization to enhance aerodynamic performance. *Journal of fluids engineering*, 133(10).
- Kuruneru, S. T. W., Sauret, E., Saha, S. C., & Gu, Y. (2016). Numerical investigation of the temporal evolution of particulate fouling in metal foams for air-cooled heat exchangers. *Applied Energy*, 184, 531-547.
- Laval's, CM (2017). Alfa Laval—.
- Louw, F. G., Bruneau, P. R., von Backström, T. W., & van der Spuy, S. J. (2012, June). The design of an axial flow fan for application in large air-cooled heat exchangers. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 44694, pp. 771-785). American Society of Mechanical Engineers.
- Lozza, G., & Merlo, U. (2001). An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 24(5), 409-416.
- Luszczewski, A. (2004). *Redes industriales de tubería, bombas para agua, ventiladores y compresores*. Reverté.

- Mascareñas, J. (2005). El tipo de cambio. Recuperado de: [http://www. ucm. es/info/jmas/infin/divisas. pdf](http://www.ucm.es/info/jmas/infin/divisas.pdf).
- Mendoza, J. C. D., & Kulich, E. I. (2004). Aplicación de balances de masa y energía al proceso de fermentación en estado sólido de bagazo de caña de azúcar con *Aspergillus niger*. *Biotecnología Aplicada*, 21(2), 85-91.
- Meyer, C. J., & Kröger, D. G. (2001). Air-cooled heat exchanger inlet flow losses. *Applied thermal engineering*, 21(7), 771-786.
- Misra, R., Bansal, V., Agarwal, G. D., Mathur, J., & Aseri, T. (2012). Thermal performance investigation of hybrid earth air tunnel heat exchanger. *Energy and Buildings*, 49, 531-535.
- Monsalve, J. F., de Pérez, V. I. M., & Colorado, Á. A. R. (2006). Producción de etanol a partir de la cáscara de banano y de almidón de yuca. *Dyna*, 73(150), 21-27.
- Moreno-Tamayo, I. D., Causa-Martiliano, E., Rosa-Andino, A. A. D. L., & Aguilera-Corrales, Y. (2018). Parámetros de bomba centrífuga de doble succión para la industria azucarera. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 27(2), 1-11.
- Orlova, M. R., Konkova, I. D., Katin, V. D., & Tagirova, T. N. (2019). EMPLOYMENT OF FINNED BOILER HEATING EXTENDED SURFACES. In *Professional English in Use* (pp. 211-213).
- Peñaloza Pérez, J. L., & Urgilés Remache, F. M. (2010). Diseño y Construcción de un Intercambiador de Calor de Tubería Aletada para el Laboratorio de Térmicas de la Facultad de Mecánica (Bachelor's thesis).
- Pysmenny, Y. (2007). Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados. Reverté.
- Pysmenny, Y., Polupan, G., Carvajal-Mariscal, I., & Sánchez-Silva, F. (2010). Estudio comparativo de los métodos del cálculo de la transferencia de calor en bancos de tubos. *Científica*, 14(1), 17-23.

- Rodríguez, E. C., Hernández, J. G., & Concepción, A. D. (2008). Propiedades termofísicas del guarapo deshidratado en polvo. *Tecnología química*, 28(3), 51-55.
- Saval, S. (2012). Aprovechamiento de residuos agroindustriales: pasado, presente y futuro. *BioTecnología*, 16(2), 14-46.
- Stinnes, W. H., & Von Backström, T. W. (2002). Effect of cross-flow on the performance of air-cooled heat exchanger fans. *Applied Thermal Engineering*, 22(12), 1403-1415.
- Tai, P. Y. P., & Miller, J. D. (2002). Germplasm diversity among four sugarcane species for sugar composition. *Crop science*, 42(3), 958-964.
- Tarupí, R. J., & Campués, T. J. (2011). Obtención de alcohol a partir de jugo de caña, cachaza y melaza, mediante la incorporación de dos niveles de fermento (*Saccharomyces cerevisiae*). Facultad de Ingeniería en Ciencias Agropecuarias y Ambientales, Escuela de Ingeniería Agroindustrial, Universidad Técnica del norte, 19-58.
- Traxler-Samek, G., Zickermann, R., & Schwery, A. (2009). Cooling airflow, losses, and temperatures in large air-cooled synchronous machines. *IEEE transactions on industrial electronics*, 57(1), 172-180.
- Xu, J., Li, J., Ding, Y., Fu, Q., Cheng, M., & Liao, Q. (2018). Numerical simulation of the flow and heat-transfer characteristics of an aligned external three-dimensional rectangular-finned tube bank. *Applied Thermal Engineering*, 145, 110-122.
- Yadav, S., Das, K. y Pandey, KM (2017). Un análisis comparativo de la transferencia de calor en superficies extendidas con y sin agujeros. En *Fluid Mechanics and Fluid Power – Contemporary Research* (págs. 421-429). Springer, Nueva Delhi.

IX. ANEXOS

Anexo 1: Ficha de Observación de datos

FICHA DE OBSERVACIÓN DE DATOS	
Empresa:	Planta Bioetanol
Lugar:	SULLANA - PIURA
Fecha de recolección de datos:	07/02/2020
Objetivo:	Determinar parámetros de operación
EQUIPO DE INTERCAMBIO DE CALOR	
MAXIMA PRESION	5 (Bar)
MODELO	ALFA LAVAL M15
RENDIMIENTO	60 (%)
DIMENSIONES	1885x610x1100(mm)
POTENCIA CALORIFICA	3 (MW)
FLUJO NOMINAL	288 (Ton/h)
TEMPERATURA DE ENTRADA DEL REFRIG	32(°C)
TEMP. DE SALIDA DE REFRIGERANTE	34(°C)
TEMPERATURA DE INGRESO DE MOSTO	80(°C)
TEMPERATURA DE SALIDA DE MOSTO	38(°C)
MATERIAL	ACERO DULCE, PINTADO CON EPOXI
DISTANCIA DE TUBERIAS, HORIZONTAL	298 (mm)
DISTANCIA DE TUBERIAS, VERTICAL	1294(mm)
BOQUILLAS	ACERO AL CARBONO, RECUBIERTAS EN TITANIO
JUNTAS	CAUCHO, M15M
PESO	1020 (Kg)
DIAMETRO DE ENTRADA DEL AGUA	150 (mm)
DIAMETRO DE SALIDA DEL AGUA	150 (mm)
DIAMETRO DE ENTRADA DEL MOSTO	150 (mm)
DIAMETRO DE SALIDA DEL MOSTO	150 (mm)
MEDICION CON SISTEMA INESTABLE	
TEMPERATURA DE INGRESO DE MOSTO	80(°C)
TEMPERATURA DE INGRESO DE MOSTO	43(°C)

Anexo 2: Ficha de Observación de datos

FICHA DE OBSERVACIÓN DE DATOS	
Empresa:	Planta Bioetanol
Lugar:	SULLANA - PIURA
Fecha de recolección de datos:	07/02/2020
Objetivo:	Determinar parámetros de operación
TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE	
Medición 1	°C
Medición 2	30.9°C
Medición 3	30.6°C
Medición 4	34.5°C
Medición 5	32°C
Medición 6	33°C
Medición 7	35°C
Medición 8	32.5°C
Medición 9	34°C
Medición 10	34°C
VELOCIDAD DEL AIRE	
Medición 1	19m/s
Medición 2	20m/s
Medición 3	20m/s
Medición 4	18m/s
Medición 5	21m/s
Medición 6	22m/s
Medición 7	19m/s
Medición 8	24m/s
Medición 9	21m/s
Medición 10	20m/s

HUMEDAD RELATIVA DEL AIRE (BUBLO SECO)	
Medición 1	60%
Medición 2	61%
Medición 3	62%
Medición 4	59%
Medición 5	57%
Medición 6	62%
Medición 7	60%
Medición 8	61%
Medición 9	60%
Medición 10	61%

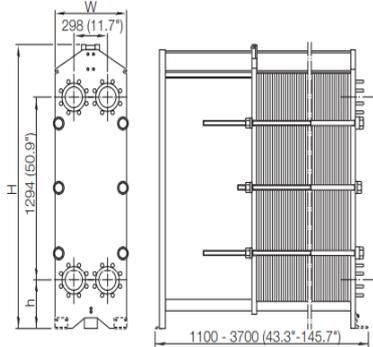
Anexo 3: Matriz de Operacionalización de Variables

Variable	Tipo de variable	Definición Conceptual	Definición Operacional	Dimensión o Categorías	Escala	Indicador
Sistema de enfriamiento de mosto	Independiente	Conjunto de procesos que determinan la forma en que se enfrían un fluido	Es el equipo de intercambio de calor encargado del proceso de enfriamiento de mosto.	Equipo de enfriamiento por aire	Intervalo	[Kw] Cuantitativa
Estabilidad del proceso de enfriamiento	Dependiente	Capacidad de mantener la potencia de enfriamiento en un rango y periodo de tiempo determinado	Es el intercambio de calor estable sin importar la estación del año.	Estabilidad Industrial	Ordinal	<u>Cualitativo</u> -bueno -regular -malo
Costos Operativo del sistema de enfriamiento	Dependiente	Es la cantidad monetaria para mantener un proceso activo	Demanda monetaria para el enfriamiento del mosto	Costo material	Intervalo	[Soles/Kj] Cuantitativa

Anexo 4: Ficha Técnica de Intercambiador de Calor AL-M15

Plano de dimensiones

Medidas en mm (pulgadas)



Tipo	H	W	h
M15-FL	1815 (71.5")	610 (24.0")	275 (10.8")
M15-FM	máx 1941 (76.4")	610 (24.0")	275 (10.8")
M15-FG	máx 1941 (76.4")	650 (25.6")	275 (10.8")
M15-FD	máx 2036 (80.2")	650 (25.6")	370 (14.6")

El número de pernos de apriete puede variar dependiendo del régimen de presión.

Datos técnicos

Placas

Nombre	Tipo	Canal libre, mm (pulgadas)
M15-B	Placa sencilla	2.5 (0.098)
M15-M	Placa sencilla	4.0 (0.16)
M15-BD	Placa mural doble	2.5 (0.098)

Materiales

Placas de transferencia térmica	304/304L, 316/316L, 904L, 254 C-276, C-2000 825 Ni, Ti, TiPd
Juntas de campo	NBR, EPDM, FKM, Q
Conexiones embridadas	Acero al carbono Revestido de metal: acero inoxidable, titanio Revestido con caucho: NBR, EPDM
Marco y placa de presión	Acero inoxidable, pintado con resina epoxi

Existen otros materiales disponibles previa solicitud.

Puede no ser posible configurar todas las combinaciones opcionales.

Datos de funcionamiento

Marco, código de PV	Presión máx. de diseño (barg/psig)	Temperatura máx. de diseño (°C/°F)
FL, pvcALS	6.0/87	130/266
FM, pvcALS	10.0/145	180/356
FM, PED	10.0/145	180/356
FG, pvcALS	16.0/232	180/356
FG, ASME	11.7/170	250/482
FG, PED	16.0/232	180/356
FD, pvcALS	30.0/435	180/356
FD, ASMF	20.7/300	180/356
FD, PED	30.0/435	180/356

Presión y temperatura nominal pueden ser ampliables previa solicitud.

Conexiones embridadas

FL, pvcALS	EN 1092-1 DN150 PN10 JIS B2220 10K 150A
FM, pvcALS	EN 1092-1 DN150 PN10 ASME B16.5 Class 150 NPS 6 JIS B2220 10K 150A
FM, PED	EN 1092-1 DN150 PN10 ASME B16.5 Class 150 NPS 6
FG, pvcALS	EN 1092-1 DN150 PN16 ASME B16.5 Class 150 NPS 6 JIS B2220 16K 150A
FG, ASME	ASME B16.5 Class 150 NPS 6
FG, PED	EN 1092-1 DN150 PN16 ASME B16.5 Class 150 NPS 6
FD, ASME	ASME B16.5 Class 300 NPS 6
FD, PED	EN 1092-1 DN200 PN25 ASME B16.5 Class 300 NPS 6

EN1092-1 estándar corresponde a GOST 12815-80 y GB/T 9115.

Anexo 5: Diagrama de Flujo



Anexo 6: Tabla de contenido de humedad



Tablas de contenido de humedad

Temp. de bulbo seco en °C	Presión del vapor en Pa	Vol. específico de vapor en m³/kg	Vol. específico de aire en m³/kg	Humedad relativa (HR)																			
				5%	10%	15%	20%	25%	30%	35%	40%	45%	50%	55%	60%	65%	70%	75%	80%	85%	90%	95%	100%
				Humedad absoluta en g/kg																			
-25	63,29	1811,43	0,7023	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,17	0,19	0,21	0,23	0,25	0,27	0,29	0,31	0,33	0,35	0,37	0,39
-20	103,26	1132,63	0,7166	0,03	0,06	0,10	0,13	0,16	0,19	0,22	0,25	0,29	0,32	0,35	0,38	0,41	0,44	0,48	0,51	0,54	0,57	0,60	0,63
-15	165,30	721,51	0,7308	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,36	0,41	0,46	0,51	0,56	0,61	0,66	0,71	0,76	0,81	0,86	0,91	0,97	1,02
-10	259,90	467,78	0,7450	0,08	0,16	0,24	0,32	0,40	0,48	0,56	0,64	0,72	0,80	0,88	0,96	1,04	1,12	1,20	1,28	1,36	1,44	1,52	1,60
-9	283,93	429,81	0,7478	0,09	0,17	0,26	0,35	0,44	0,52	0,61	0,70	0,79	0,87	0,96	1,05	1,13	1,22	1,31	1,40	1,48	1,57	1,66	1,75
-8	309,98	395,18	0,7507	0,10	0,19	0,29	0,38	0,48	0,57	0,67	0,76	0,86	0,95	1,05	1,14	1,24	1,33	1,43	1,53	1,62	1,72	1,81	1,91
-7	338,19	363,59	0,7535	0,10	0,21	0,31	0,42	0,52	0,62	0,73	0,83	0,94	1,04	1,14	1,25	1,35	1,46	1,56	1,67	1,77	1,87	1,98	2,08
-6	368,74	334,72	0,7563	0,11	0,23	0,34	0,45	0,57	0,68	0,79	0,91	1,02	1,13	1,25	1,36	1,47	1,59	1,70	1,82	1,93	2,04	2,16	2,27
-5	401,76	308,36	0,7592	0,12	0,25	0,37	0,49	0,62	0,74	0,86	0,99	1,11	1,24	1,36	1,48	1,61	1,73	1,86	1,98	2,10	2,23	2,35	2,48
-4	437,47	284,24	0,7620	0,13	0,27	0,40	0,54	0,67	0,81	0,94	1,08	1,21	1,35	1,48	1,62	1,75	1,89	2,02	2,16	2,29	2,43	2,56	2,70
-3	476,06	262,17	0,7649	0,15	0,29	0,44	0,59	0,73	0,88	1,02	1,17	1,32	1,46	1,61	1,76	1,91	2,05	2,20	2,35	2,49	2,64	2,79	2,94
-2	517,73	241,97	0,7677	0,16	0,32	0,48	0,64	0,80	0,95	1,11	1,27	1,43	1,59	1,75	1,91	2,07	2,23	2,39	2,55	2,71	2,87	3,03	3,19
-1	562,67	223,46	0,7705	0,17	0,35	0,52	0,69	0,86	1,04	1,21	1,38	1,56	1,73	1,91	2,08	2,25	2,43	2,60	2,78	2,95	3,12	3,30	3,47
0	611,15	206,49	0,7734	0,19	0,38	0,56	0,75	0,94	1,13	1,32	1,50	1,69	1,88	2,07	2,26	2,45	2,64	2,83	3,02	3,21	3,39	3,58	3,77
1	657,10	192,75	0,7762	0,20	0,40	0,61	0,81	1,01	1,21	1,41	1,62	1,82	2,02	2,23	2,43	2,63	2,84	3,04	3,24	3,45	3,65	3,86	4,06
2	706,00	180,06	0,7791	0,22	0,43	0,65	0,87	1,09	1,30	1,52	1,74	1,96	2,17	2,39	2,61	2,83	3,05	3,27	3,49	3,71	3,92	4,14	4,36
3	758,00	168,31	0,7819	0,23	0,47	0,70	0,93	1,17	1,40	1,63	1,87	2,10	2,34	2,57	2,80	3,04	3,27	3,51	3,74	3,98	4,22	4,45	4,69
4	813,50	157,40	0,7848	0,25	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,26	2,51	2,76	3,01	3,26	3,52	3,77	4,02	4,27	4,53	4,78	5,03
5	872,50	147,28	0,7876	0,27	0,54	0,80	1,07	1,34	1,61	1,88	2,15	2,42	2,69	2,96	3,23	3,50	3,77	4,04	4,31	4,59	4,86	5,13	5,40
6	935,30	137,89	0,7904	0,29	0,57	0,86	1,15	1,44	1,73	2,02	2,31	2,59	2,88	3,17	3,46	3,75	4,05	4,34	4,63	4,92	5,21	5,50	5,79
7	1 002,0	129,17	0,7933	0,31	0,62	0,92	1,23	1,54	1,85	2,16	2,47	2,78	3,09	3,40	3,71	4,02	4,34	4,65	4,96	5,27	5,59	5,90	6,21
8	1 072,8	121,08	0,7961	0,33	0,66	0,99	1,32	1,65	1,98	2,31	2,65	2,98	3,31	3,64	3,98	4,31	4,64	4,98	5,31	5,65	5,98	6,32	6,66
9	1 148,1	113,54	0,7990	0,35	0,71	1,06	1,41	1,77	2,12	2,48	2,83	3,19	3,54	3,90	4,26	4,61	4,97	5,33	5,69	6,05	6,41	6,77	7,13
10	1 228,0	106,53	0,8018	0,38	0,75	1,13	1,51	1,89	2,27	2,65	3,03	3,41	3,79	4,17	4,56	4,94	5,32	5,71	6,09	6,47	6,86	7,24	7,63
11	1 312,7	100,01	0,8046	0,40	0,81	1,21	1,62	2,02	2,43	2,83	3,24	3,65	4,06	4,46	4,87	5,28	5,69	6,10	6,51	6,93	7,34	7,75	8,16
12	1 402,6	93,93	0,8075	0,43	0,86	1,29	1,73	2,16	2,59	3,03	3,46	3,90	4,33	4,77	5,21	5,65	6,09	6,53	6,96	7,41	7,85	8,29	8,73
13	1 497,8	88,26	0,8103	0,46	0,92	1,38	1,84	2,31	2,77	3,23	3,70	4,17	4,63	5,10	5,57	6,03	6,50	6,97	7,44	7,91	8,39	8,86	9,33
14	1 498,7	88,52	0,8132	0,46	0,92	1,38	1,85	2,31	2,77	3,24	3,70	4,17	4,63	5,10	5,57	6,04	6,51	6,98	7,45	7,92	8,39	8,86	9,34
15	1 705,5	78,06	0,8160	0,52	1,05	1,57	2,10	2,63	3,16	3,69	4,22	4,75	5,28	5,81	6,35	6,88	7,42	7,95	8,49	9,03	9,57	10,10	10,60
16	1 818,4	73,46	0,8188	0,56	1,12	1,68	2,24	2,80	3,37	3,93	4,50	5,06	5,63	6,20	6,77	7,34	7,91	8,49	9,06	9,63	10,20	10,80	11,40
17	1 938,0	69,17	0,8217	0,60	1,19	1,79	2,39	2,99	3,59	4,19	4,80	5,40	6,01	6,61	7,22	7,83	8,44	9,05	9,66	10,30	10,90	11,50	12,10
18	2 064,3	65,16	0,8245	0,63	1,27	1,91	2,54	3,18	3,82	4,47	5,11	5,75	6,40	7,05	7,70	8,35	9,00	9,65	10,30	11,00	11,60	12,30	12,90
19	2 197,8	61,41	0,8274	0,68	1,35	2,03	2,71	3,39	4,07	4,76	5,44	6,13	6,82	7,51	8,20	8,89	9,59	10,30	11,00	11,70	12,40	13,10	13,80
20	2 338,8	57,91	0,8302	0,72	1,44	2,16	2,88	3,61	4,34	5,07	5,80	6,53	7,26	8,00	8,73	9,47	10,20	11,00	11,70	12,40	13,20	13,90	14,70
21	2 487,7	54,63	0,8330	0,76	1,53	2,30	3,07	3,84	4,62	5,39	6,17	6,95	7,73	8,51	9,30	10,10	10,90	11,70	12,50	13,30	14,10	14,90	15,70
22	2 644,8	51,56	0,8359	0,81	1,63	2,44	3,26	4,09	4,91	5,73	6,56	7,39	8,22	9,06	9,90	10,70	11,60	12,40	13,30	14,10	15,00	15,80	16,70
23	2 810,4	48,68	0,8387	0,86	1,73	2,60	3,47	4,34	5,22	6,10	6,98	7,86	8,75	9,64	10,50	11,40	12,30	13,20	14,10	15,00	15,90	16,80	17,70
24	2 985,1	45,99	0,8416	0,92	1,84	2,76	3,69	4,61	5,55	6,48	7,42	8,36	9,30	10,20	11,20	12,10	13,10	14,10	15,00	16,00	16,90	17,90	18,90
25	3 169,2	43,46	0,8444	0,97	1,95	2,93	3,92	4,90	5,89	6,88	7,88	8,88	9,88	10,90	11,90	12,90	13,90	14,90	16,00	17,00	18,00	19,00	20,10
26	3 363,1	41,10	0,8472	1,03	2,07	3,11	4,16	5,20	6,26	7,31	8,37	9,43	10,50	11,60	12,60	13,70	14,80	15,90	17,00	18,10	19,20	20,30	21,40
27	3 567,3	38,87	0,8501	1,10	2,20	3,30	4,41	5,52	6,64	7,76	8,88	10,00	11,10	12,30	13,40	14,60	15,70	16,90	18,00	19,20	20,40	21,50	22,70
28	3 782,2	36,79	0,8529	1,16	2,33	3,50	4,68	5,86	7,04	8,23	9,43	10,60	11,80	13,00	14,20	15,50	16,70	17,90	19,10	20,40	21,60	22,90	24,10
29	4 008,3	34,83	0,8558	1,23	2,47	3,71	4,96	6,21	7,47	8,73	10,00	11,30	12,60	13,80	15,10	16,40	17,70	19,00	20,30	21,60	23,00	24,30	25,60
30	4 246,0	32,99	0,8586	1,31	2,62	3,93	5,26	6,58	7,92	9,26	10,60	12,00	13,30	14,70	16,00	17,40	18,80	20,20	21,60	23,00	24,40	25,80	27,20
31	4 495,9	31,25	0,8614	1,38	2,77	4,17	5,57	6,98	8,39	9,81	11,20	12,70	14,10	15,60	17,00	18,50	19,90	21,40	22,90	24,40	25,90	27,40	28,90
32	4 758,5	29,63	0,8643	1,46	2,93	4,41	5,90	7,39	8,89	10,40	11,90	13,40	15,00	16,50	18,00	19,60	21,10	22,70	24,30	25,90	27,40	29,00	30,60
33	5 034,3	28,10	0,8671	1,55	3,11	4,67	6,24	7,82	9,41	11,00	12,60	14,20	15,80	17,50	19,10	20,80	22,40	24,10	25,70	27,40	29,10	30,80	32,50
34	5 323,9	26,65	0,8700	1,64	3,29	4,94	6,61	8,28	9,96	11,70	13,40	15,10	16,80	18,50	20,20	22,00	23,70	25,50	27,30	29,10	30,90	32,70	34,50
35	5 627,8	25,30	0,8728	1,73	3,47	5,23	6,99	8,76	10,50	12,30	14,10	15,90	17,80	19,60	21,40	23,30	25,20	27,00	28,90	30,80	32,70	34,60	36,60
36	5 946,6	24,02	0,8756	1,83	3,67	5,52	7,39	9,26	11,10	13,00	15,00	16,90	18,80	20,70	22,70	24,70	26,60	28,60	30,60	32,70	34,70	36,70	38,80
37	6 281,0	22,81	0,8785	1,93	3,88	5,84	7,81	9,79	11,80	13,80	15,80	17,80	19,90	22,00	24,00	26,10	28,20	30,30	32,50	34,60	36,80	38,90	41,10

Temp. de bulbo seco en °C	Presión del vapor en Pa	Vol. específico de vapor en m³/kg	Vol. específico de aire en m³/kg	Humedad relativa (HR)																			
				5%	10%	15%	20%	25%	30%	35%	40%	45%	50%	55%	60%	65%	70%	75%	80%	85%	90%	95%	100%
				Humedad absoluta en g/kg																			
39	6 998,7	20,61	0,8842	2,16	4,33	6,51	8,71	10,90	13,20	15,40	17,70	20,00	22,20	24,60	26,90	29,20	31,60	34,00	36,40	38,80	41,20	43,70	46,10
40	7 383,5	19,59	0,8870	2,27	4,57	6,87	9,20	11,50	13,90	16,30	18,70	21,10	23,50	26,00	28,40	30,90	33,40	36,00	38,50	41,10	43,70	46,30	48,90
41	7 786,5	18,64	0,8898	2,40	4,82	7,25	9,71	12,20	14,70	17,20	19,70	22,30	24,90	27,40	30,10	32,70	35,40	38,00	40,70	43,50	46,20	49,00	51,80
42	8 208,0	17,74	0,8927	2,53	5,08	7,65	10,20	12,90	15,50	18,10	20,80	23,50	26,30	29,00	31,80	34,60	37,40	40,20	43,10	46,00	48,90	51,90	54,80
43	8 649,2	16,89	0,8955	2,67	5,35	8,07	10,80	13,60	16,30	19,20	22,00	24,80	27,70	30,60	33,60	36,50	39,50	42,50	45,60	48,70	51,80	54,90	58,00
44	9 110,7	16,08	0,8983	2,81	5,64	8,50	11,40	14,30	17,20	20,20	23,20	26,20	29,30	32,40	35,50	38,60	41,80	45,00	48,20	51,50	54,80	58,10	61,50
45	9 493,2	15,48	0,9012	2,93	5,88	8,87	11,90	14,90	18,00	21,10	24,20	27,40	30,60	33,80	37,00	40,30	43,70	47,00	50,40	53,80	57,30	60,80	64,30
46	10 097,6	14,60	0,9040	3,11	6,26	9,44	12,60	15,90	19,20	22,50	25,80	29,20	32,60	36,10	39,60	43,10	46,60	50,20	53,90	57,60	61,30	65,00	68,80
47	10 624,6	13,92	0,9069	3,28	6,59	9,94	13,30	16,70	20,20	23,70	27,20	30,80	34,40	38,10	41,80	45,50	49,30	53,10	57,00	60,90	64,80	68,80	72,90
48	11 175,1	13,28	0,9097	3,45	6,94	10,50	14,00	17,60	21,30	25,00	28,70	32,50	36,30	40,20	44,10	48,00	52,00	56,10	60,20	64,30	68,50	72,80	77,10
49	11 750,0	12,67	0,9125	3,63	7,30	11,00	14,80	18,60	22,40	26,30	30,30	34,20	38,30	42,40	46,50	50,70	54,90	59,20	63,60	68,00	72,50	77,00	81,60
50	12 349,9	12,09	0,9154	3,81	7,67	11,60	15,50	19,50	23,60	27,70	31,90	36,10	40,40	44,70	49,10	53,50	58,00	62,60	67,20	71,90	76,60	81,50	86,30
51	12 975,9	11,54	0,9182	4,01	8,07	12,20	16,30	20,60	24,90	29,20	33,60	38,00	42,60	47,10	51,80	56,50	61,20	66,10	71,00	76,00	81,00	86,20	91,40
52	13 629,0	11,02	0,9211	4,21	8,48	12,80	17,20	21,60	26,20	30,70	35,40	40,10	44,80	49,70	54,60	59,60	64,60	69,80	75,00	80,30	85,70	91,10	96,70
53	14 310,0	10,53	0,9239	4,42	8,91	13,50	18,10	22,80	27,50	32,30	37,20	42,20	47,30	52,40	57,60	62,90	68,20	73,70	79,20	84,90	90,60	96,40	102,00
54	15 020,0	10,06	0,9267	4,64	9,36	14,10	19,00	23,90	28,90	34,00	39,20	44,50	49,80	55,20	60,70	66,30	72,00	77,80	83,70	89,70	95,80	102,00	108,00
55	15 759,7	9,62	0,9296	4,87	9,83	14,90	20,00	25,20	30,40	35,80	41,30	46,80	52,40	58,20	64,00	70,00	76,00	82,10	88,40	94,80	101,00	108,00	115,00
56	16 530,4	9,20	0,9324	5,12	10,30	15,60	21,00	26,40	32,00	37,70	43,40	49,30	55,20	61,30	67,50	73,80	80,20	86,70	93,40	100,00	107,00	114,00	121,00
57	17 333,1	8,80	0,9353	5,37	10,80	16,40	22,00	27,80	33,60	39,60	45,70	51,90	58,20	64,60	71,10	77,80	84,60	91,50	98,60	106,00	113,00	121,00	128,00
58	18 169,0	8,42	0,9381	5,63	11,40	17,20	23,10	29,20	35,40	41,60	48,10	54,60	61,30	68,10	75,00	82,10	89,30	96,60	104,00	112,00	120,00	128,00	136,00
59	19 038,7	8,06	0,9409	5,90	11,90	18,00	24,30	30,70	37,20	43,80	50,50	57,40	64,50	71,70	79,00	86,50	94,20	102,00	110,00	118,00	127,00	135,00	144,00
60	19 944,0	7,72	0,9438	6,18	12,50	18,90	25,50	32,20	39,00	46,00	53,20	60,40	67,90	75,50	83,30	91,30	99,40	108,00	116,00	125,00	134,00	143,00	152,00
61	20 885,0	7,39	0,9466	6,48	13,10	19,80	26,70	33,80	41,00	48,40	55,90	63,60	71,50	79,50	87,80	96,20	105,00	114,00	123,00	132,00	142,00	151,00	161,00
62	21 864,0	7,08	0,9494	6,78	13,70	20,80	28,10	35,50	43,10	50,80	58,80	66,90	75,20	83,80	92,50	101,00	110,00	120,00	130,00	140,00	150,00	160,00	171,00
63	22 882,0	6,79	0,9523	7,10	14,40	21,80	29,40	37,20	45,20	53,40	61,80	70,40	79,20	88,20	97,50	107,00	117,00	127,00	137,00	148,00	159,00	170,00	181,00
64	23 940,0	6,51	0,9551	7,44	15,10	22,90	30,80	39,00	47,40	56,10	64,90	74,00	83,30	92,90	103,00	113,00	123,00	134,00	145,00	156,00	168,00	180,00	192,00
65	25 040,0	6,24	0,9580	7,78	15,80	23,90	32,30	41,00	49,80	58,90	68,20	77,80	87,70	97,80	108,00	119,00	130,00	142,00	153,00	165,00	178,00	191,00	204,00
66	26 180,0	5,99	0,9608	8,14	16,50	25,10	33,90	43,00	52,30	61,80	71,70	81,80	92,30	103,00	114,00	126,00	137,00	149,00	162,00	175,00	188,00	202,00	217,00
67	27 366,0	5,74	0,9636	8,51	17,30	26,30	35,50	45,00	54,80	64,90	75,30	86,10	97,10	109,00	120,00	132,00	145,00	158,00	171,00	185,00	200,00	215,00	230,00
68	28 596,0	5,51	0,9665	8,90	18,10	27,50	37,20	47,20	57,50	68,20	79,10	90,50	102,00	114,00	127,00	140,00	153,00	167,00	181,00	196,00	212,00	228,00	245,00
69	29 873,0	5,29	0,9693	9,31	18,90	28,80	39,00	49,50	60,40	71,60	83,20	95,10	108,00	120,00	134,00	147,00	162,00	177,00	192,00	208,00	225,00	242,00	260,00
70	31 198,0	5,08	0,9721	9,73	19,80	30,10	40,80	51,90	63,30	75,10	87,40	100,00	113,00	127,00	141,00	156,00	171,00	187,00	203,00	220,00	238,00	257,00	277,00
71	32 572,0	4,88	0,9750	10,20	20,70	31,50	42,70	54,40	66,40	78,90	91,80	105,00	119,00	134,00	149,00	164,00	181,00	198,00	215,00	234,00	253,00	273,00	295,00
72	33 997,0	4,69	0,9778	10,60	21,60	33,00	44,70	56,90	69,60	82,80	96,40	111,00	125,00	141,00	157,00	173,00	191,00	209,00	228,00	248,00	269,00	291,00	314,00
73	35 475,0	4,51	0,9807	11,10	22,60	34,50	46,80	59,70	73,00	86,90	101,00	116,00	132,00	148,00	165,00	183,00	202,00	221,00	242,00	264,00	286,00	310,00	335,00
74	37 006,0	4,33	0,9835	11,60	23,60	36,00	49,00	62,50	76,50	91,20	106,00	122,00	139,00	156,00	175,00	194,00	214,00	235,00	257,00	280,00	305,00	330,00	358,00
75	38 592,0	4,17	0,9863	12,10	24,60	37,70	51,30	65,50	80,20	95,70	112,00	129,00	146,00	165,00	184,00	205,00	226,00	249,00	273,00	298,00	324,00	353,00	383,00
76	40 263,0	4,01	0,9892	12,60	25,70	39,40	53,70	68,60	84,10	100,00	117,00	135,00	154,00	174,00	195,00	216,00	239,00	264,00	290,00	317,00	346,00	377,00	410,00
77	41 938,0	3,86	0,9920	13,10	26,90	41,20	56,10	71,80	88,20	105,00	123,00	142,00	162,00	183,00	205,00	229,00	254,00	280,00	308,00	338,00	369,00	403,00	439,00
78	43 700,0	3,71	0,9948	13,70	28,00	43,00	58,70	75,20	92,40	111,00	130,00	150,00	171,00	193,00	217,00	242,00	269,00	297,00	328,00	360,00	395,00	432,00	472,00
79	45 524,0	3,57	0,9977	14,30	29,30	44,90	61,40	78,70	96,90	116,00	136,00	158,00	180,00	204,00	230,00	257,00	285,00	316,00	349,00	384,00	422,00	463,00	507,00
80	47 412,0	3,44	1,0005	14,90	30,50	47,00	64,20	82,40	102,00	122,00	143,00	166,00	190,00	216,00	243,00	272,00	303,00	336,00	372,00	411,00	452,00	498,00	547,00
81	49 364,0	3,31	1,0034	15,50	31,90	49,00	67,10	86,30	106,00	128,00	151,00	175,00	200,00	228,00	257,00	288,00	322,00	358,00	397,00	440,00	486,00	536,00	591,00
82	51 384,0	3,19	1,0062	16,20	33,20	51,20	70,20	90,30	112,00	134,00	158,00	184,00	211,00	241,00	272,00	306,00	342,00	382,00	425,00	471,00	522,00	578,00	640,00
83	53 473,0	3,08	1,0090	16,90	34,70	53,50	73,40	94,50	117,00	141,00	166,00	194,00	223,00	254,00	288,00	325,00	364,00	407,00	454,00	506,00	563,00	625,00	695,00
84	55 633,0	2,97	1,0119	17,60	36,10	55,80	76,70	99,00	123,00	148,00	175,00	204,00	235,00	269,00	306,00	345,00	388,00	435,00	487,00	544,00	608,00	678,00	757,00
85	57 865,0	2,86	1,0147	18,30	37,70	58,30	80,20	104,00	129,00	155,00	184,00	215,00	249,00	285,00	324,00	367,00	414,00	466,00	523,00	587,00	658,00	738,00	828,00
86	60 171,0	2,76	1,0175	19,00	39,30	60,80	83,80	108,00	135,00	163,00	194,00	227,00	263,00	302,00	344,00	391,00	442,00	499,00	563,00	634,00	714,00	805,00	909,00
87	62																						

Anexo 7: Diámetros de tubo para ASTM A213



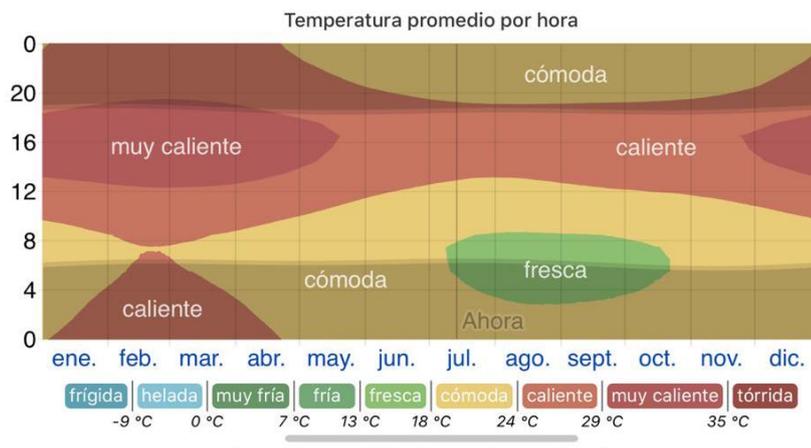
TUBO PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR

DIMENSIONES Y PESOS DE LOS TUBOS SEGUN NORMA ASTM A213 A269

Medidas			Diámetro Exterior	X	Espesor Mínimo	Peso Teórico	
						Min. (Kg/m)	Max. (Kg/m)
1/2"	BWG	18	12,70	x	1,24	0,353	0,391
1/2"	BWG	16	12,70	x	1,65	0,453	0,502
1/2"	BWG	14	12,70	x	2,11	0,550	0,610
5/8"	BWG	16	15,87	x	1,25	0,460	0,511
5/8"	BWG	14	15,87	x	1,65	0,590	0,655
5/8"	BWG	12	15,87	x	2,11	0,727	0,807
5/8"	BWG	12	15,87	x	2,77	0,909	1,009
3/4"	BWG	18	19,05	x	1,25	0,557	0,618
3/4"	BWG	16	19,05	x	1,65	0,719	0,798
3/4"	BWG	14	19,05	x	2,11	0,895	0,993
3/4"	BWG	12	19,05	x	2,77	1,120	1,243
1"	BWG	18	25,40	x	1,25	0,750	0,832
1"	BWG	16	25,40	x	1,65	0,981	1,089
1"	BWG	14	25,40	x	2,11	1,231	1,366
1"	BWG	12	25,40	x	2,77	1,570	1,742
1 1/4"	BWG	16	31,75	x	1,65	1,244	1,380
1 1/4"	BWG	14	31,75	x	2,11	1,566	1,738
1 1/4"	BWG	12	31,75	x	2,77	2,010	2,231
1 1/2"	BWG	14	38,01	x	2,11	1,897	2,105
1 1/2"	BWG	12	38,01	x	2,77	2,444	2,713
2"	BWG	12	50,08	x	2,77	3,281	3,642

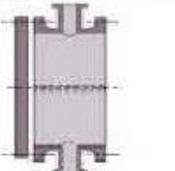
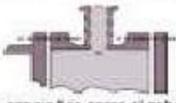
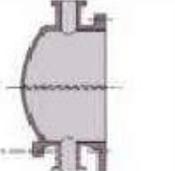
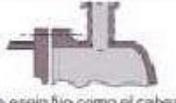
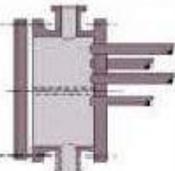
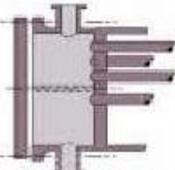
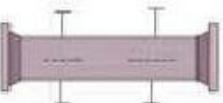
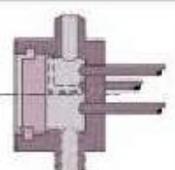
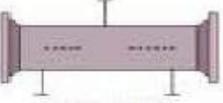
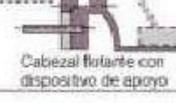
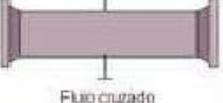
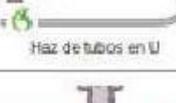
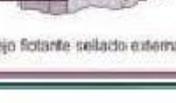


Anexo 8: Horas y estación más caliente en el Departamento de Piura.

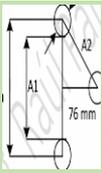


Fuente: Weatherspark.com

Anexo 9: Tipos de cabezales norma ASME

Tipos de cabezal estacionario, Extremo frontal	Tipos de corazas	Tipos de cabezales, Extremo posterior
<p>A</p>  <p>Canal y tapa desmontable</p>	<p>E</p>  <p>Coraza de un paso</p>	<p>L</p>  <p>De espejo fijo como el cabezal estacionario "A"</p>
<p>B</p>  <p>Cosquete (cubierta integrada)</p>	<p>F</p>  <p>Coraza de dos pasos con deflector longitudinal</p>	<p>M</p>  <p>De eje fijo como el cabezal estacionario "B"</p>
<p>C</p>  <p>Canal integrado con espejo y cubierta desmontable (Solo haz de tubos desmontables)</p>	<p>G</p>  <p>De flujo partido</p>	<p>N</p>  <p>De espejo fijo como el cabezal estacionario "N"</p>
<p>N</p>  <p>Canal integrado con espejo y cubierta desmontable</p>	<p>H</p>  <p>De flujo partido doble</p>	<p>P</p>  <p>Cabezal flotante con empaque exterior</p>
<p>D</p>  <p>Gene especial a alta presión</p>	<p>J</p>  <p>De flujo dividido</p>	<p>S</p>  <p>Cabezal flotante con dispositivo de apoyo</p>
	<p>K</p>  <p>Rehervidor de caldera</p>	<p>T</p>  <p>Cabezal flotante sin contrabrida</p>
	<p>X</p>  <p>Flujo cruzado</p>	<p>U</p>  <p>Haz de tubos en U</p>
		<p>W</p>  <p>Espejo flotante sellado externamente</p>

Anexo 10: Hoja de cálculo en Excel para método iterativo.

DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR POR AIRE	DATOS	T entrada de mosto °C	T salida de mosto °C	T entrada de aire °C	T salida de aire °C	Velocidad de mosto m/s	Velocidad de aire m/s	Flujo masico de mosto Kg/s	Flujo masico de aire Kg/s	Diametro externo m	Espesor del material m	Diametro interno m	K del material w/m°C	Espesor de incrust. m	K de incrust w/m°C	Q total KW	
PARAMETROS		80	60	34	50	0.5	20	69.44	55.58	0.05008	0.00277	0.04454	50	0.0005	2.5	6000	
Desarrollo																	
VARIANTE RECTANGULAR								VARIANTE TRES BOLILLOS									
Hallamos el h interno.																	
Seccion transversal int.	St 0.001558 m2							Valor de h interno			1579.66611 W/m2°C						
Hallamos el h externo																	
Propiedades termofisicas del mosto 70°C	ρ Kg/M3	k W/m°C	Pr	V m2/s	Propiedades termofisicas del aire a 42°C												
	1065.18	0.41012	6.032	6.3E-07	ρ Kg/M3	k W/m°C	Pr	V m2/s	1.1198	0.026768	0.72494	1.72E-05					
SL---->3	SL 0.13362 m	c m	0.0286	0.608	SL---->3	0.10016 m	c m	0.482	0.556								
Reinold interno	35332.38 adim							A1	0.05008				0.05008				
								A2	0.020743815				0.070824				
								2*A2	0.04148763				0.1024				
								SE TOMA A2	0.04148763								
Nu interno	171.5555 adim							Vmax	48.28427125 m/s								
H interno	1579.666 W/m2°C							Reynold externo	140487.8169								
Hallamos el h externo								Nu externo	312.4948599								
SL---->3	0.15024 m	c m	0.286	0.608	H externo	167.0300002											
Vmax	30 m/s							KG	145.4462182								



UNIVERSIDAD CÉSAR VAL

Propiedades termofísicas del aire a 42°C				
ρ	Kg/M3	k	W/m°C	Pr
	1.1198	0.026768	0.72494	1.72E-05
Reynold externo	87287.94			
St	0.001558 m2			
Flujo másico de vapor	0.829819			
Número de hileras	66.97847 > 10		E= 1	
Nu externo	257.1431 adim			
H externo	137.4442 W/m²°C			
HALLAMOS EL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR				
KG	122.4871 W/m°C			
Hallamos la temperatura media logaritmica				
T mosto °C	entra	sale		
	80	60		
T aire °C	34	50		
T °C	25.6125			
Tmax °C	30			
Tmin °C	26			
T media Logaritmica	25.92487 °C			
Hallamos la superficie del intercambiador de calor M2				
SIC	1889.488 m2			
Hallamos la longitud de los tubos				
Flujo Masico unitario	0.829819			
Número de tubos	83.68091 Aprox. 84			
Longitud de los tubos	142.9719 m			

LELEJO



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

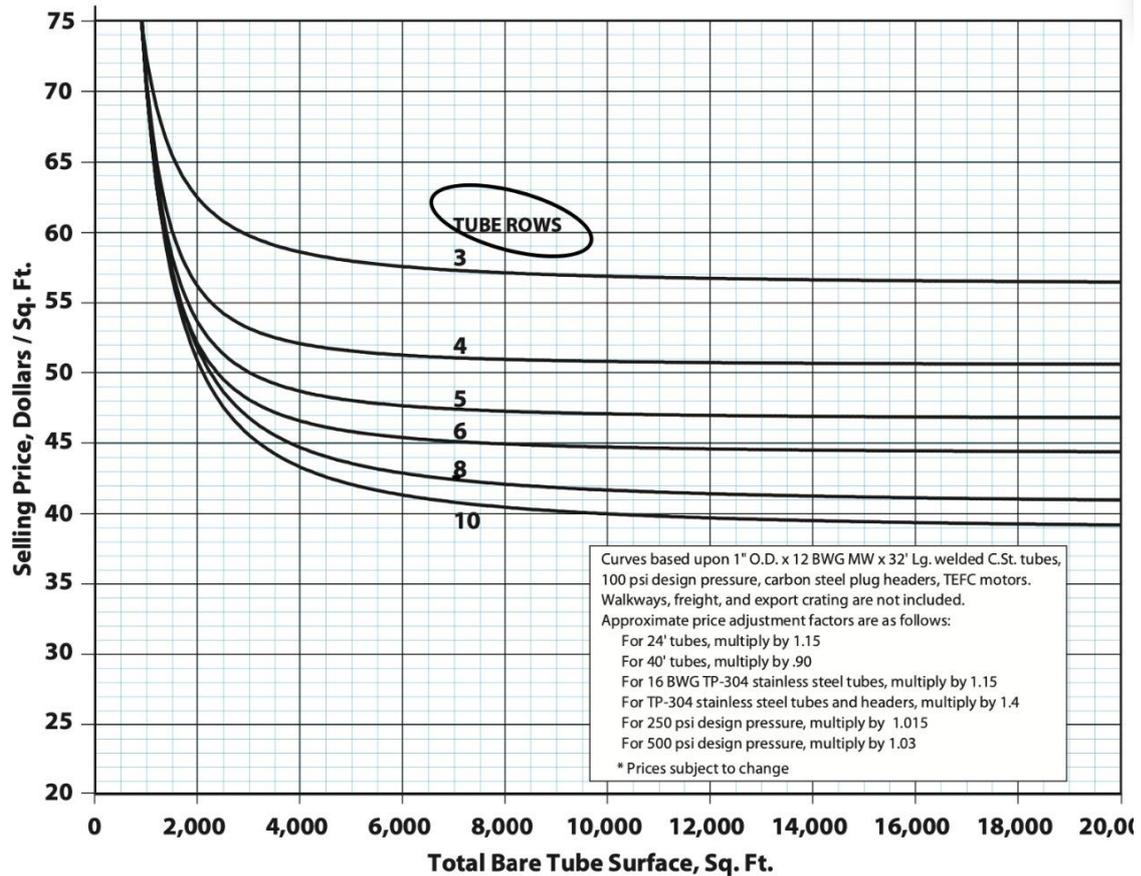
Hallamos la temperatura media logaritmica		
T mosto °C	entra	sale
	80	60
T aire °C	34	50
T	25.61249695	
Tmax °C	30	
Tmin °C	26	
T media Logaritmica	25.92486673 °C	
SIC	1591.227532	
Hallamos la longitud de los tubos		
Flujo Masico unitario	0.829818886	
Número de tubos	83.68091063 Aprox. 50	
Np	2	
Ltub	60.20170758 m	
CALCULO PARA TUBERIA CON ALETAS		
DATOS	unidad	
Longitud	8.000	m
Diámetro ext aleta	0.06008	m
diámetro int aleta	0.05008	m
espesor aleta	0.00020	m
Paso de aletas	0.00150	m
No tubos	84	#
Nro Aletas	5200	alt/tubo
S unitaria aleta	0.001768139	m2/aleta
St de aletas en el tub	9.194320777	m2/tubo
S de tubo sin aleta	1.095023482	m2/tubo
St de tubo aleteado	10.28934426	m2/tubo
Stubo al. x No tubos	864.3049178	m2

Anexo 11: Precio de referencia de un intercambiador de calor con aire

Unit Price As A Function Of Total Surface And Bundle Depth

Hudson Products Corporation • Sugar Land, Texas, USA

Figure 18



Anexo 12: Formulas Generales

Ecuación 1:

Balance Térmico: Esta fórmula nos ayuda a determinar que el calor cedido por el flujo caliente, es igual al calor absorbido por el flujo frio.

$$\dot{m}_1 \times Cp_1 \times \Delta T_1 = Q = \dot{m}_2 \times Cp_2 \times \Delta T_2$$

Ecuación 2:

Temperatura Media Logarítmica:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{c1} - T_{f2}) - (T_{c2} - T_{f1})}{\ln\left(\frac{T_{c1} - T_{f2}}{T_{c2} - T_{f1}}\right)}$$

Ecuación 3:

Flujo masico de evaporación

$$\dot{m}_{makeup} = \dot{m}_{aseco}(X_4 - X_3)$$

Ecuación 4:

Potencia de bomba

$$\dot{V}(m^3/s) = \frac{P(kw) * 1000 * \eta(\%)}{\rho \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * g(m/s^2) * HT(m)}$$

Anexo 13: Calculo de entalpias y flujo masico húmedo en la torre de enfriamiento.

Se calculó la entalpia del agua fría a la entrada de la torre de enfriamiento.

$$h_1 = T_1 \times Cp_1 = 34^\circ\text{C} \times 4.187 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg} * ^\circ\text{C}} = 142.36 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

Se calculó la entalpia del agua fría que sale en la torre de enfriamiento.

$$h_2 = T_2 \times Cp_2 = 32^\circ\text{C} \times 4.187 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg} * ^\circ\text{C}} = 133.984 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

Se calculó la entalpia del aire frio a la entrada de la torre de enfriamiento.

$$\begin{aligned} h_3 &= 1.0032 \times T_3 + X_3(2510.5 + 1.886 \times T_3) \\ &= 1.0032 \times 33^\circ\text{C} + 0.0191(2510.5 + 1.886 \times 33)h_3 = 82.244 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} \end{aligned}$$

Se calculó la entalpia del aire húmedo a la salida de la torre de enfriamiento.

$$h_4 = 1.0032 \times T_4 + X_4(2510.5 + 1.886 \times T_4)$$

$$= 1.0032 \times 37^\circ\text{C} + 0.0389(2510.5 + 1.886 \times 37)h_4 = 137.49 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

Se calculó la entalpia del agua de reposición.

$$h_5 = T_5 \times Cp_5 = 26^\circ\text{C} \times 4.187 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} = 108.86 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

El valor de X_3 y X_4 son extraidos de la tabla de contenido de humedad del aire, tomando los valores de 34°C y 37°C a una humedad relativa de 60% y 95% respectivamente.

- Se relacionó las entalpias de entrada, salida, entalpia de agua de reposición junto a el flujo masico de agua para hallar el gasto masico de aire seco, quedando de la siguiente manera.

$$\dot{m}_{aseco} = \frac{1281.66(142.36 - 133.98)}{137.49 - 82.244 + 0.0389(137.49 - 108.86) + 0.0191(108.86 - 82.24)}$$

$$\dot{m}_{aseco} = 188.73 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

- Se determino la cantidad de vapor de agua que ingresa con el aire a la entrada de la torre de enfriamiento.

$$\dot{m}_{vhumedoentrada} = 188.73 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} (0.0191)$$

$$\dot{m}_{vhumedoentrada} = 3.6 \frac{\text{Kgvaporagua}}{\text{s}}$$

- Se calculó la cantidad de vapor de agua en el aire húmedo a la salida de la torre de enfriamiento.

$$\dot{m}_{vhumedosalida} = 188.73 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} (0.0389)$$

$$\dot{m}_{vhumedosalida} = 7.34 \frac{\text{Kgvaporagua}}{\text{s}}$$

- Se calculó el flujo masico de reposición mediante la diferencia de humedades relativas del aire en la torre de enfriamiento.

$$\dot{m}_{makeup} = \dot{m}_{aseco}(X_4 - X_3)$$

$$\dot{m}_{make\ up} = 188.73 \frac{Kg}{s} (0.0389 - 0.0191) = 3.74 \frac{Kg}{s}$$

Anexo 14: Calculo detallado para disposición rectangular y escalonada en un banco de tubos.

- **Disposición rectangular en banco de tubos**

<i>T Entrada de mosto</i>	80°C
<i>T Salida de mosto</i>	60°C
<i>T Entrada del aire</i>	34°C
<i>T Salida del aire</i>	50°C
<i>Flujo masico del aire</i>	65.25Kg/s
<i>Flujo masico del mosto</i>	69.44Kg/s
<i>Velocidad nominal del aire</i>	20m/s
<i>Velocidad nominal del mosto</i>	0.5m/s
<i>Diámetro externo de la tubería</i>	0.05008m
<i>Diámetro interno de la tubería</i>	0.04454m
<i>Espesor del material</i>	0.00277m
<i>Conductividad térmica del material</i>	50W/m°C
<i>Espesor de incrustación</i>	0.0005m
<i>Conductividad térmica de la incrustación</i>	2.5W/m°C
<i>Carga térmica</i>	6000Kw

Tabla 1: Datos operativos en el intercambiador de calor.

Calculo del coeficiente global de transferencia de calor

Se calculo el área transversal unitaria para un tubo de 2 pulgadas de acero inoxidable cedula SCH40.

$$\frac{\pi}{4} * 0.04454^2 = St$$

$$St = 0.0015581 \text{ m}^2$$

ρ Kg/M3	k W/m°C	Pr	V m2/s
1065.18	0,41012	6.032	0,0000006303

Tabla 2: Parámetros termo físicos del mosto a temperatura media

Se calculo el número de Reynold interno relacionando la velocidad del fluido, diámetro interno y la viscosidad cinemática.

$$R_{int} = \frac{0.5 * 0.04454}{0.0000006303}$$

$$R_{int} = 35332.381$$

Se calculo el número de Nusselt utilizando las propiedades termo físicas del fluido y Reynold hallado anteriormente.

$$Nu = 0.023 * 35332.381^{0.8} * 6.032^{0.3}$$

$$Nu = 171.55$$

Usamos el valor hallado y despejamos el hint

$$Hin = \frac{171.55 * 0.41012 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0.04454 \text{ m}}$$

$$H_{in} = 1579.661 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Se calculo el hext utilizando las propiedades del fluido externo aire a temperatura media

P Kg/m3	k W/m°C	Pr	V m2/s
1,1198	0,026768	0,72494	0,000017212

Tabla 3: Parámetros termo físicos del aire a temperatura media

Por diseño se usa la relación entre la distancia entre tubos =3

De tablas SL=3 se obtienen los valores c= 0.286 y m=0.608

$$SL = D_{ext}(m) * 3$$

$$SL = 0.05008m * 3 = 0.15024$$

Se calculo la velocidad máxima que se produce entre las hileras del banco de tubos.

$$V_{max} = \frac{0.15024m}{0.15024m - 0.05008m} * 20m/s$$

$$V_{max} = 30m/s$$

Para hallar el hext se utiliza el valor de la velocidad máxima.

$$R_{ext} = \frac{30 * 0.05008 m}{0,000017212 m^2/s}$$

$$R_{ext} = 87287.93$$

Se calcula el número de tubos dividiendo el flujo masico total entre el flujo masico unitario en cada tubo.

$$Mu = 1065.18 \text{ Kg/m}^3 * 0.0015581 \text{ m}^2 * 0.5 \text{ m/s}$$

$$Mu = 0,8298 \text{ kg}$$

$$N_{\text{tubos}} = \frac{69.4 \text{ Kg/s}}{0.8298 \text{ kg/s}}$$

$$N_{\text{tubos}} = 83.68$$

Y se redondeó al entero par superior por diseño, numero de tubos 84.

Se determino el número de Nusselt externo utilizando un factor de corrección =1 pues el número de hileras es mayora a 10

$$Nu = 1 * 0.286 * 87287.93^{0.608} * 0.72494^{0.36}$$

$$Nu = 257.14$$

Se despeja del hext utilizando el valor hallado.

$$H_{\text{ext}} = \frac{257.14 * 0,026768 \text{ W/m}^{\circ}\text{c}}{0.05008\text{m}}$$

$$H_{\text{ext}} = 137.44\text{W/m}^2\text{C}$$

Para el calculo final se utiliza el valor hallado de hint, hext y se relacionan con el espesor y la conductividad térmica del material.

$$k_g = \frac{1}{\frac{1}{137.44\text{W/m}^2\text{C}} + \frac{1}{1579.66 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}} + \frac{0.00277}{50 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}} + \frac{0.0005}{2.5 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}}}$$

$$k_g = 122.483\text{W/m}^{\circ}\text{C}$$

Calculo de la Superficie del intercambiador de Calor (m2)

Para esta superficie se calculó la diferencia de temperatura media logarítmica entre los dos fluidos. $T_{\text{max}}= 30^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{min}}=26^{\circ}\text{C}$

$$T = \sqrt{(80 - 60)^2 + (50 - 34)^2}$$

$$T = 25.61249^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{25.61249^{\circ}\text{C}}{\ln \left(\frac{30^{\circ}\text{C} + 26^{\circ}\text{C} + 25.61249^{\circ}\text{C}}{30^{\circ}\text{C} + 26^{\circ}\text{C} - 25.61249^{\circ}\text{C}} \right)}$$

$$\Delta T_m = 25,92486673^{\circ}\text{C}$$

Se relaciona el valor de la potencia de intercambio térmico, diferencia media logarítmica y el coeficiente global del intercambio de calor.

$$SIC = \frac{6000 \text{ KW}}{25.92486673^{\circ}\text{C} * 122.483\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}}$$

$$SIC = 1889.48 \text{ m}^2$$

Y se despeja la Longitud del tubo necesario para esta superficie.

$$Lt = \frac{1889.48 \text{ m}^2}{84 * \pi * 0.05008}$$

$$Lt = 142.97\text{m}$$

Cálculo de variante en disposición tres bolillos:

Esta disposición triangular del banco de tubos tiene como variante la velocidad máxima del viento y como consecuencia el valor del hext.

Cálculo de hext para disposición tres bolillos:

Para este caso tenemos:

$$U_{\infty} * S_T = U_{\max} * A_{\min}$$

$$U_{\max} = U_{\infty} * \frac{S_T}{A_{\min}}$$

Donde A_{min} es el minino de $(A_1, 2A_2)$

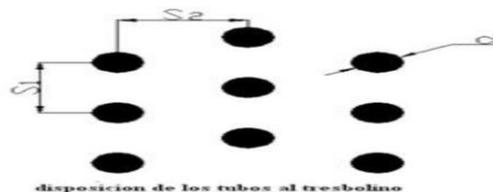
Se Calculo el paso transversal y longitudinal entre los tubos:

$$\frac{X_1}{d_{ext}} = \frac{X_2}{d_{ext}} = 2$$

Entonces: $X_1 = X_2 = 2 * d_{ext}$

Se obtuvo los valores de tabla para: $C=0.482$ y $m=0.556$

Cálculo del lado con paso mínimo para el aire:



$$X_1 = 0.05008 * 2 = 0.10016m$$

$$A_1 = 0.10016 - 0.05008 = 0.05008m$$

$$A_2 = 0.07082 - 0.05008 = 0.02074m$$

Se toma el mínimo entre $(A_1$ y $2A_2)$: $2A_2 = 2 * 0.0200065 = 0.04148m$

Se cálculo de velocidad máxima que se produce entre el mínimo espacio que tiene el banco de tubos en tres bolillos.

$$U_{\max} = 20 * \frac{0.10016}{0.04148} = 48.28 \text{ m/s}$$

Con este valor se determinó el número de Reynolds externo

$$Re_{ext} = \frac{48.28 * 0.05008}{1.7212 * 10^{-5}}$$

$$Re_{ext} = 140487.81$$

La disposición de hileras es mayor a 10 por lo tanto el factor de corrección es igual a 1.

$$Nu_{ext} = \varepsilon * C * Re^m * Pr^{0.36}$$

$$Nu_{ext} = 1 * 0.482 * 140487.81^{0.556} * 0.72494^{0.36}$$

$$Nu_{ext} = 312.49$$

Se cálculo el valor del hext, utilizando la propiedad de conductividad térmica, dext y número de Nusselt.

$$h_{ext} = \frac{312.49 * 0.026768}{0.05008}$$

$$h_{ext} = 167.03$$

El valor de hin es el mismo por lo tanto se calculo el nuevo coeficiente global de transferencia de calor (K_G):

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{167.03} + \frac{1}{1579.66} + \frac{0.00277}{50} + \frac{0.0005}{2.5}}$$

$$K_G = 145.44 \text{ W/m}^2\text{c}$$

Con este nuevo coeficiente de transferencia de calor se calculó la superficie de Intercambio de calor:

$$SI = \frac{6000}{145.44 * 25.93 * 10^{-3}}$$

$$SI = 1591.22$$

Se obtuvo la longitud de tubo para esta disposición del banco de tubos.

$$L_{\text{tubo}} = \frac{1591.22}{84 * \pi * 0.05008}$$

$$L_{\text{tubo}} = 120.4\text{m}$$

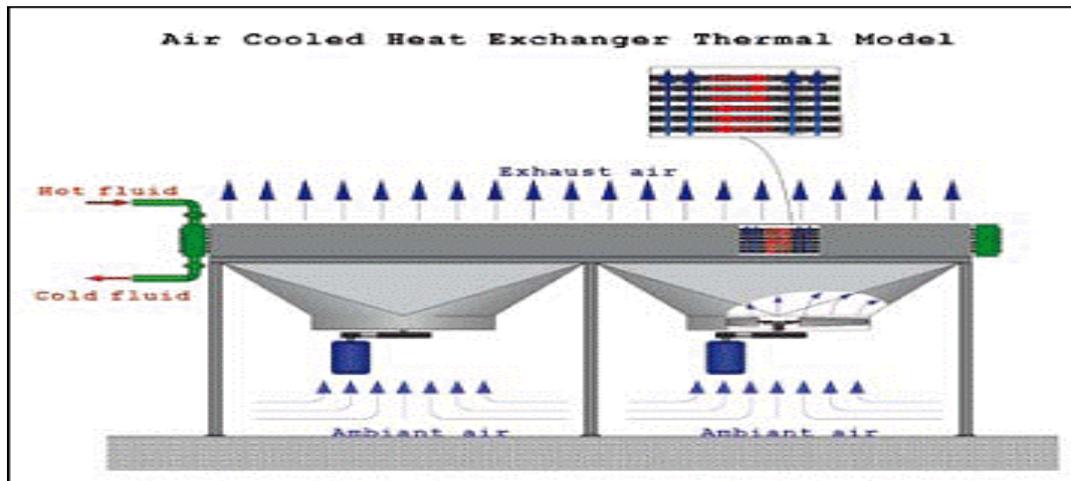
Longitud de tubo en ambas disposiciones: $120.4\text{m} < 142.27\text{m}$

Siendo la longitud de la disposición en tres bolillos menor a la rectangular.

Anexo 15. Visita a empresa para aplicación de fichas de observación



Anexo 16. Disposición de ventiladores para asegurar flujo cruzado uniforme en el IC



Anexo 17. Estimación de mantenimiento según fabricante.

Life Cycle Comparison between Hudson and Low Cost Low Quality Manufacturer

<u>Cost Item</u>	<u>Hudson Products Corporation</u>	<u>20 Year Straight Line Calculation</u>	<u>Hudson LCC</u>
C_{ic} = Initial Cost per Cooler Bay (Base Case)			\$200,000
C_{ie} = Bid Evaluation and Inspection Costs	Assume 1% due to history of quality and execution		\$2,000
C_{ind} = Delivery and Installation Costs	Delivery at 1% for In Kingdom FOB point Units are modularized, assume 4 men 4 hours		\$2,000 \$800
C_e = Energy Cost	Base Case two 40HP motors loaded to 75% of capacity = $60 \times .746 = 44.76$ KW	44.76KW at \$0.05/kWh and 8000 hours per year over 20 years	\$358,080
C_m = Maintenance Cost	Hudson fan replacement Hudson bearing replacement	No fan replacement over equipment lifespan Replacement once every 8 years with 2 hour equivalent loss of production	\$151,400
C_{pe} = Cost of Poor Efficiency on Lost Production		None, units meet performance specifications	
C_s = Savings with Regional Technical Centres	Regular on site testing, inspection, fan adjustments, and bundle cleaning	Savings of 0.001% equivalent production per day with regular inspections.	-\$127,750

Fuente: Hudson Heat Exchanger

Anexo 18. Tabla de valor equivalente para Kf

	K_f
Tubuladura de entrada (expansión en la caja y giro)	1,5
Tubuladura de salida (giro y contracción)	1,5
Caja de retorno	4,0
Codos a 180°	1,5

Fuente: Transferencia de Calor por Ángel Sanchidrian

Anexo 19. Diagrama de Moody para factor de fricción

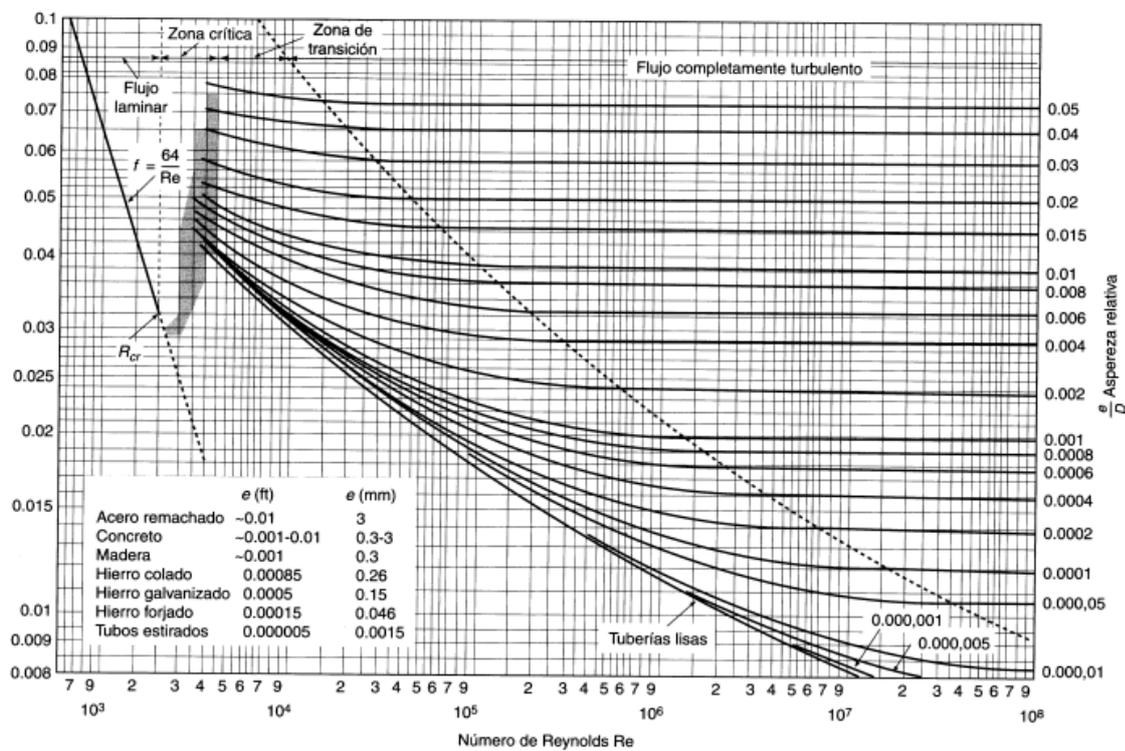


Diagrama de Moody. (De L.F. Moody, *Trans. ASME*, vol. 66, 1944.)