



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

“Dimensionamiento y selección del sistema de enfriamiento forzado de mosto por agua en destilería de alcohol de empresa Laredo S.A. para aumentar capacidad de producción”

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

AUTOR:

Castro Castillo, Lennen Javier (ORCID: 0000-0002-2065-2378)

ASESOR:

Mg. Paredes Rosario, Raúl Rosalí (ORCID: 0000-0002-3032-3527)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, transmisión y distribución

TRUJILLO – PERÚ

2019

DEDICATORIA

Dedico esta tesis a mi Dios, por haberme dado la vida, que me guió por buen camino y permitir llegar a este momento tan importante de mi formación profesional y personal, por ser mi fortaleza en los momentos más difíciles y sobreponiéndome de ellos.

A mi madre Angelita y mi padre Ydelso, por su apoyo incondicional, consejos y ayuda en momentos difíciles para alcanzar mis objetivos propuestos.

A mis hermanas Carito, Thalía y Anabel , por su amor, respeto y ayuda en cada momento de mi vida, son mi motivación de cada día.

A mi abuela Fredi porque por ser mi segunda madre y estar pendiente de mí en cada etapa de mi vida.

A mis tíos, Marín y César, porque son como unos hermanos y estuvieron siempre pendientes de mí con sus consejos y empuje para poder sobresalir cada día.

Lennen Javier Castro Castillo

AGRADECIMIENTO

Agradecer a Dios por darme la vida, por guiarme a lo largo de este camino, ser el apoyo y fortaleza momentos de debilidad y dificultad, porque la gloria es de Dios.

Al Ing. Raúl Rosalí Paredes Rosario, por haber sido mi asesor de tesis, compartiendo sus enseñanzas y experiencias para fortalecer mi formación profesional y apoyo incondicional

A la profesora María Armas Alvarado, por su tiempo, dedicación y paciencia en la guía y desarrollo del curso.

Finalmente agradezo a mi promoción de Ingeniería Mecánica Eléctrica (2015-II – “2019-I), a mi grupo de amigos, de experiencias académicas y personales, por compartir buenos y gratos momentos, sin dejar de lado la motivación que significaron.

Lennen Javier Castro Castillo

PÁGINA DEL JURADO

DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD

Yo, Castro Castillo, Lennen Javier; con DNI N° 47877246, a efectos de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad Cesar Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y autentica.

Así mismo declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto en los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad Cesar Vallejo.

Trujillo, Diciembre 2019



Castro Castillo, Lennen Javier

PRESENTACIÓN

Señores miembros del Jurado,

En cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo presento ante ustedes la Tesis titulada” **DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO FORZADO DE MOSTO POR AGUA EN DESTILERÍA DE ALCOHOL DE EMPRESA LAREDO S.A. PARA AUMENTAR CAPACIDAD DE PRODUCCIÓN**”, la misma que someto a vuestra consideración y espero que cumpla con los requisitos de aprobación para obtener el título profesional de **INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**.

Lennen Javier Castro Castillo

ÍNDICE

DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTO	iii
PÁGINA DEL JURADO	iv
DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD	v
PRESENTACIÓN	vi
ÍNDICE	vii
RESUMEN	x
ABSTRACT	xi
I. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Realidad Problemática	2
1.2 Antecedentes	8
1.3 Teorías relacionadas al tema	15
1.4 Formulación del problema	37
1.5 Justificación del estudio	38
1.6 Hipótesis	38
1.7 Objetivos	39
II. MÉTODO	40
2.1 Tipo y diseño de investigación	41
2.2 Operacionalización de variables	41
2.3 Población y muestra	42
2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad	43
2.5 Procedimiento	44
2.6 Métodos de análisis de datos	45
2.7 Aspectos éticos	45
III. RESULTADOS	46
IV. DISCUSIÓN	89
V. CONCLUSIONES	92
VI. RECOMENDACIONES	94
REFERENCIAS	96
ANEXOS	98

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1.</i> Proceso de la caña de azúcar.....	3
<i>Figura 2.</i> Sistema actual de enfriamiento de mosto en cubas con chaquetas de enfriamiento por agua.....	5
<i>Figura 3.</i> Gráfico Proyección de enfriamiento de mosto por agua en enfriador a placas y torre de enfriamiento.....	6
<i>Figura 4.</i> Gráfico Temperatura óptima (30 °C) y real del mosto en cuba. N° 2 Destilería de alcohol Laredo	7
<i>Figura 5.</i> Intercambiador de calor en equicorriente.....	19
<i>Figura 6.</i> I.C. con pared separadora (superior). Sin pared separadora (inferior).....	20
<i>Figura 7.</i> Intercambiador de calor en equicorriente.....	21
<i>Figura 8.</i> Intercambiador de carcasa y tubos (1 – 1) (con mezcla de fluidos)	22
<i>Figura 9.</i> Intercambiador de calor en contracorriente.....	22
<i>Figura 10.</i> I. C. en equicorriente de corrientes paralelas	23
<i>Figura 11.</i> I.C. en contracorriente.	23
<i>Figura 12.</i> I.C. flujos cruzados.....	24
<i>Figura 13.</i> Variación de temperatura en un I.C. de flujo cruzado.	24
<i>Figura 14.</i> Componentes del intercambiador de placas	25
<i>Figura 15.</i> Bomba mixta	26
<i>Figura 16.</i> Bomba axial	26
<i>Figura 17.</i> Bomba centrífuga	26
<i>Figura 18.</i> Curva característica de una bomba centrífuga.....	27
<i>Figura 19.</i> Curva característica de una bomba axial.....	27
<i>Figura 20.</i> Combinación de bomba y sistema.	29
<i>Figura 21.</i> Grupo motor-bomba	30
<i>Figura 22.</i> Curvas características adimensionales	31
<i>Figura 23.</i> Rendimientos, geometría y caudales en función de la velocidad específica	33
<i>Figura 24.</i> Desfase entre las líneas R-S-T.....	33
<i>Figura 25.</i> Partes del motor.....	34
<i>Figura 26.</i> Diagrama Sankey de potencias en motor trifásico	37
<i>Figura 27.</i> Relación entre potencia útil y absorbida.	37
<i>Figura 28.</i> Matriz de operacionalización de variables.....	41
<i>Figura 29.</i> Diagramas de temperaturas en enfriador de mosto por agua	56
<i>Figura 30.</i> Disposición de tuberías de mosto y agua de enfriamiento. Elaboración propia	60
<i>Figura 31.</i> Intercambiador de calor COMEVAL.	63
<i>Figura 32.</i> Proyección de disposición de sistema de enfriamiento de mosto por agua. Elaboración propia	64
<i>Figura 33.</i> Disposición de tuberías de agua fría y caliente. Elaboración propia	65
<i>Figura 34.</i> Disposición de componentes del sistema de enfriamiento de mosto por agua. Elaboración propia	66
<i>Figura 36.</i> Diagrama con curvas internas de bomba para mosto.....	67
<i>Figura 37.</i> Soportes de vigas de acero para tuberías de agua caliente y fría. Elaboración propia.....	71
<i>Figura 38.</i> Vista lateral de soporte para tubos de agua. Elaboración propia	73
<i>Figura 39.</i> esquema para cálculo de cimentación de soportes para tubos. Elaboración propia.....	74
<i>Figura 40.</i> Pernos de acero grado SAE.....	75
<i>Figura 41.:</i> Sistema de bombeo de agua a torre de enfriamiento	81
<i>Figura 42.</i> Diagrama ISA Control temperatura mosto. Destilería Laredo	83
<i>Figura 43.</i> Transmisor de temperatura PT-100.	84

<i>Figura 44. Controlador de temperatura.....</i>	84
<i>Figura 45. Convertidor electroneumático Marca Masoneilan.....</i>	85
<i>Figura 46. Válvula de control de flujo Marca Samson.</i>	85

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. <i>Tabla comparativa de temperatura óptima y real del mosto en cuba N° 2. Destilería de alcohol Laredo.....</i>	7
Tabla 2. <i>Factores de resistencia por ensuciamiento.</i>	16
Tabla 3. <i>Valores orientativos del coeficiente global de intercambio de calor K para aparatos tubulares en función de la naturaleza de los fluidos que circulan por ellos.</i>	18
Tabla 4. <i>Cuadro de operacionalización de variables.</i>	42
Tabla 5. <i>Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....</i>	43
Tabla 6. <i>Secciones de neutro y diámetro de tubos (Guía BT-14)</i>	69
Tabla 7. <i>Datos técnicos TC(XHHW-2).....</i>	70
Tabla 8. <i>Valores característicos de válvula</i>	86
Tabla 9. <i>Presupuesto de inversión proyecto del sistema de enfriamiento.</i>	87
Tabla 10. <i>Presupuesto en estructuras metálicas.....</i>	88

RESUMEN

Se presenta el dimensionamiento y selección de un sistema de enfriamiento forzado de mosto por agua en destilería de alcohol de Laredo, para aumentar su capacidad de producción.

El principal inconveniente es que no se cuenta con un sistema de enfriamiento adecuado, el sistema actual es del tipo por convección natural, insuficiente para asumir las variaciones de carga.

En base al balance de flujo másicos, y de potencia térmica a plena capacidad, resulta que se utiliza 6.38 toneladas de melaza por hora, generando 23.64 ton/h de mosto y 1.4034 ton/h de CO₂ por hora. En la preparación de mosto, que es un subproducto de la melaza de caña, el cual sirve a su vez como insumo directo para producir alcohol rectificado, se emplea 6.17 kg/s de agua, se genera 45,548 litros de alcohol/día, a partir de 2870 kg de azúcares fermentezible/h, que es la que determina la productividad de producción de alcohol

Se determinó la carga térmica por cuba para el enfriamiento del mosto, de 22000 litros de mosto, el cual se fermenta en 7 horas, en promedio, siendo la carga térmica de 125 kW por cuba de fermentación, en base a este valor se dimensiona la capacidad de enfriamiento del intercambiador de calor, el cual es del tipo de placas, porque es necesario desmontar con bastante frecuencia para su limpieza, pues el mosto es un fluido sucio, que reduce la capacidad de transferencia de calor, se obtiene coeficiente global de intercambio de calor de 5000 w/(m²*°C), diferencia de temperatura entre mosto y agua de enfriamiento de 1.5°C, lo que es muy bueno, y una superficie de intercambio de calor de 5 m².

El sistema de enfriamiento de mosto se diseñó para trabajar en modo automático, PID, para controlar la temperatura del mosto, que debe ser de 30 °C +/- 0.5 °C, lo cual es muy importante. En la parte final se hizo el análisis económico: la inversión igual a 213863 soles, el beneficio neto asciende a 25,160.35 soles/mes y el tiempo estimado de retorno de la inversión asciende a 8.5 meses. Se concluye que el proyecto es viable técnico y económico, porque tiene un buen retorno y su vida útil es de 15 años

Palabras clave:

Mosto, intercambiador a placas, fermentezible, potencia térmica

ABSTRACT

The design of a system of forced cooling of must by water in alcohol distillery of Laredo is presented, to increase its production capacity.

Based on the mass flow balance, and thermal power at full capacity, it turns out that 6.38 tons of molasses per hour are being used, generating 23.64 tons / hour of must and 1.4034 tons / hour of CO₂ per hour. In the preparation of must, which is a by-product of cane molasses, which in turn serves as a direct input to produce rectified alcohol, 6.17 kg / s of water is used, 45,548 liters of alcohol / day is generated, starting from 2870 kg of fermentable sugars / h, which is what determines the productivity of alcohol production

The main drawback is that there is no adequate cooling system, the current system is of the natural convection type, insufficient to assume the load variations, the thermal load per cuba was determined for the cooling of the must, of 22000 liters of must, which is fermented in 7 hours, on average, with a thermal load of 125 kw per fermentation tank, based on this value, the cooling capacity of the heat exchanger, which is of the plate type, is dimensioned. because it is necessary to disassemble quite often for cleaning, since the amount is a dirty fluid, which reduces the heat transfer capacity, you get global coefficient of heat exchange of $5000 \text{ w} / (\text{m}^2 * ^\circ \text{C})$, temperature difference between wort and cooling water of $1.5 ^\circ \text{C}$, which is very good, and a heat exchange surface of 5 m^2 .

The must cooling system was designed to work in automatic mode, PID, to control the temperature of the must, which must be $30 ^\circ \text{C} \pm 0.5 ^\circ \text{C}$, which is very important. In the final part the economic analysis was made: the investment equal to 213863 soles, the net profit amounts to 25,160.35 soles / month and the estimated time of return of the investment amounts to 8.5 months. It is concluded that the project is technically and economically viable, because it has a good return and its useful life is 15 years.

Keywords: Must, plate exchanger, fermentezible, thermal power

I. INTRODUCCIÓN

1.1 Realidad Problemática

Hoy en día la gran mayoría de empresas en el mundo dedicadas a la producción de azúcar y obtención de alcohol, presentan ciertos inconvenientes en la etapa de enfriamiento del mosto (producto de la fermentación de la melaza), donde la transferencia de calor se realiza por convección. Seguido de esto muchas empresas han venido trabajando e implementando tecnologías para el enfriamiento del mosto. Por ejemplo, en la industria mexicana correspondiente a la producción del agave para la obtención del mezcal, se propuso hacer más eficiente la fase de destilación dentro del proceso de elaboración artesanal del mezcal, centrándose en el enfriamiento del agua empleada en esta etapa.

El diseño alcanzado para el sistema de recirculación de agua de enfriamiento empleada en la operación de condensación del mezcal representa un diseño viable y factible. De tal manera que se anulan las pérdidas por evaporación del mezcal a su salida. (Caballero, y otros págs. 774-784)

Actualmente en algunas empresas agroindustriales, el proceso de enfriamiento de mosto se hace manual, sin contar con instrumentos de medición, por ende, no permite controlar la temperatura de enfriamiento. Los sistemas actuales no cuentan con un control automático de temperatura del mosto, por ello no permite mantener constante el enfriamiento de la temperatura del mosto, ni regular el flujo de agua de enfriamiento. Los operadores que están a cargo en estas áreas no tienen una buena capacitación en las mediciones de parámetros de proceso, ellos se basan más en los trabajos empíricos. Este sistema no tiene la capacidad de enfriamiento, lo que ocasiona pérdidas de producción del alcohol, por lo que hay pérdidas en porcentajes de acuerdo a información que se logró deducir, además genera malos olores en el producto final, necesitando mayores tratamientos, lo que encarece la producción de alcohol y reduce la capacidad de enfriamiento. (Salas, 2014)

Un proceso importante en la industrial alcohólica es el enfriamiento del mosto, producto de la fermentación de la melaza de la caña de azúcar.

El enfriamiento se lleva a cabo normalmente por convección entre el mosto y agua industrial, a través de paredes del intercambiador de calor. En la Fig 1 se muestra como es el proceso del alcohol de inicio a fin.

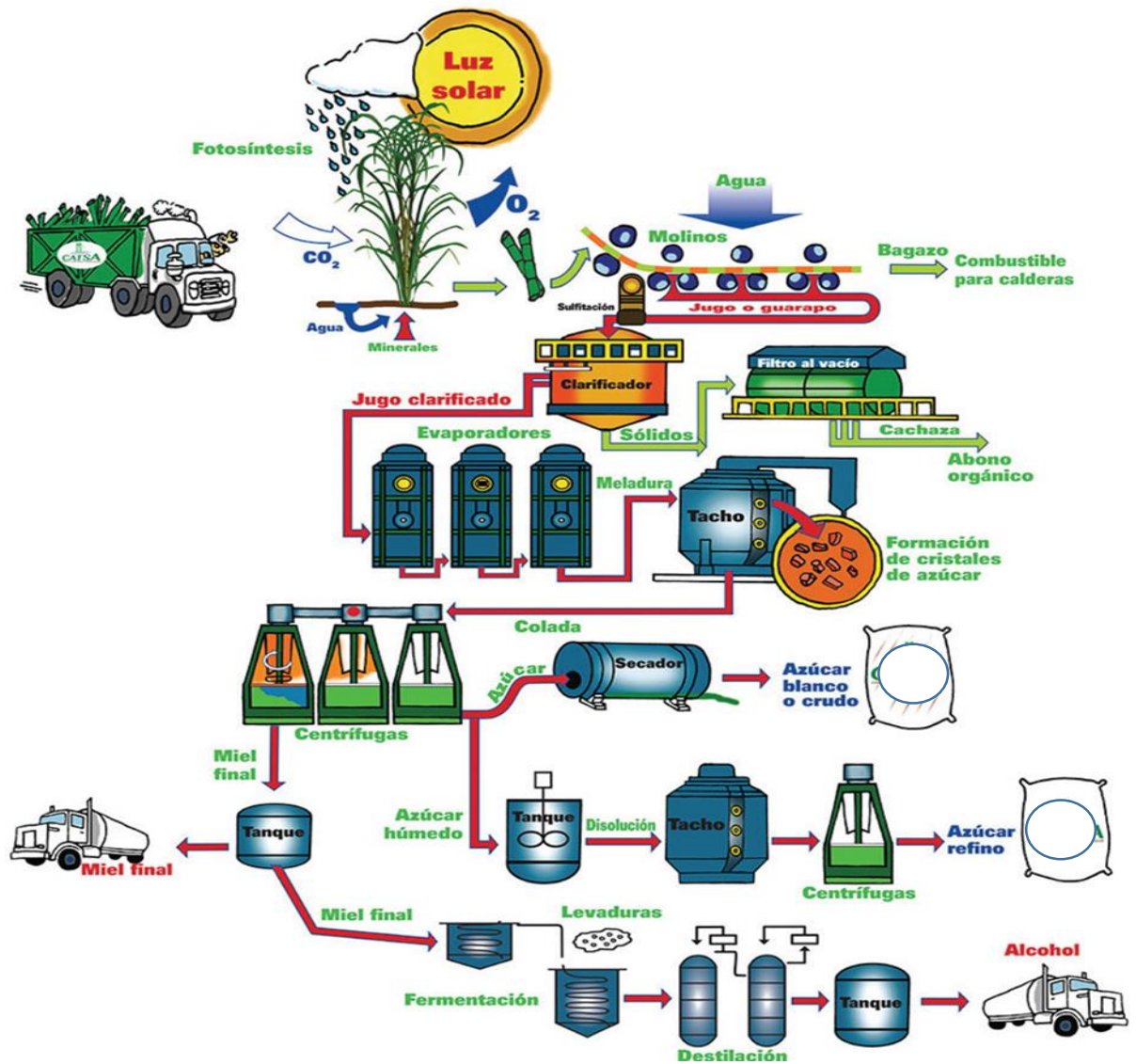


Figura 1. Proceso de la caña de azúcar

En la empresa Laredo, situada en el distrito de Laredo, La Libertad; la destilería de alcohol produce más de 50,000 litros de alcohol por día, sin embargo, el proceso de enfriamiento de mosto se ha convertido en un cuello de botella, debido a que se realiza por convección natural en tanques cilíndricos, llamados cubas; el agua de enfriamiento fluye a velocidades muy bajas y sin uniformidad, por medio de una chaqueta cilíndrica.

Esto causa que el sistema no pueda operar a plena carga, pues muchas veces sobrepasa la temperatura necesaria del proceso, que es de 30 a 31 °C, esto produce pérdidas por mermas en producción, muchas veces la temperatura del mosto alcanza valores inadmisibles mayores a 40 °C, por lo que se debe limitar la cantidad de mosto a enfriar y, por ende, se limita la producción de alcohol.

Es decir, debido a que el enfriamiento de mosto por agua se realiza por convección natural, no se alcanza a obtener la capacidad plena de producción de alcohol, que es de más de 60,000 litros por día.

El sistema actual de enfriamiento tiene más de 40 años de operación, es un modelo antiguo, muy simple, de poca capacidad de enfriamiento, por rebose de agua del tanque, y tiene muy bajo rendimiento, el problema se torna más acuciante debido a que Laredo ha aumentado desde hace varios años su capacidad de procesamiento de caña, desde 4000 a 4200 Ton/días hasta 4700 a 5000 Ton de caña por día, la producción de melaza, materia prima para producción de alcohol es del orden de 2 a 2.5 % peso en caña.

Se puede afirmar que existen pérdidas económicas importantes por no poder transformar toda la melaza obtenida del procesamiento de la caña en alcohol.

De las observaciones iniciales realizadas, se puede afirmar que, si bien los operadores conocen el proceso, no pueden controlar manualmente el mismo, debiendo siempre restringir la cantidad de mosto en los tanques, aumentando el tiempo de residencia, hasta alcanzar la temperatura deseada.

El sistema actual consta de diez cubas con chaquetas cilíndricas de enfriamiento por agua, como se observa en la figura 2.

Se visualiza en la figura 3 la posible solución y proyección del sistema a futuro del enfriamiento de mosto.

Los valores de temperatura óptima y real del mosto en cubas se reflejan, así en la tabla 1 y figura 4 para la cuba N°2.

De lo mencionado en párrafos anteriores, se plantea hacer la presente investigación para determinar la solución al enfriamiento del mosto, con un sistema fiable, de bajo costo de mantenimiento, tecnología y bajo costo operacional.

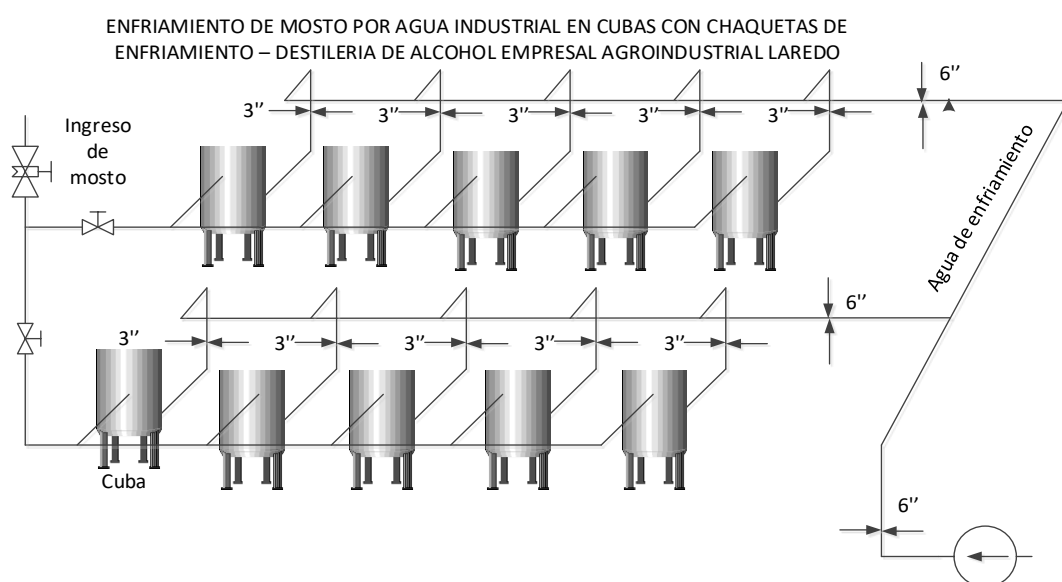


Figura 2. Sistema actual de enfriamiento de mosto en cubas con chaquetas de enfriamiento por agua.

PROYECCIÓN DE ENFRIAMIENTO DE MOSTO POR AGUA EN ENFRIADOR DE PLACAS CON TORRE DE REFRIGERACIÓN

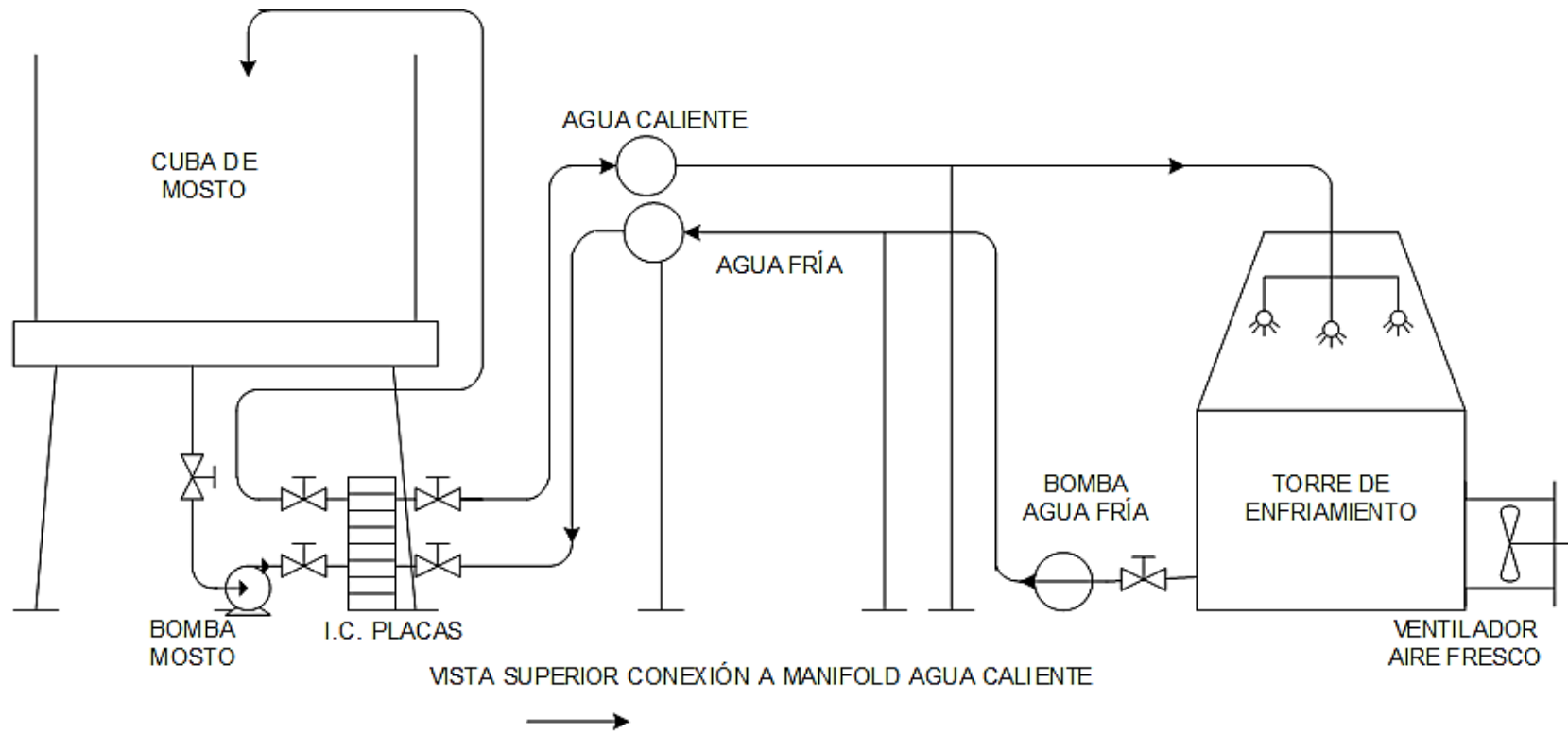


Figura 3. Gráfico Proyección de enfriamiento de mosto por agua en enfriador a placas y torre de enfriamiento

Tabla 1. Tabla comparativa de temperatura óptima y real del mosto en cuba N° 2. Destilería de alcohol Laredo.

TEMPERATURA DEL MOSTO EN CUBA N° 2 LAREDO S.A.			
	Temperatura óptima	Temperatura real	Diferencia
	°C	°C	°C
1	30	32.5	2.5
2	30	33.2	3.2
3	30	32.1	2.1
4	30	31.6	1.6
5	30	31.75	1.75
6	30	32.1	2.1
7	30	32.14	2.14
8	30	31.75	1.75
10	30	30.8	0.8
11	30	30.95	0.95
12	30	30.85	0.85
13	30	31.5	1.5
14	30	31.5	1.5
15	30	32.75	2.75
16	30	32.8	2.8
17	30	33.25	3.25
18	30	33.1	3.1
19	30	33.15	3.15
20	30	33.16	3.16
21	30	33.4	3.4
22	30	33.45	3.45
23	30	33.5	3.5
24	30	32.85	2.85
Valor promedio		32.35	2.35

Fuente: Elaboración propia.

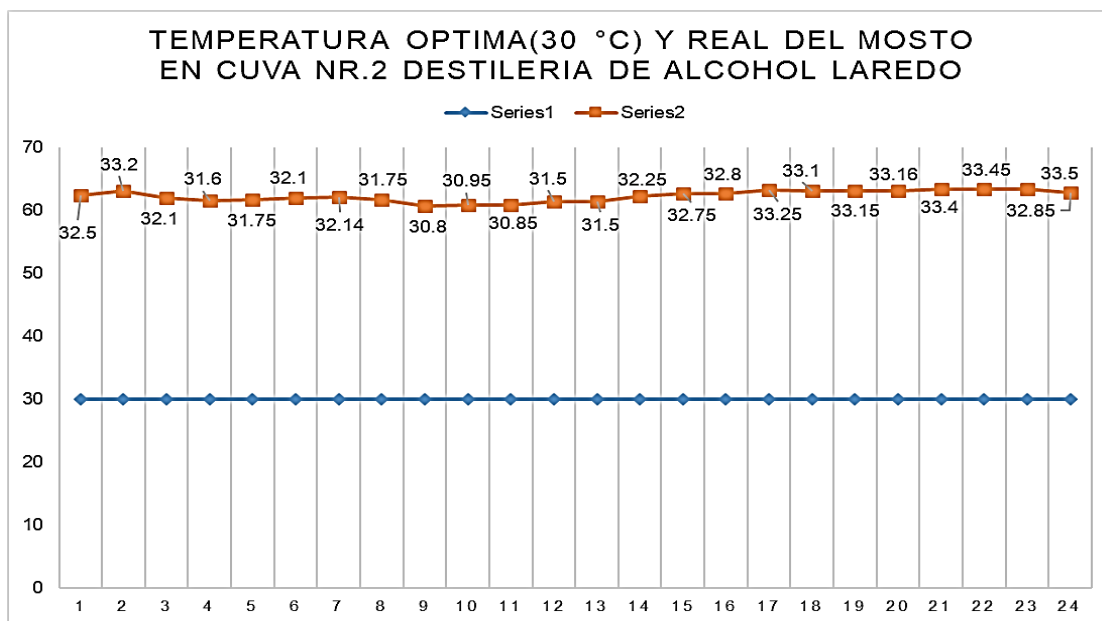


Figura 4. Gráfico Temperatura óptima (30 °C) y real del mosto en cuba. N° 2 Destilería de alcohol Laredo

1.2 Antecedentes

En un trabajo de tesis, el autor (Salas, 2014) se basó en el adecuado enfriamiento del mosto lo más rápido posible con un método de recirculación de mosto y recirculación de agua, lo cual permitirá enfriar el mosto en un menor tiempo posible. El autor realizó un algoritmo de cálculo con los parámetros necesarios que nos ayuden de manera más fácil enfriar el mosto.

Para esto, hizo un balance adecuado en el tanque de almacenamiento de mosto que va desde la entrada hasta el retorno, controlando la temperatura saliente, ya que la producción depende de esta temperatura.

Así mismo en este trabajo, logró dimensionar el enfriador del mosto por agua, es decir un intercambiador de calor de placas y el cálculo correspondiente a una torre de enfriamiento, en el cual llegará el agua saliente del proceso de intercambio de calor.

El autor detalló un análisis económico para el sistema de enfriamiento, estableciendo un periodo estimado de 24 meses para la recuperación de la inversión.

En otro trabajo previo encontrado, los autores (Barrera, y otros, 2016), agregaron al jugo de caña de azúcar a diferentes grados °Brix (18.5, 18.4, 18.46) y a diferentes temperaturas de 28.8°C, 29.0°C y 29.3°C; para este proceso utilizaron 03 muestras de 35, 34.5 y 34.5 litros cada uno; además utilizaron diferentes nutrientes (fosfato de amonio, sulfato de amonio, sulfato de zinc, sulfato de manganeso y sulfato de magnesio); en diferentes concentraciones.

Evaluaron las condiciones de pH, °Brix y temperatura a la cual la levadura se activa y los nutrientes tienen una mejor capacidad fermentativa, en las tres muestras; determinaron que para la levadura agregada a la muestra M2; con un pH de 4.78, 18.40 °Brix y a temperatura de 29.0 °C tienen una mejor acción fermentativa. Tras el transcurso de evaluación de las condiciones de °Brix, pH y temperatura, analizaron la adición de nutrientes junto con la fermentación alcohólica.

Obtuvieron datos los cuales determinaron que el aumento de nutrientes independientemente del tipo y su concentración, realzan la capacidad de modificación de los azúcares a etanol, con la cual demostraron un aumento de la capacidad fermentativa cuando están presente los nutrientes. Asimismo, el tiempo de fermentación fue de 16 horas, con una concentración de alcohol en el mosto de 7.4 % en volumen de mosto

En este presente trabajo de tesis, el objetivo de los autores (Calderon, y otros, 2016) fue que crearon una representación y simular una torre de enfriamiento de tal manera que se pueda comparar con curvas experimentales. En el modelado emplearon el análisis de Jader y Milosavlevic, del cual obtuvieron cinco ecuaciones diferenciales que se emplearon y trabajaron como un sistema, de las cuales se muestra la ecuación de la distribución de temperaturas del aire y temperatura del agua, además de la distribución de la humedad, calor sensible y latente.

Utilizando técnicas visuales y medidas de desviación, validaron experimentalmente el modelo matemático de la columna de enfriamiento, después de esta evaluación cumplió lo requerido para validar el modelo matemático. Seguido de esto, se conformaron y simularon en etapa estacionaria de una columna de enfriamiento de tiro forzado a las condiciones climáticas del Valle del Mantaro.

Los resultados que obtuvieron fueron satisfactorios, ya que describieron convenientemente el perfil de temperatura del agua en la columna y se obtuvo como adicional, la adecuada razón de flujo, con la que el funcionamiento de la columna es más óptimo.

En otro trabajo de tesis, el autor (Delgado, 2014) ,buscó mejorar los aspectos esenciales de un intercambiador de calor, referente a su diseño. Con el propósito de llegar hacia los objetivos y metas trazadas, replanteó una metodología apropiada en este trabajo con respecto al cálculo de las variables presentes en el diseño.

Dentro de los valores y el cálculo de las variables en el intercambiador, obtuvo: cálculo de la determinación de la diferencia media logarítmica de temperatura, cantidad de calor, el factor de obstrucción, la eficiencia y caída de presión del lado de los tubos y de la coraza.

Los datos y alcances que obtuvo están dentro del límite permisible y son semejantes con lo mostrado en las referencias, el diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza, cumplieron con los requisitos de operación dada para su aplicación en los procesos de transferencia de calor.

En este trabajo de tesis, el autor (Martinez, y otros, 2012), propusieron realizar un intercambiador de calor de placas conteniendo en ella dos secciones. En la primera sección se empleó agua que provenían de torres de enfriamiento que se buscaban obtener la mayor transferencia de calor del mosto al agua, ya en su segunda sección menos salmuera para terminar de enfriar y obtener la temperatura adecuada del mosto entre 8 y 12°C.

Se cercó más a la temperatura deseada del mosto de cerveza, para el caso de cervezas de baja fermentación, lo cual asegura la textura, color, sabor y calidad final de la cerveza.

El desarrollo del modelado, el autor ayudó a conocer el comportamiento del proceso de enfriamiento, también el correcto uso de la planta, para después proponer un control que se adapte a las condiciones y valores que arroje dicho modelo.

Siendo un proceso térmico, realizó una transferencia de calor que se ve afectada por la temperatura a la que llega el mosto, de los tanques así como el medio de enfriamiento que cambian constantemente, por lo cual el uso de un Control PID se utilizó para aplicar una acción correctiva y poder controlar el sistema de enfriamiento.

Se encontró también un trabajo de tesis, dónde los autores (Calderón, y otros, 2010), se basaron en el análisis del sistema de enfriamiento y refrigeración en una cervecería. Mostraron una descripción concisa del proceso para la elaboración de la cerveza, del mismo modo resalta el uso e impacto que genera la refrigeración en la industria en el proceso y la elaboración de la cerveza.

Dio a entender las capacidades y características de los equipos que conforman el sistema de refrigeración conforme a los parámetros con los cuales trabajan los equipos.

Con este proyecto, el autor propuso mejoras en la reducción de costos por ejecución y operación de equipos, a su vez propuso renovar y mejorar las deficiencias en la infraestructura como los escasos de aislamiento en las tuberías y fuga de refrigerantes.

En otro trabajo previo, el autor (Caballero, y otros págs. 774-784), representó una contribución directamente, a la elaboración del mezcal, alcanzando con esto el diseño de un mecanismo auxiliar, que perfecciona y mejora la etapa de destilación sin variar en lo más mínimo la producción de forma artesanal

Para la fase de destilación dentro del proceso de elaboración artesanal del mezcal, el autor hizo más eficiente esta etapa, el cual se centró en el enfriamiento del agua empleada en esta etapa.

Este trabajo representó una aportación directa a la producción de mezcal, logrando un equipo auxiliar y mejorando la fase de destilación sin alterar la manera artesanal de la producción.

Consiguió que el diseño sea viable y factible para el sistema de recirculación de agua de enfriamiento empleada en la operación de condensación del mezcal de tal manera que se anulan las pérdidas por evaporación del mezcal a su salida.

En un trabajo de investigación realizado por (DUSTET, y otros, 2004) presentaron un modelo de dispersión matemático, el cual permite la descripción del temporal del comportamiento del aire y de otras variables importantes que caracterizan o destacan el desarrollo de los procesos de fermentación en estado sólido que depende del flujo de aire suministrado al sistema. Como sistema experimental para dar valor a las consideraciones del modelo, seleccionaron una fermentación de bagazo de caña con un hongo celulítico *ASPERGILLUS NIGER*, en un biorreactor de forma rectangular con medidas y dimensiones de 0.2 m de ancho, 0.54 m de largo y 0.8 m de altura. El criterio que utilizaron para adoptar esta validación fue la comparación entre las temperaturas de salida del aire medida de manera experimental y predicha por el modelo. Esta estrategia les permitió usar varias velocidades de cambio vinculadas y relacionadas con el crecimiento del microorganismo para dar solución al modelo.

Se puede observar también que, en un trabajo de investigación, realizado por (VARONA, y otros, 2007)... en la cervecería Tínima, su objetivo fue que analizaron los parámetros técnicos y operaciones relacionados con el mal funcionamiento del intercambiador de calor de placas para enfriar mosto, es por ello que realizaron análisis experimentales durante un tiempo de seis meses, luego aplicaron una metodología de cálculos donde evaluaron la parte térmica e hidrodinámica del intercambiador.

Entre los resultados que obtuvieron, comprobaron que el flujo de mosto y el valor de la temperatura del agua a la salida de la parte o sección de pre-enfriamiento, son variables importantes para pronosticar la incrustación del equipo estudiado. Debido al nivel de incrustación en el área de intercambio de calor del agua con el mosto, el intercambiador de placas no continuó con su funcionamiento hasta que limpien totalmente esa zona y se regule el equipo para que alcance las condiciones de diseño.

En otro trabajo de investigación realizado por (LÓPEZ, y otros, 2003), se utilizó y empleó el concepto de la incrementación de la caída de presión para crear y desarrollar un nuevo método de diseño de intercambiadores de calor de plato y marco.

Los autores dieron a conocer las caídas de presión, dichos valores provenientes de disponibilidad de carga en el sistema de bombeo, de tal manera buscaron que el diseño incremente la caída de presión, así garantice que el equipo tenga un menor tamaño y a su vez los costos de inversión también minimicen.

Introdujeron una alternativa para hallar y determinar el factor de corrección de la diferencia media logarítmica de temperaturas.

Se encontró un trabajo de investigación realizado por (TORRES, y otros, 2011), concluyeron que la pérdida o disminución de eficiencia del proceso de enfriamiento de licor amoniacal mediante y a través el uso de intercambiadores de placas, se asocia y se debe al incorrecto cálculo y evaluación de los coeficientes de transferencia de calor, acumulación y depósito de incrustaciones sobre la superficie donde se realiza el intercambio, lo cual aumenta el consumo de agua y empleo de esta, la energía a disposición y el costo de mantenimiento.

La investigación que realizaron fue en un intercambiador de placas, con el fin de determinar y encontrar los coeficientes de transferencia, la influencia o consecuencia de incrustaciones en la disminución y pérdida de la eficiencia de la instalación. Los resultados que obtuvieron predicen el conocimiento acerca de los coeficientes para el cálculo del número de Nusselt y Reynolds, para ambos fluidos. Recomendaron realiza la limpieza y mantenimiento de la instalación en tiempo o periodo de 27 días debido a la disminución de la eficiencia térmica hasta los valores inferiores del 70%.

1.3 Teorías relacionadas al tema

1.3.1 Aparatos intercambiadores de calor.

Coefficiente de transferencia térmica global en intercambiadores de calor sin contacto directo

Las principales interrogantes a efectuar en el estudio térmico de un intercambiador de calor de tubos y carcasa (Cengel, 2007), es calcular y evaluar el coeficiente de transferencia térmica global entre las corrientes fluidas, un fluido frío a temperatura T_F y otro caliente a temperatura T_C aislados por una pared o película plana, se define mediante la ecuación:

$$q = K_G A (T_C - T_F) \dots\dots\dots(1)$$

$$K_G = \frac{1}{\sum_{i=1}^3 R_i} = \frac{1}{\frac{1}{h_c A} + \frac{L}{k * A} + \frac{1}{h_f * A}} \dots\dots\dots(2)$$

Se nota también: $K_G = U$

En el I.C conformado por par de tubos concéntricos, el intercambio térmico en el área de la superficie de es:

Interior: $A_i = 2 \pi * r_{int} * L$

Exterior: $A_e = 2 \pi * r_{ext} * L$

De manera que, en general:

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{h_{cint} A_{int}} + \frac{\ln(r_{exterior} / r_{interior})}{2\pi k L} + \frac{1}{h_{Fext} * A_{ext}}} \dots\dots\dots (3)$$

Cuando el coeficiente de transferencia térmica global es referente en la zona de la superficie externa A_{ext} (KREITH, y otros, 2012)

$$K_{G_{ext}} = \frac{1}{\frac{A_{ext}}{h_{cint} A_{int}} + \frac{A_{ext} (r_{exterior} / r_{interior})}{2\pi k L} + \frac{1}{h_{Fext} * A_{ext}}} = \frac{1}{\frac{r_{exterior}}{h_{cint} * r_{interior}} + \frac{r_{ext} \ln(r_{exterior} / r_{interior})}{k} + \frac{1}{h_{Fext}}} \dots (4)$$

De tal forma que si viene de manera referente a la superficie interna A_{int} será:

$$K_{G_{int}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cint}} + \frac{A_{int} (r_{exterior} / r_{interior})}{2\pi k L} + \frac{A_{int}}{h_{Fext} * A_{ext}}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cint}} + \frac{r_{int} \ln(r_{exterior} / r_{interior})}{k} + \frac{1}{h_{Fext} * r_{ext}}} \dots (5)$$

K_G se determina casi totalmente por la resistencia térmica en cada una de las películas o capas fluido/sólido.

1.3.2 FACTOR DE SUCIEDAD.

Normalmente es casi imposible prever el coeficiente de transferencia de calor global de un I. C. en el transcurso de un lapso de tiempo de operación o funcionamiento considerando el análisis térmico que durante y a través del desempeño con ciertos gases, se producen paulatinamente películas de desecho en la superficie que se efectúa la transferencia térmica, que pueden ser incrustaciones calizas, los cuales provienen de la caldera, óxidos, lodos; estas incrustaciones provocan un incremento de la resistencia térmica del sistema. (Cengel, 2007)

La tabla 2 nos muestra el tipo de fluido y su resistencia al ensuciamiento y en la tabla 3 los valores del coeficiente global de intercambio de calor K.

Realizando pruebas de eficiencia dentro del I.C limpio, se repiten temporalmente luego que el equipo haya estado en uso u operación cierto tiempo, se puede hallar la resistencia térmica del recipiente o factor de incrustación (CENGEL, y otros, 2011)

Rsuc con la relación:

$$R_{sucio} = R_{func} - R_{limpio} = \frac{1}{U_{func}} - \frac{1}{U_{limpio}} \rightarrow U_{func} = \frac{1}{R_{sucio} + \frac{1}{U_{limpio}}} \dots\dots\dots (6)$$

Siendo: $R_{sucio} = R_e + R_i \frac{A_{ext}}{A_{int}} ; \dots\dots\dots (7)$

$$U_{limpio} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cexterior}} + R_{equivalente} + \frac{1}{h_{cinterior}} * \frac{A_{exterior}}{A_{interior}}} \dots\dots\dots (8)$$

El coeficiente global de transmisión de calor UFunc en actividad al cabo de cierto tiempo, referida a la sección exterior Ae es:

$$U_{func} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cext}} + R_{equiv} + R_{ext} + \frac{R_{int} * A_{ext}}{A_{int}} + \frac{A_{ext}}{h_{cint} * A_{int}}} \dots\dots\dots (9)$$

Tabla 2. Factores de resistencia por ensuciamiento.

Tipo de fluido	$R_{\text{equivalente}} \text{ [m}^2 \text{°K/ W]}$
Agua de mar < 325 K	0,0009
Agua de mar > 325 k	0,0003
Agua de alimentación a calderas > 325 K	0,0005
Agua de río	0,001 – 0,004
Agua condensado en ciclo cerrado	0,0005
Agua de torre de refrigeración tratada	0,001 – 0,002
Gasóleo ligero	0,0020
Gasóleo pesado	0,0030
Gasolina	0,0010
Soluciones cáusticas	0,0020
Aceite para temple	0,0007
Gases de escape de un motor	0,0100
Aceite combustible	0,0050
Aceite para transformadores	0,0010
Aceites vegetales	0,0030
Vapores de alcohol	0,0001
Aire comprimido	0,0010
Líquido refrigerante	0,0010

Esta tabla nos muestra los diferentes tipos de fluidos y su resistencia equivalente por ensuciamiento, la cual se utiliza normalmente en el cálculo de I.C. y que tiene como propósito prever un área adicional para equilibrar la pérdida de eficiencia o rendimiento que se genera por el ensuciamiento.

Tabla 3. Valores orientativos del coeficiente global de intercambio de calor K para aparatos tubulares en función de la naturaleza de los fluidos que circulan por ellos.

Tipo de intercambiador de calor	U , $W/m^2 \cdot ^\circ C^*$
Agua hacia agua	850-1 700
Agua hacia aceite	100-350
Agua hacia gasolina o queroseno	300-1 000
Calentadores de agua de alimentación	1 000-8 500
Vapor de agua hacia combustóleo ligero	200-400
Vapor de agua hacia combustóleo pesado	50-200
Condensador de vapor de agua	1 000-6 000
Condensador de freón (agua enfriada)	300-1 000
Condensador de amoníaco (agua enfriada)	800-1 400
Condensadores de alcohol (agua enfriada)	250-700
Gas hacia gas	10-40
Agua hacia aire en tubos con aletas (agua en los tubos)	30-60 [†] 400-850 [†]
Vapor de agua hacia aire en tubos con aletas (vapor de agua en los tubos)	30-300 [†] 400-4 000 [†]

Fuente: Yunus Cengel

Esta tabla nos muestra los fluidos que circulan dentro del aparato intercambiador de calor en donde el intercambio de calor puede ser por convección natural o convección forzada, para cada una de ellas le corresponde un valor de transmitancia térmica.

1.3.3 Intercambiadores de calor – cálculo térmico. Método de la (LMTD)

Los I. C. tienen mucho valor ante la gran necesidad para economizar y ahorrar la energía, para siempre disponer de equipos óptimos con respecto a su análisis y cálculo, asimismo en función de aprovechar la energía, para poder cumplir con la función o proceso determinado. (Cengel, 2007)

Al instalarse y poner en servicio un I. C. en un proceso o etapa de transferencia térmica, hace falta un determinado y específico gradiente o variación de la temperatura para así concretarse la transmisión del calor; el valor de este gradiente puede ser minimizado empleando un I. C. mayor, pero esto conlleva a un aumento de costo, de manera económica y a su vez energética.

1.3.3.1 Tipos básicos de intercambiadores de calor.

Son dispositivos térmicos para calentar / enfriar un fluido o cambio del estado de agregación: vaporización, condensación, con la ayuda de otro fluido.

Los I. C. muy indispensables y extensamente empleados en la mayoría de industrias, asimismo cada diseño ha tenido un enorme avance, que ahora en la actualidad existen normas que describen los materiales con cada detalle, métodos de diseño, sus dimensiones y técnicas de construcción (INCROPERA, y otros, 2000).

Fig. 5; corrientes paralelas trabajan en equicorriente y en contracorriente, circulando el fluido frío o caliente atravesando la zona anular y el otro fluido por la tubería interna.

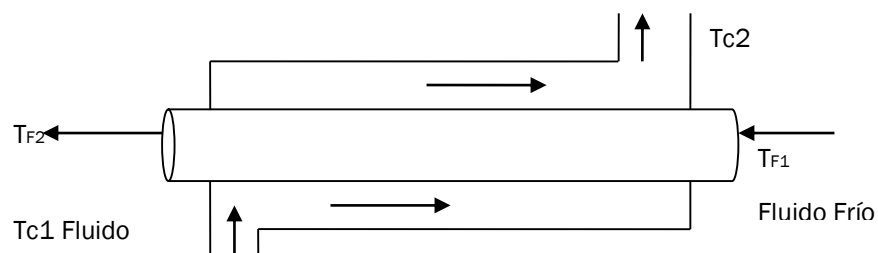


Figura 5. Intercambiador de calor en equicorriente.

1.3.3.2 Clasificación:

a.- Con pared separadora (conducción + convección)

Pre calentador de agua, pre calentador de aire, enfriadores de aceite, destiladores, Vaporizadores, condensadores, radiadores, regeneradores. En la figura 6 se muestra la forma en como circula el fluido en un intercambiador de calor con pared separadora. (CENGEL, 2004)

b.- Sin pared separadora (mezcla, intercambia masa y calor)

Torres de enfriamiento, Scrubbers, Cámaras de pulverización

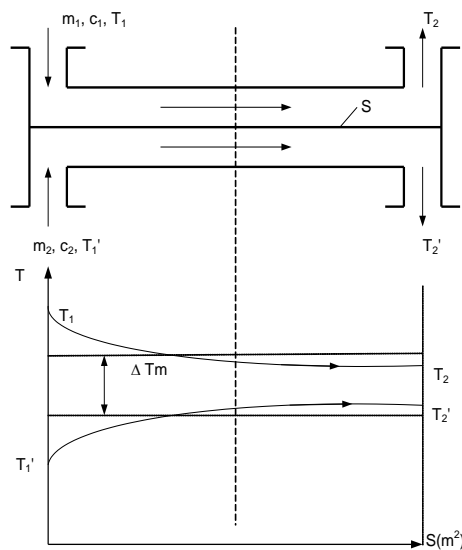


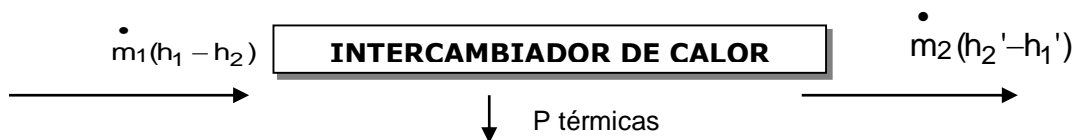
Figura 6. I.C. con pared separadora (superior). Sin pared separadora (inferior)

Balace térmico

$$m_1 * c_{p1} * (T_1 - T_2) = m_2 * c_{p2} * (T_1' - T_2') = m * (h_1 - h_2)$$

En el que: h = entalpía correspondiente del fluido.

Eficiencia de transferencia:



Rendimiento térmico de un intercambiador de calor:

$$\eta = \frac{\text{Calorutil}}{\text{Calortotal}} = \frac{\dot{m}_2(h_2' - h_1')}{\dot{m}_2(h_2' - h_1') + P.\text{térmicas}} \dots\dots\dots(10)$$

Pérdidas térmicas: Son debidas al deficiente aislamiento térmico. Deben ser, en modo normal, solamente 3% del calor total intercambiado en el aparato.

1.3.4 Determinación de la superficie de intercambio de calor

Se utiliza la siguiente ecuación: $Q = m_1 c_1 (t_1 - t_2) = K * S * \Delta t_m$, [W], En la cual:

K – Coeficiente global de intercambio de calor (de tablas) (W/m²*K)

S – Superficie de intercambio de calor (m²)

Δt_m - Diferencia media de temperatura entre los dos fluidos (K):

Exactamente, se determina con la fórmula de Grashoff la diferencia media

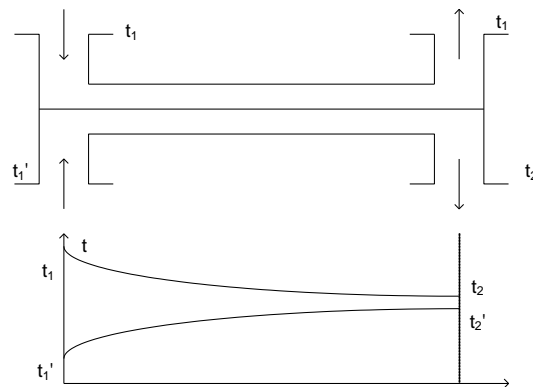
$$\text{logarítmica: } \Delta t_m = \frac{\Delta t_{\text{max.}} - \Delta t_{\text{min.}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max.}}}{\Delta t_{\text{min.}}}}$$

$$\begin{array}{l} \Delta t_{\text{max}} \rightarrow t - t_1' \\ \Delta t_{\text{min}} \rightarrow t_2 - t_2' \end{array}$$

1.3.5 Modos de circulación de fluidos en intercambiador.

1.3.5.1 Intercambiador de Calor en equicorriente

Por lo general, en este tipo de intercambiador fluyen las corrientes de manera paralela, como se muestra en la figura 7.



INTERCAMBIADOR DE CALOR EN

Figura 7. Intercambiador de calor en equicorriente

En este caso:

$$\Delta T_{\text{máx}} = T_1 - T_1'$$

$$\Delta T_{\text{mín}} = T_2 - T_2'$$

La temperatura final del fluido más frío jamás podrá llegar a ser similar a la temperatura de salida del fluido más caliente, debido a que el flujo está de manera paralelamente en equicorriente. (INCROPERA, y otros, 2000)

Intercambiador de paso simple (1-1).

Está conformado de dos tubos concéntricos y es el más simple, pero no es el apropiado cuando el flujo másico muy alto. Se le denomina intercambiador 1-1, Fig. 8.

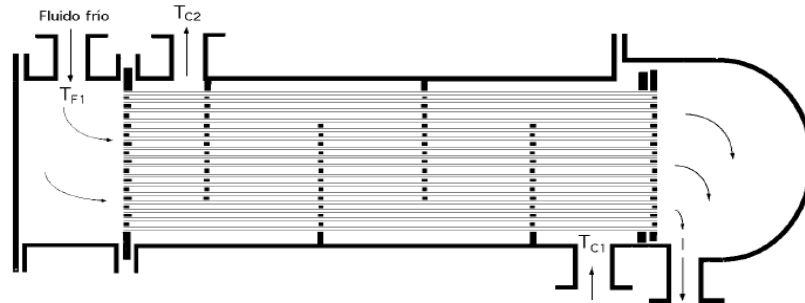
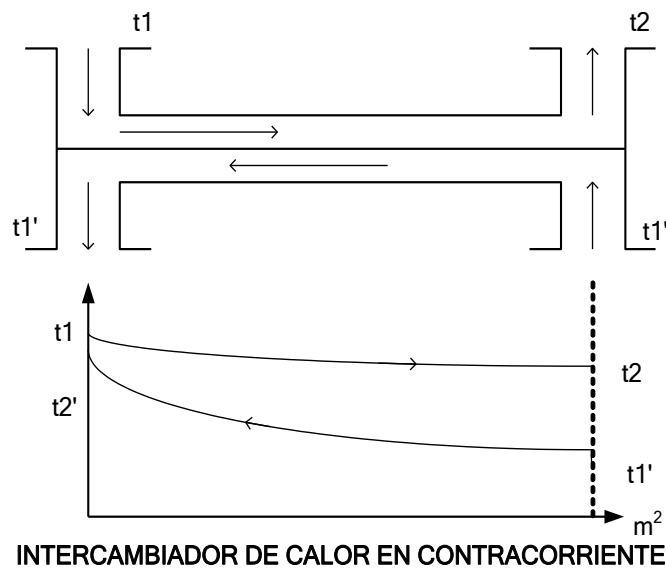


Figura 8. Intercambiador de carcasa y tubos (1 – 1) (con mezcla de fluidos)

1.3.5.2 Intercambiador de corrientes paralelas en contracorriente (1-2).

En este tipo de intercambiador el flujo es parcialmente en corrientes paralelas y en contracorriente como se muestra en la figura 9; en la Fig. 10, las curvas de temperatura corresponden a un I. C. en equicorriente de corrientes paralelas y en la Fig. 11 las curvas de temperatura son para un I.C. en contracorriente. (Paredes, 2016)



INTERCAMBIADOR DE CALOR EN CONTRACORRIENTE

Figura 9. Intercambiador de calor en contracorriente.

En este caso: $\Delta T_{\text{máx}} = T_2 - T_1'$
 $\Delta T_{\text{mín}} = T_1 - T_2'$

Cuando existe un flujo en contracorriente, la temperatura de salida del fluido más caliente, puede ser superada por la temperatura final del fluido más frío, pues existe una variación o gradiente de temperaturas conveniente en todo lo largo del intercambiador de calor. (INCROPERA, y otros, 2000)

Los coeficientes de transmisión de calor del lado de los tubos y del lado de la carcasa deben tener la misma orden de magnitud y ser grandes para conseguir un coeficiente global satisfactorio. La turbulencia y velocidad del líquido en el lado de los tubos son tan esenciales como las del líquido del lado de la carcasa.

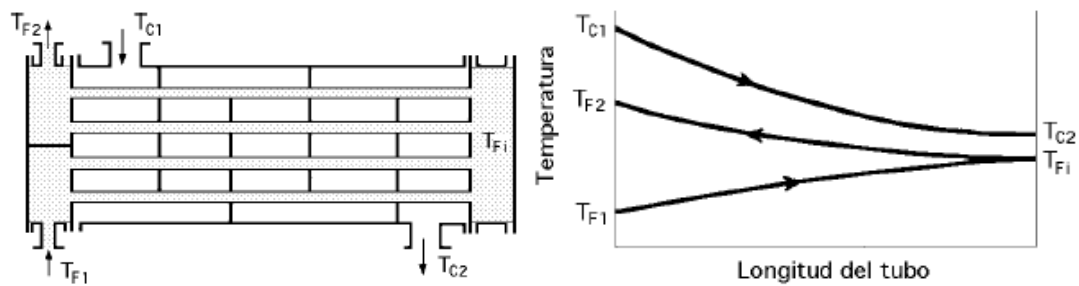


Figura 10. I. C. en equicorriente de corrientes paralelas

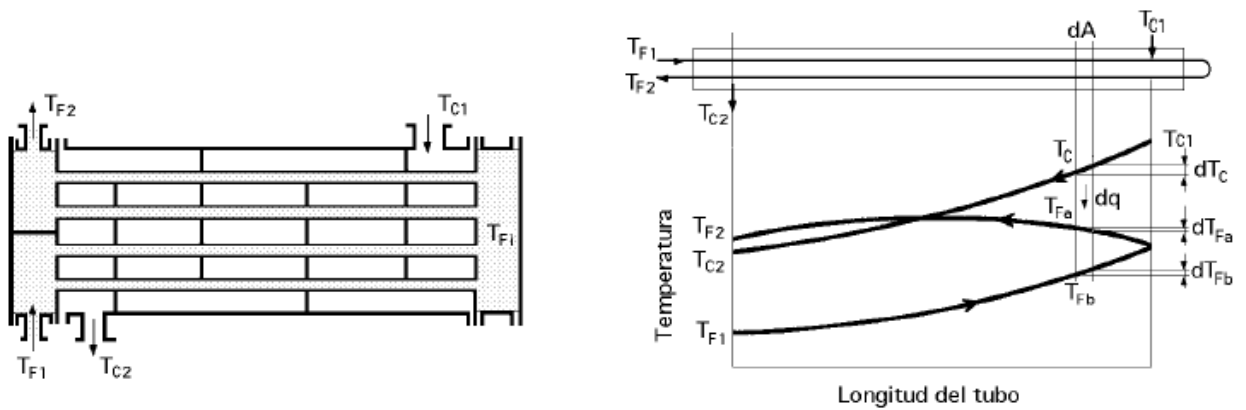


Figura 11. I.C. en contracorriente.

1.3.5.3 Intercambiador de flujos cruzados

Para enfriar o calentar gases se puede utilizar un I. C. en flujo cruzado, en el cual uno de los fluidos (líquido o gas) viaja y circula a través de los tubos, obligando al otro fluido (gaseoso) a que circule de manera perpendicular hacia el haz de tubos, como se muestra la figura 12. (INCROPERA, y otros, 2000).

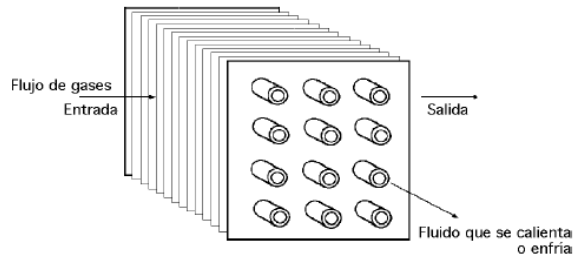


Figura 12. I.C. flujos cruzados.

$$\Delta T_{m\text{cruz}} = \frac{T}{\ln \frac{\Delta T_{\text{máx}} + \Delta T_{\text{mín}} + T}{\Delta T_{\text{máx}} + \Delta T_{\text{mín}} - T}} \dots\dots\dots(11)$$

Se tiene:

$$\text{En el cual: } T = \sqrt{(T_1 - T_2)^2 + (T_2' - T_1')^2}$$

En la figura 13, se muestra la variación de temperatura en un I.C. de flujo cruzado.

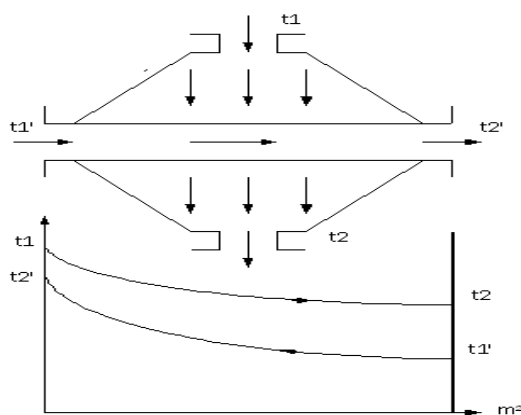


Figura 13. Variación de temperatura en un I.C. de flujo cruzado.

1.3.5.4 Intercambiador de calor de placas.

Un intercambiador de placas es un elemento mecánico estático que hace una transferencia entre dos fluidos separados por medio una pila de placas metálicas de igual tamaño a través de las cuales se hace el intercambio de calor. (MARIN, y otros, 2013)

Un I.C. a placas está conformado en su gran mayoría de placas de metal (que pueden ser acanaladas, onduladas) selladas por medio de una junta o empaque que forman una serie de angosturas interconectados por medio de los cuales se hacen fluir y circular los fluidos de trabajo, como se muestra en la figura 14. De ser necesario, estos serán impulsados mediante bombas. Un equipo característico se conforma de dos partes principales, las placas y el bastidor como se muestra en la fig.11. (Alfa, 1971)

Las curvaturas u ondulaciones de las placas proporcionan el incremento de la turbulencia por lo tanto se consigue una mejor transferencia de calor (coeficientes de transmisión mayores que en el caso de carcasa-tubos).

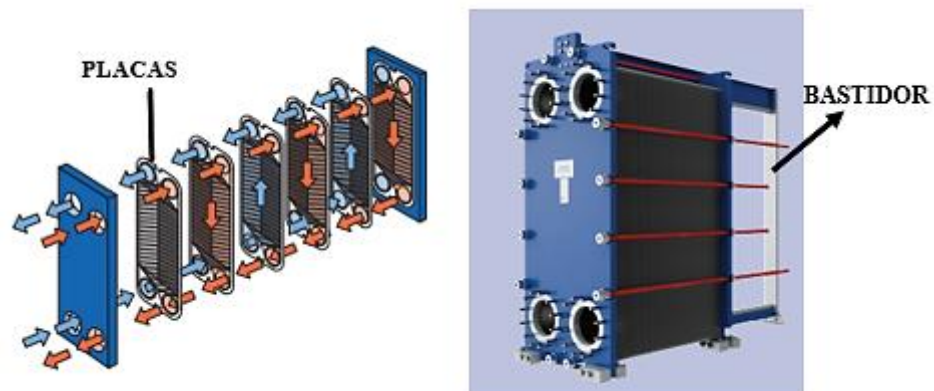


Figura 14. Componentes del intercambiador de placas

1.3.6 Bombas hidráulicas.

Es un sistema mecánico que trabaja con un fluido incomprensible en la que se genera una transformación de energía mecánica a hidráulica. (DE LAS HERAS, 2011)

1.3.6.1 Tipos y características

1.3.6.1.1 Bombas rotodinámicas.

Las bombas rotodinámicas llegan a aumentar la energía del fluido a partir de elevar la energía cinética a través del efecto centrífugo y de la deflexión que inducen los álabes del rodete, recuperando y aprovechando esta energía en forma de presión. (Carter, y otros, 2003)

Estas bombas se clasifican en bombas axiales, mixtas y radiales, según el sentido y la dirección de salida del flujo con relación al eje. El nombre usual para las radiales es bombas centrífugas.

En las siguientes figuras 15, 16 y 17 pueden apreciarse algunos diseños de bombas rotodinámicas de los tres tipos citados.

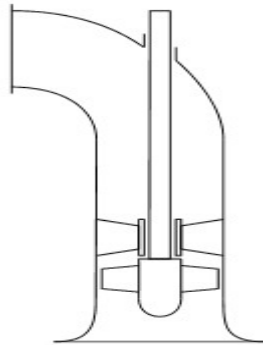


Figura 15. Bomba mixta

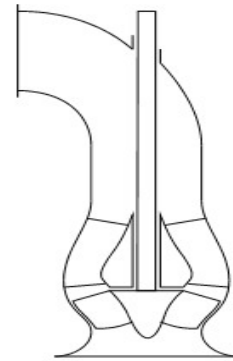


Figura 16. Bomba axial

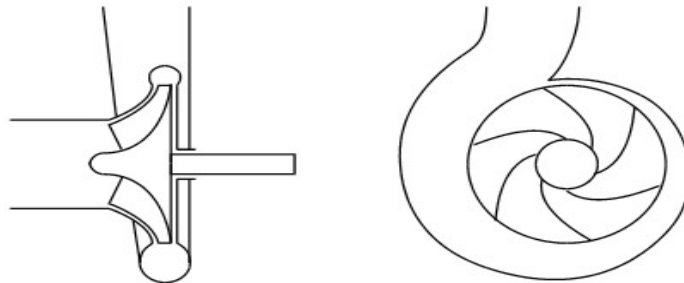


Figura 17. Bomba centrífuga

El empleo de bombas axiales está señalado cuando se requieren enormes caudales, pero con poca altura. Se emplean las bombas centrífugas cuando se requieran gran altura y pequeños caudales

1.3.6.1.2 Curva característica.

Para la elevación de una bomba rotodinámica requiere principalmente del caudal que viaja y circula a través de ella, es decir, tiene que estar definida por su conexión con el sistema. En las figuras 18-19, se muestran las curvas correspondientes al tipo de bomba.

La curva característica es aquella curva que representa la altura proporcionada por la bomba en función del caudal, la cual pertenece a la bomba de forma aislada. (Carter, y otros, 2003)

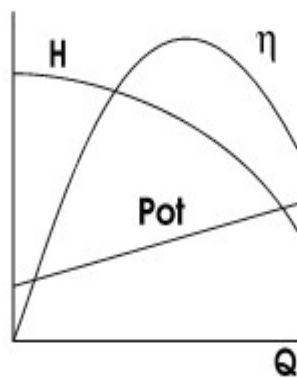


Figura 19. Curva característica de una bomba axial

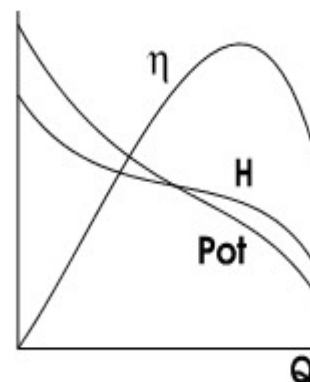


Figura 18. Curva característica de una bomba centrífuga

La figura 18 muestra una curva característica típica de una bomba axial y la figura 19 la de una bomba centrífuga. La pendiente de ambas curvas es negativa, cuanto mayor sea la altura que el sistema exija, menor es el caudal que la bomba proporcione.

Ciertas bombas poseen curvas H-Q con una pendiente positiva en la zona de caudales inferiores. Es apropiado alejarse de esas zonas porque se puede generar un funcionamiento inseguro e inestable de la instalación o sistema.

La potencia necesaria o requerida por la bomba también necesita del caudal., la cual tiende a incrementar en las bombas centrífugas y a reducir en las axiales.

La potencia hidráulica, es decir, la entregada por la bomba al fluido, es:

$$Pot_H = \rho * g * Q * H.....(12)$$

Y el rendimiento de la bomba está descrito por:

$$\eta_B = \frac{\rho * g * Q * H}{Pot_B}.....(13)$$

donde Pot B es la potencia que consume la bomba.

En tanto la potencia como el rendimiento se refiere únicamente a la bomba, estos no tienen en cuenta al motor que se utiliza para accionarla. Los valores máximos de eficiencia están entre el 85 y el 90%.

1.3.6.2 Punto de operación

1.3.6.2.1 Combinación con el sistema

La interacción bomba-sistema, condiciona el caudal que circula por ella y a su vez la elevación que proporciona. (Carter, y otros, 2003) El punto de operación o funcionamiento (QB , HB) estará dado por el corte de la curva resistente del sistema con la curva específica de la bomba. En la fig.20 apreciamos que se emplea una bomba para impulsar fluido del depósito inferior A al superior B. La altura que brinda la bomba se utiliza para vencer la pérdida o disminución de la carga y en sobrepasar la diferencia de altura entre ambos depósitos. Si la resistencia de la tubería hubiese sido mayor, se hubiese empleado una válvula en serie más cerrada, por ejemplo, la bomba tendría que brindar más altura y esto afectaría en un menor caudal. Sucede lo contrario si se reduce la resistencia.

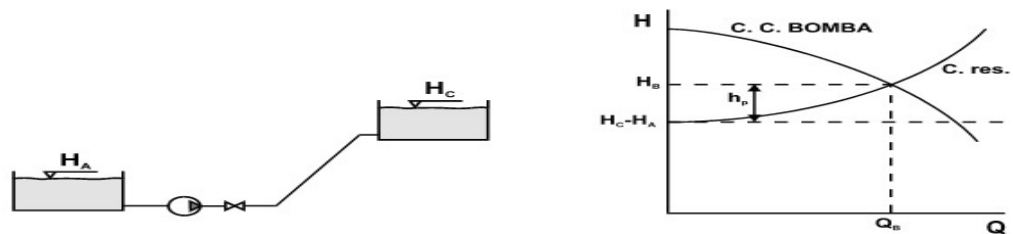


Figura 20. Combinación de bomba y sistema.

Casi siempre se realiza un modelado de la curva representativa de la bomba por un polinomio, habitualmente una parábola. Esto se realiza con fines didácticos y del mismo modo para resolver los sistemas con la ayuda del computador. Por ende, la solución del ejemplo anterior estará dada por el siguiente sistema de dos ecuaciones:

$$H_1 + H_B - h_p = H_2 \quad \dots\dots\dots(14)$$

$$H_B = A + BQ + C * Q^2$$

Donde A, B y C serán los coeficientes de ajuste de la curva representativa. Además, tendríamos que sustituir h_p por el término correspondiente, $h_p = kQ^2$, en su caso, hacer las iteraciones adecuadas.

1.3.6.2.2 Consideraciones sobre la presión y sobre la potencia

La altura de elevación producida por una bomba se puede conocer observando y midiendo la presión a la entrada y salida. Debemos tener en cuenta que la altura, asimismo la diferencia de presión, incluye la diferencia de energía cinética, de cota, y las pérdidas entre ambos puntos de medida: (Carter, y otros, 2003)

$$H_B = \frac{p_2}{\rho \cdot g} - \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + z_1 - z_2 + h_{p-L} \dots \dots \dots (15)$$

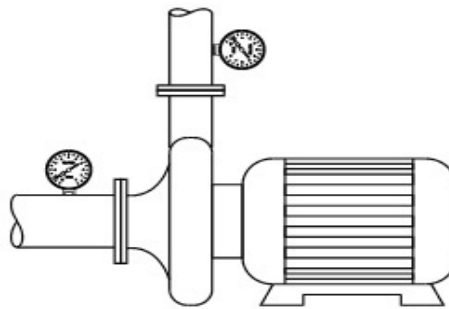


Figura 21. Grupo motor-bomba

Cuando la bomba esté acoplada y accionada por un motor eléctrico, la potencia eléctrica se puede calcular y analizar a partir de la potencia hidráulica producida, considerando los rendimientos de la bomba y el motor:

$$Pot_{el} = \frac{\rho g Q H}{\eta_B \cdot \eta_M} \dots \dots \dots (16)$$

1.3.6.3 Introducción a la semejanza de bombas.

1.3.6.3.1 Números adimensionales

Las variables principales que perjudican al funcionamiento y operación de una bomba son las siguientes: Q, H, D, ω (velocidad de giro), Pot, ρ , g, H. Asociando estas variables de manera conveniente, se puede conseguir los siguientes grupos adimensionales (Carter, y otros, 2003)

Empleando estos coeficientes se pueden simbolizar las curvas representativas adimensionales, figura 22. Estas curvas son similares para todas las bombas parecidas entre sí

$$\text{Cifra de caudal: } \Phi = \frac{Q}{\omega * D^3} \dots \dots \dots (17)$$

$$\text{Cifra de presión: } \Psi = \frac{gH}{\omega^2 * D^2} \dots \dots \dots (18)$$

$$\text{Cifra de potencia: } \Gamma = \frac{\text{Pot}}{\omega^3 * D^5 * \rho} \dots \dots \dots (19)$$

$$\text{Número de Reynolds: } \text{Re} = \frac{\rho \omega D^2}{\mu} \dots \dots \dots (20)$$

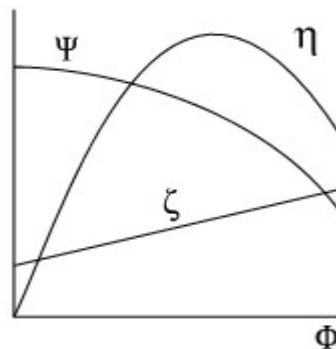


Figura 22. Curvas características adimensionales

Además, igualando las cifras adimensionales de dos bombas similares, se puede conseguir la curva característica de una de ellas a partir de la otra:

$$Q_2 = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) * \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 * Q_1 ; \dots \dots \dots (21)$$

$$H_2 = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 * \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 * H_{\text{sub}1} \dots \dots \dots (22)$$

$$\text{Pot}_2 = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) * \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^3 * \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 * \text{Pot}_1 \dots \dots \dots (23)$$

Mayormente estos términos o expresiones se emplean para los modelos reducidos de las bombas grandes y para señalar el comportamiento a distintas velocidades de giro.

Las máquinas semejantes entre sí, están bien detalladas con el valor de la cifra de caudal y de presión en el punto recomendable, es decir, el de máxima eficiencia: Φ_0 y Ψ_0 . Si se excluye el diámetro entre estos grupos, se logra otro grupo adimensional llamado velocidad específica:

$$N_s = \frac{\omega * Q_0^{1/2}}{(g * H_0)^{3/4}} \dots \dots \dots (24)$$

Excluyendo la velocidad de giro se consigue el diámetro específico:

$$D_s = \frac{D * (g * H_0)^{1/4}}{Q_0^{1/2}} \dots \dots \dots (25)$$

En ambos, H_0 y Q_0 pertenecen al punto de operación recomendable. Estos dos grupos especifican, de la misma forma que Φ_0 y Ψ_0 , un conjunto de máquinas similares.

La velocidad específica se refiere al punto de máximo rendimiento, pero no de la máquina completa, sino únicamente de un rodete, figura 23. En los casos de múltiples etapas la altura H_0 es la de una de ellas, y en los rodetes de doble entrada se considera únicamente el caudal Q_0 de uno de los lados.

Los equipos con velocidades específicas bajas, poseen malos rendimientos porque se originan enormes pérdidas por rozamiento en el rodete. Las que tienen velocidades específicas muy elevadas siempre es bajo el rendimiento, porque no se logran buenas condiciones de flujo a su través.

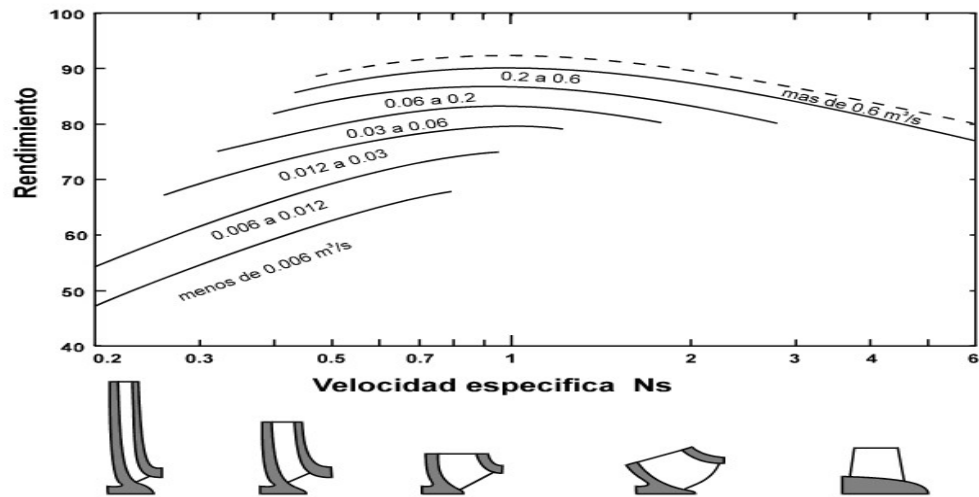


Figura 23. Rendimientos, geometría y caudales en función de la velocidad específica

1.3.7 Motores trifásicos de corriente alterna.

Un sistema trifásico de energía eléctrica está conformado por tres corrientes alternas monofásicas con una misma frecuencia y una misma amplitud, las cuales se desfasan (120°). Se les designa con el nombre de fase. (R, S, T) (Kingsley, y otros, 1995)

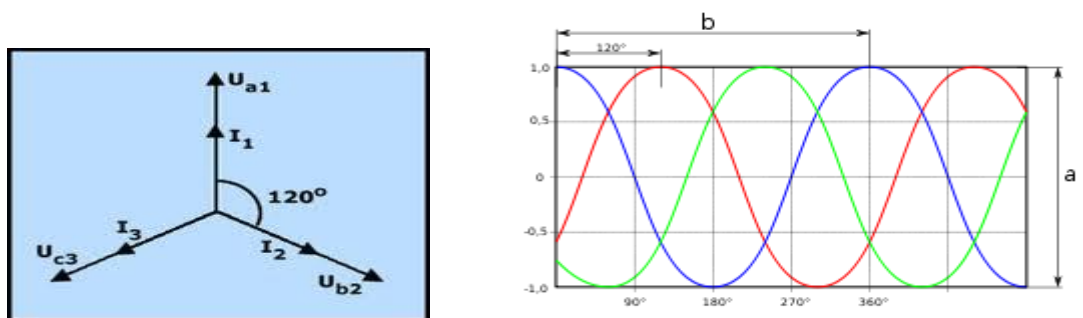


Figura 24. Desfase entre las líneas R-S-T

1.3.7.1 Constitución de los motores de corriente alterna.

Rotor: es la parte móvil que constituye el motor. Conformado por placas magnéticas aisladas y ranuradas exteriormente. (Kingsley, y otros, 1995). En su devanado existen dos configuraciones:

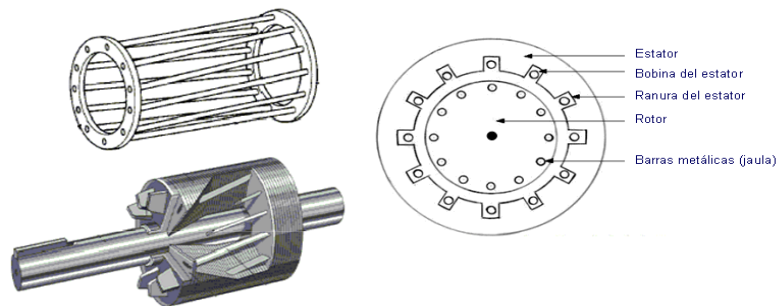


Figura 25. Partes del motor

Estator: es la parte fija del motor. Conformado por chapas o placas magnéticas separadas y aisladas que a su vez están ranuradas interiormente y unidas en una corona.

Entrehierro: Separación entre rotor y estator.

1.3.7.2 Funcionamiento del motor asíncrono de corriente alterna

La corriente eléctrica alterna genera un campo magnético giratorio en el estator. El campo magnético induce unas corrientes eléctricas en el rotor. Como hay corriente eléctrica en el interior de un campo magnético se crea un par de fuerzas (M) que hará girar al rotor del motor. (Kingsley, y otros, 1995)

1.3.7.3 Magnitudes fundamentales de los motores de CA

Par Motor

El término o expresión que se le designa al par motor en un motor de corriente alterna trifásico es:

$$M = K \cdot \Phi \cdot I_1 \cos \varphi \dots \dots \dots (26)$$

Φ = flujo magnético (Wb)

I_1 = Intensidad de corriente en el rotor (A)

φ = ángulo que forman las tensiones y la intensidad de corriente en el rotor

Velocidad de sincronismo, n_s

El campo magnético producido gira a una frecuencia de (f) vueltas por segundo. Si el motor tiene (p) pares de polos, la velocidad, denotada en revoluciones por minuto, sería:

$$n_s = 60 \cdot f / p \dots \dots \dots (27)$$

n_s = velocidad de sincronismo (r.p.m)

f = frecuencia (Hz)

p = número de pares de polos

1.3.7.4 Balance de potencia en motores

Al conectar un motor a la red, éste absorbe una potencia activa y una reactiva.

Potencia activa (absorbida), Es la potencia que representa la capacidad de un circuito para realizar una transformación de la energía eléctrica en trabajo. Se mide en Vatios (W).

$$P = \sqrt{3} \cdot I_L \cdot U_L \cdot \cos\varphi (e) \dots \dots \dots (28)$$

Potencia reactiva (Absorbida)

Esta potencia no tiene tampoco el carácter realmente de ser consumida y sólo aparecerá cuando existan bobinas o condensadores en los circuitos.

La potencia reactiva tiene un valor medio nulo, por lo que no produce trabajo.

Se mide en voltamperios reactivos (VAR) y se designa con la letra Q.

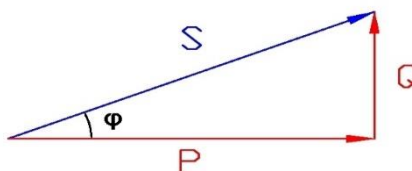
$$Q = \sqrt{3} * I_L * U_L * \text{sen}\varphi \text{ (VAR)} \dots \dots \dots (29)$$

Potencia aparente

Es la potencia total absorbida por el motor. Resulta de la suma vectorial de la potencia activa más la potencia reactiva.

Se mide en voltamperios (VA) y se designa con la letra S.

$$S = \sqrt{3} * I_L * U_L \text{ (VA)} \dots \dots \dots (30)$$



$$P(w) = S(\text{VA}) * \text{Cos } \varphi$$

$$S = \sqrt{P^2 + Q^2}$$

Factor de potencia

El factor de potencia o $\text{cos}\varphi$ indica la cantidad de potencia absorbida (S) que se convierte en activa (P)

$$\text{cos}\varphi = P / S$$

Rendimiento del motor eléctrico

El motor de corriente alterna presentan pérdidas tal como se muestra en la figura 26.

- **Pérdidas en el cobre:**
En los conductores del estator: $P_{\text{cu1}} = 3 \cdot R_1 \cdot (I_1)^2 \text{ (W)}$
En los conductores del rotor: $P_{\text{cu2}} = 3 \cdot R_2 \cdot (I_2)^2 \text{ (W)}$
- **Pérdidas en el hierro (P_{Fe})** debidas al ciclo de histéresis y a las pérdidas por corrientes de Foucault
- **Pérdidas mecánicas (P_m)** debidas al giro del rotor

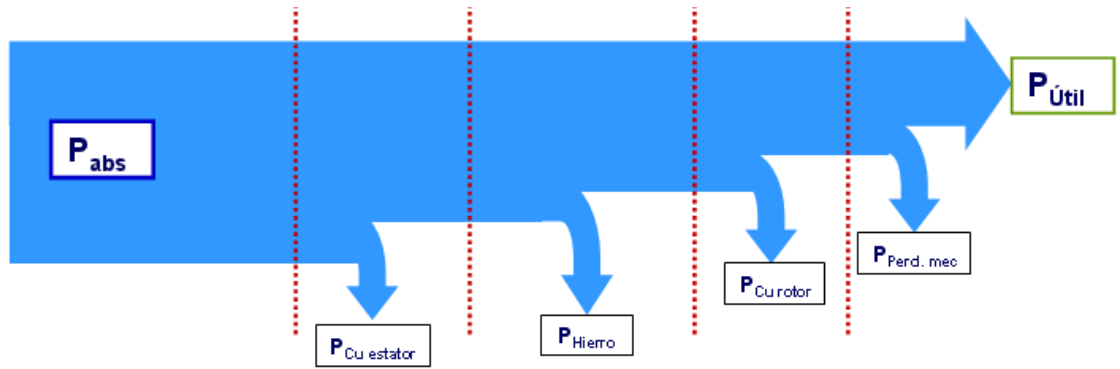


Figura 26. Diagrama Sankey de potencias en motor trifásico

$$P_u = P_{abs} - P_{Cu-est} - P_{Fe-est} - P_{Cu-rot} - P_{Perd-mec} \dots \dots \dots (31)$$

La relación entre la potencia activa absorbida (P) y la potencia útil determina el rendimiento del motor

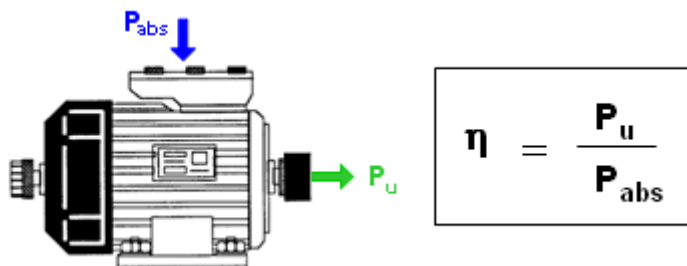


Figura 27. Relación entre potencia útil y absorbida.

1.4 Formulación del problema

¿En qué medida el dimensionamiento y selección del sistema de enfriamiento forzado de mosto por agua en destilería de alcohol Laredo SA contribuirá a aumentar la capacidad de producción de alcohol!?

1.5 Justificación del estudio

Justificación tecnológica.

Al seleccionar e instalar los componentes de un sistema de enfriamiento forzado del mosto, automático, se tendrá una tecnología actualizada, de mayor capacidad, eficiencia y menor costo operacional en la empresa LAREDO S.A.A.

Justificación social.

Se mejorará la sensación de bienestar laboral, entre el personal de operación y de mantenimiento de la destilería de alcohol, pues se tendrá menos problemas de operación y de mantenimiento, logrando mayor continuidad y seguridad en el proceso, además de mayor calidad.

Justificación económica.

Al aplicar la nueva tecnología de enfriamiento del mosto se tendrá mayor capacidad de enfriamiento, por lo tanto, mayor producción de alcohol para la venta, lo que redundará en beneficios económicos para todos los trabajadores.

Justificación ambiental.

Al implementar un sistema adecuado de enfriamiento del mosto, se reducirán o eliminarán las mermas, es decir derrames del mosto de sus cubas, lo que redundará en menor olores fuertes para los trabajadores y menos afluentes, pues se reducirá el consumo de agua para lavado del mosto, que va a canales de desagüe.

1.6 Hipótesis

El dimensionamiento y selección de un sistema de enfriamiento forzado de mosto por agua en destilería de alcohol Laredo S.A. contribuirá a aumentar la capacidad de producción de alcohol.

1.7 Objetivos

1.7.1 Objetivo General

Establecer en base a análisis el dimensionamiento y selección, con base técnica y justificación económica, de un sistema de enfriamiento por convección forzada de mosto por agua en destilería de alcohol de empresa Laredo, para aumentar capacidad de producción.

1.7.2 Objetivos Específicos

- Realizar el balance de flujo másicos, y de potencia térmica a plena capacidad.
- Determinar la carga térmica individual para el enfriamiento del mosto.
- Seleccionar el sistema de enfriamiento forzado del mosto por agua.
- Seleccionar los instrumentos de medida y control automático para el sistema de enfriamiento.
- Realizar el análisis económico: presupuesto de inversión, costos de operación, beneficios, tiempo de retorno de la inversión

II. MÉTODO

2.1 Tipo y diseño de investigación

El diseño para esta presente investigación es pre experimental.

Dónde:



G: Área de destilería empresa LAREDO S.A.

O1: CAPACIDAD DE PRODUCCIÓN ACTUAL

X: SISTEMA DE ENFRIAMIENTO FORZADO DE MOSTO POR AGUA

O2: AUMENTO DE CAPACIDAD DE PRODUCCIÓN

2.2 Operacionalización de variables

Variables independientes

- Dimensionamiento y selección del sistema de enfriamiento forzado de mosto por agua.

Variables dependientes

- Aumento de capacidad de producción de alcohol, litros/día
- Beneficio económico, soles/año

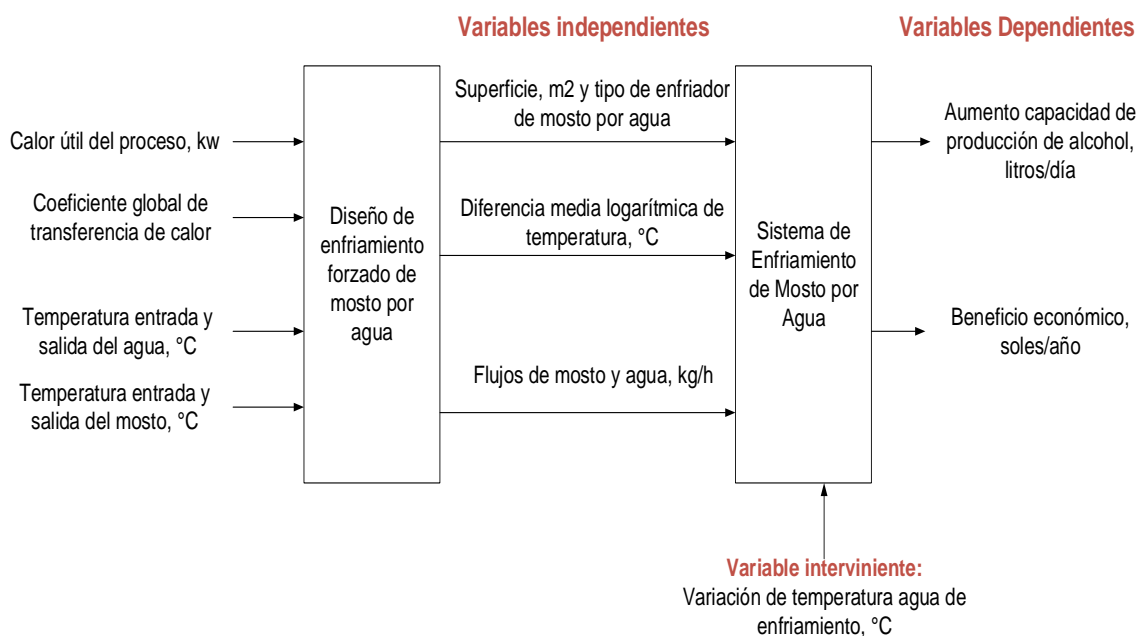


Figura 28. Matriz de operacionalización de variables.

Cuadro de variables

A continuación, se presenta la tabla 4 de operacionalización de variables

Tabla 4. Cuadro de operacionalización de variables.

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Variable independiente Sistema de enfriamiento forzado	Conjunto de arreglos mecánicos basados en los principios de la termodinámica y mecánica de fluidos.	Modificación de las características y condiciones de operación de los componentes de un sistema de enfriamiento por convección	Temperatura entrada y salida del agua Temperatura entrada y salida del mosto	Nominal Razón
Variable dependiente Capacidad de producción	Capacidad de obtener un producto aprovechando el enfriamiento forzado en el proceso de fermentación	Cantidad de alcohol producido en destilería a partir de mosto enfriado eficientemente	Cantidad de mosto % de alcohol Litros/d	Razón
Variable dependiente Beneficio económico	Valor monetario de hacer alguna mejora o por aumento de producción	Producto de la producción adicional por el precio de venta del producto respectivo	Ingresos soles Costo de inversión	Razón

Fuente: Elaboración propia

2.3 Población y muestra

2.3.1 Población

Conjunto de sistemas de enfriamiento de mosto por agua de destilerías de alcohol de La Libertad

2.3.2 Muestra

Sistema de enfriamiento de mosto por agua de destilería de alcohol de Laredo SA

2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

Para este trabajo se realizó un cuestionario como instrumento y se elaboró una ficha de registro de datos. (VER ANEXO 1)

Se presenta también los instrumentos validados por los expertos. (VER ANEXO 2)

La tabla 5 es referente a las técnicas e instrumentos de recolección de datos.

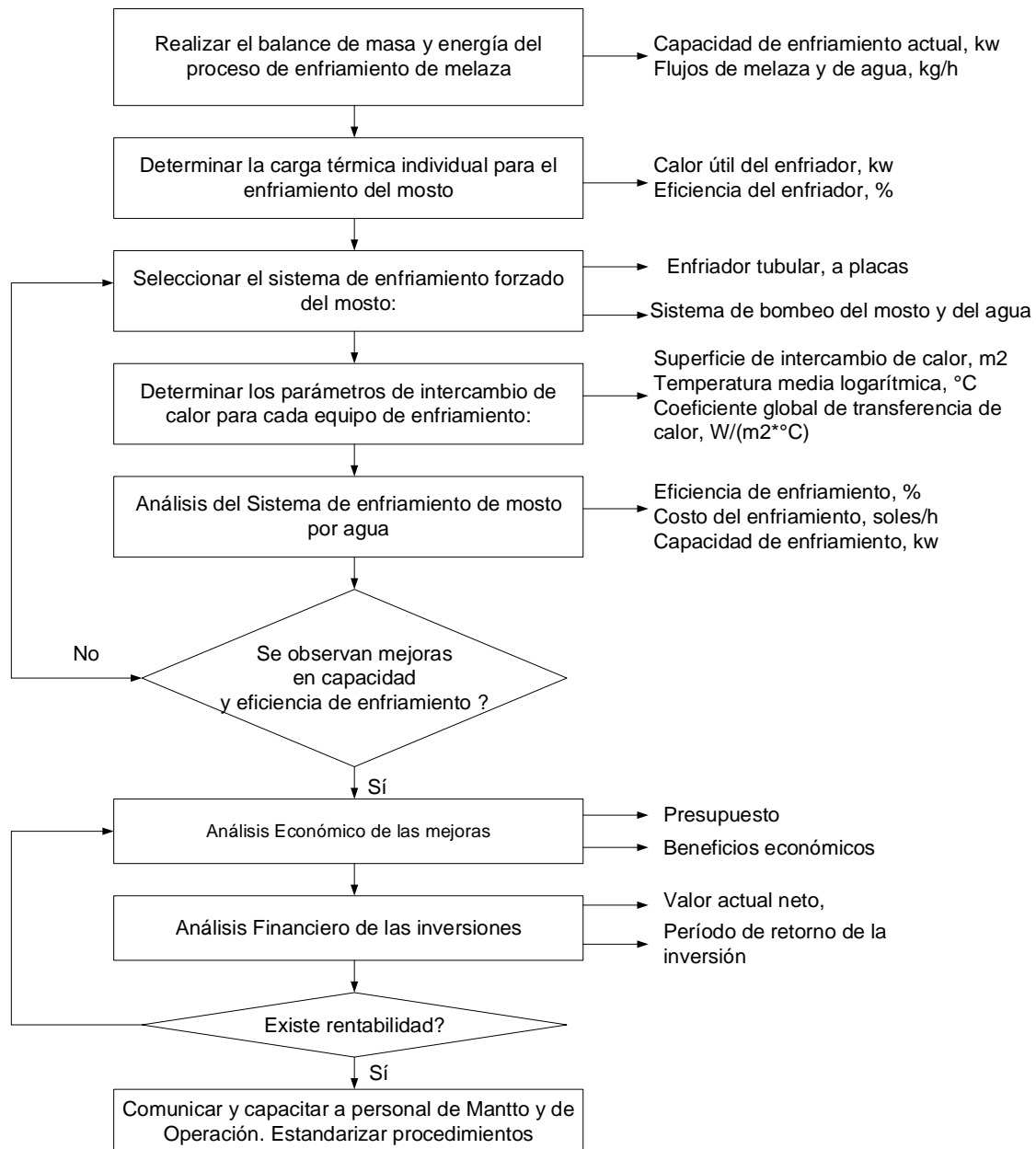
Tabla 5. *Técnicas e instrumentos de recolección de datos*

Técnica	Instrumento	Objeto	Objetivos
Encuestas	Cuestionario	Personal ejecutivo de Planta alcohol Laredo.	Definir prioridades en cuanto a tecnologías, capacidad, rendimientos y operaciones del sistema de enfriamiento de mosto por agua
Análisis de registro de datos	Ficha para registro de temperatura del mosto	Recepción del mosto y enfriamiento de mosto por agua, sin mezcla.	Determinar valores promedios de flujos másico, temperaturas del mosto y agua de enfriamiento, para el diseño

Fuente: Elaboración propia

2.5 Procedimiento

Se presenta la figura con el flujo de procedimientos aplicando el análisis de ingeniería para desarrollar los objetivos específicos y resolver el problema de investigación.



Fuente: Elaboración propia.

2.6 Métodos de análisis de datos

Se harán análisis descriptivos y analíticos del proceso de enfriamiento de mosto por agua, en las cubas respectivas, para determinar las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de variables y parámetros de la muestra de estudio, determinando indicadores de proceso: temperaturas y flujos, calor unitario.

Los parámetros de proceso serán procesados con estadística descriptiva.

En el análisis cuantitativo se aplicará la ingeniería básica:

Análisis de ingeniería para diseño de enfriador de mosto por agua

- Balance de flujos másicos y de calor
- Temperaturas del agua de enfriamiento y del mosto, entrada y salida del sistema
- Rendimiento del proceso
- Costos unitarios y totales
- Parámetros del enfriador de mosto por agua.

Que permitan realizar la selección del tipo de enfriador y realizar el diseño del enfriador para obtener la capacidad de enfriamiento requerida

Análisis económico financiero

Se determinarán presupuestos, beneficios brutos y netos, período de retorno de la inversión, que permitan determinar la rentabilidad de inversión y su justificación

Los resultados obtenidos serán puestos en tablas para analizar con mayor detalle el comportamiento.

2.7 Aspectos éticos

La información presentada en el presente estudio es propia del autor, en base a investigación y aplicación de los conceptos de ingeniería térmica, mecánica, eléctrica e hidráulica obtenidos en la UCV, sin plagio de ningún tipo.

III. RESULTADOS

3.1 Balance de flujo másicos, y de potencia térmica a plena capacidad

3.1.1 Determinación de carga térmica en cubas de fermentación.

Enfriamiento de mosto en destilería de alcohol Laredo

Para determinar la carga térmica, tomamos en consideración los siguientes parámetros

- N°. De cubas en servicio: 3
- Temperatura agua de entrada: 23°C
- Temperatura agua de salida: 30°C
- Flujo volumétrico de agua de enfriamiento, V_{agua}

El agua fluye por un canal rectangular abierto, para lo cual se midió las dimensiones del canal, así como la velocidad del agua.

$$V_{\text{agua}} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = B_{\text{canal}} (\text{m}) * H_{\text{agua}} (\text{m}) * U_{\text{agua}} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

En la cual:

V_{agua} : Flujo volumétrico del agua de enfriamiento, m³/s

B_{canal} : ancho del canal: 20 cm = 0.31 m

H_{agua} : Altura del agua en el canal: 0.020 m

U_{agua} : Velocidad del agua: 1 m/s

$$V_{\text{agua}} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = 0.31 \text{ m} * 0.020 \text{ m} * 1 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 6.20 * 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 22.32 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Flujo másico de agua

Teniendo el valor del flujo volumétrico del agua, empleamos el valor de la densidad del agua. (Vaxasoftware)(**VER ANEXO 3**)

$$m_{\text{agua}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = V_{\text{agua}} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) * \rho_{\text{agua}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

Dónde:

V_{agua} : flujo volumétrico del agua, m³/s

ρ_{agua} : densidad del agua, kg/m³

$$m_{\text{agua}} = 6.20 * 10^{-3} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) * 995 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) = 6.17 \text{ kg/s}$$

Flujo térmico útil total, en las tres cubas en servicio, Q_{u-t}

Ya con el flujo másico encontrado, las temperaturas de entrada – salida del agua, seleccionamos el calor específico medio del agua. (VER ANEXO 4)

$$Q_{u-t}(\text{kw}) = m_{\text{agua}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * c_p \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (t_f - t_i)(^\circ\text{C})$$

m_{agua} : flujo másico del agua, kg/s

C_p : Calor específico medio del agua, kJ/(kg*°C)

T_f : Temperatura final del agua, °C

T_i : Temperatura inicial del agua, °C

Reemplazando y procesando:

$$Q_{u-t} = 6.169 \text{ kg/s} * 4.187 \text{ kJ/(kg*}^\circ\text{C)} * (30-23) ^\circ\text{C} = 180.807 \text{ kW}$$

Flujo térmico útil en cada cuba, en promedio, Q_{unit} :

$$Q_{\text{unit}} \left(\frac{\text{kw}}{\text{cuba}} \right) = \frac{Q_{u-t}}{n} = \frac{180.807}{3} = 60.27 \frac{\text{kw}}{\text{cuba}}$$

Observaciones:

- El agua no enfría toda la superficie de la cuba (aproximadamente 20% de la superficie no es mojada)
- El proceso de enfriamiento del mosto no está automatizado, la temperatura alcanza valores de 34°C

3.1.2 Estimación analítica del calor generado en fermentación de mosto.

Balance de masa y energía en fermentación de mosto destilería Laredo

Para el balance de masa, empleamos los datos de molienda y producción.

Molienda de caña: 5000 ton/día → Horas de molienda: 23.5 h/día

Molienda horaria: $5000/23.5 = 212.765 \text{ ton/h caña}$

Producción de melaza: 3% en caña

$$212.765 * 0.03 = 6.38 \text{ ton/h} = 6380 \text{ kg/h}$$

Producción de mosto:

Según datos de Planta de alcohol Laredo, en la clarificación o dilución, la cantidad de agua que se adiciona en esta etapa se hace hasta que el mosto alcance una concentración de azúcares de 15%, que significa agregar 2.704 toneladas de agua por cada tonelada de melaza. El total de agua para esta etapa la aporta el vapor adicionado en esterilización, y agua clarificada, completando el total de mosto que entra a fermentación.

- Flujos de entrada: melaza esterilizada, agua.
- Flujo de salida: mosto.

Flujo necesario de agua, m_{agua} ; para obtener mosto con 15 % de azúcares fermentezibles:

$$m_{\text{agua}} \left(\frac{\text{Ton}}{\text{h}} \right) = m_{\text{melaza}} \left(\frac{\text{Ton melaza}}{\text{h}} \right) * C_{\text{agua}} \left(\frac{\text{Ton agua}}{\text{Ton melaza}} \right)$$
$$m_{\text{agua}} = 6.38 \frac{\text{Ton melaza}}{\text{h}} * 2.704 \left(\frac{\text{Ton agua}}{\text{Ton melaza}} \right) = 17.25 \left(\frac{\text{Ton}}{\text{h}} \right)$$

Flujo de mosto generado:

$$m_{\text{mosto}} \left(\frac{\text{Ton}}{\text{h}} \right) = m_{\text{melaza}} + m_{\text{agua}}$$
$$m_{\text{mosto}} = 6.38 \frac{\text{Ton melaza}}{\text{h}} + 17.26 \frac{\text{Ton agua}}{\text{h}} = \mathbf{23.64 \frac{\text{Ton mosto}}{\text{h}}}$$

Flujo que va a las cubas para su enfriamiento.

Azúcares fermentezibles en melaza, AF-m: 45% en melaza

$$6.38 \text{ ton/h} * 0.45 = 2.87 \text{ ton/h} = 2870 \text{ kg/h}$$

En fermentación:

Para calcular el CO₂ se tiene que las 6.38 toneladas de melaza/h que entra a proceso tienen un contenido de 45% de azúcares fermentables.

De la reacción de fermentación, por estequiometria: el 48.9 % del azúcar fermentezible, m_{AF}; se convierte en CO₂, el flujo de CO₂ producido es:

$$\begin{aligned} m_{CO_2} &= m_{AF} \left(\frac{\text{Ton}}{\text{h}} \right) * \% \text{Conv} - CO_2 = 2.87 \frac{\text{ton}}{\text{h}} * 0.489 \\ &= 1.403 \frac{\text{Ton CO}_2}{\text{h}} \end{aligned}$$

Con este valor se dimensiona el diámetro del tubo de venteo de la cuba.

Flujo de vino obtenido de la fermentación del mosto:

Para el flujo de mosto, reemplazamos en la siguiente fórmula

$$m_{\text{mosto}} + m_{\text{nutrientes}} + m_{\text{levadura}} = m_{\text{vino}} + m_{CO_2}$$

$$23.64 \text{ Ton/h} + 0.01 \text{ Ton} = \text{Flujo de Vino} + 1.4034 \text{ Ton/h CO}_2$$

$$\text{Flujo de Vino} = \mathbf{22.2466 \text{ Ton/h}}$$

Alcohol a producir

En este apartado consideramos el porcentaje de la producción específica de alcohol que es 51% del peso total de los azúcares fermentezibles. (Calderon, y otros, 2002)

$$m_{\text{alcohol}} = 2870 \frac{\text{kg AF}}{\text{h}} * 0.51 \frac{\text{kg Alcohol}}{\text{kg AF}} = \mathbf{1,466.57 \frac{\text{kg alcohol}}{\text{h}}}$$

Empleando el valor de la densidad del alcohol (**VER ANEXO 5**), se determina el flujo volumétrico del alcohol a producir.

$$V_{\text{alcohol}} = \frac{m_{\text{alcohol}}}{\rho_{\text{alcohol}}} = \frac{1466.57 \frac{\text{kg alcohol}}{\text{h}}}{810 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \frac{1 \text{m}^3}{1000 \text{l}}} = 1810.58 \frac{\text{litros alcohol}}{\text{h}} =$$

$$\mathbf{45548.64 \frac{\text{litros}}{\text{día}}}$$

Flujo molar de alcohol producido

Empleamos el valor de la masa molar del alcohol. (VER ANEXO 6)

Masa molar del alcohol: 46 kg/kmol

$$\text{Flujo molar de alcohol producido} = \frac{\text{Producción específica alcohol} \frac{\text{kg alcohol}}{\text{h}}}{\text{masa molar alcohol etílico} \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}}$$
$$\frac{1466.57 \frac{\text{kg alcohol}}{\text{h}}}{46 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} = 31.88 \frac{\text{kmol alcohol}}{\text{h}}$$

Flujo térmico en fermentación del mosto, $Q_{\text{fermentación del mosto}}$:

El flujo se da por medio del flujo molar del alcohol generado por el calor unitario del mosto.

$$\text{Calor unitario fermentación} = 65270 \frac{\text{kJ alcohol}}{\text{kmol}}$$

$$\dot{Q}_{\text{fermentación del mosto}} = \text{Flujo molar de alcohol producido} * \dot{Q}_{\text{unitario de fermentación}} \left[\frac{\text{KJ}}{\text{h}} \right]$$

$$31.88 * 65270 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{h}} \right] = 2080807.60 \frac{\text{KJ}}{\text{h}}$$

$$\dot{Q}_{\text{fermentación del mosto}} = \frac{2080807.60}{3600} = 578 \text{ kW}$$

3.1.3 Cálculo en función del número de cubas en servicio

Para el cálculo en función del número de cubas es necesario emplear los siguientes valores obtenidos anteriormente:

Volumen útil de cuba: 22.5 m³

Densidad del mosto = 1,160 kg/m³

Flujo de mosto = 23.64 Ton/h

$$V_{\text{mosto}} = \frac{23.64 \text{ Ton/h}}{1,160 \text{ kg/m}^3} = 20,379 \text{ litros mosto/h}$$

Número de cubas que se llenan, por hora de operación:

$$N_{r_{\text{cubas}}} = \frac{V_{\text{mosto}} \left(\frac{\text{litros}}{\text{h}} \right)}{V_{\text{unit-cuba}} \left(\frac{\text{litro}}{\text{cuba}} \right)} = \frac{20,379 \frac{\text{litros}}{\text{h}}}{22,500 \frac{\text{litros}}{\text{cuba}}} = 0.9$$

Es decir, se llena una cuba con mosto por cada 1.11 horas de operación

Calor unitario producido en fermentación del mosto: 133 kJ/litro

Calor total producido en cuba, Q_{t-cuba}:

$$Q_{t-cuba} = V_{\text{mosto}} \left(\frac{\text{litros}}{\text{h}} \right) * c_{p-v} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{litro}} \right)$$
$$Q_{t-cuba} = 22,500 \left(\frac{\text{litros}}{\text{h}} \right) * 133 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{litro}} \right) = 2,992,500 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 118.75 \text{ kw}$$

Nota: se considera que la fermentación en cada cuba tiene una duración de 7 horas.

Dependiendo de la carga total del sistema, se puede tener entre tres a cinco cubas en operación, al mismo tiempo.

Entonces, la carga térmica total, sería:

$$Q_{\text{Total-cubas}} = N_{r-cubas} * Q_{t-cuba} = 5 \text{ cubas} * 118.75 \frac{\text{kw}}{\text{cuba}} = 593.75 \text{ kw}$$

3.1.4 Dimensionamiento de Torre de Refrigeración

Para dimensionar la capacidad de enfriamiento de la torre empleamos flujo térmico en fermentación del mosto (578kW), se asume un factor de servicio de 20%, para asumir demandas pico de calor, sobre todo en verano.

Capacidad necesaria de Torre de Enfriamiento:

$$578\text{kW} + 578*0.20 = 693 \text{ kW} = 700 \text{ kW}$$

3.2 Carga térmica individual en cuba para enfriar el mosto.

Para determinar la carga térmica en cuba es necesario contar los siguientes parámetros:

Volumen de mosto en cuba: 22,500 litros

Calor unitario generado por mosto: 133 kJ/lit

Calor total generado en cuba, Q_{t-cuba} :

$$Q_{t-cuba} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{cuba}} \right) = Q_{\text{unit-cuba}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{litros}} \right) * V_{\text{cuba}}(\text{litros})$$
$$Q_{t-cuba} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{cuba}} \right) = 133 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{litros}} \right) * 22500(\text{litros}) = 2'992,500 \text{ kJ}$$

Tiempo de fermentación: 7 horas

Flujo térmico en cuba: $2'992,500 \text{ kJ}/7 \text{ h} = 427500 \text{ kJ/h} = \mathbf{118.75 \text{ kW}}$

Para el caso, se redondea a $Q_{ic} = \mathbf{125 \text{ kW}}$ = capacidad nominal del enfriador de mosto por agua, de placas, desmontable.

3.3 Dimensionamiento y selección de enfriador de mosto por agua en placas.

3.3.1. Dimensionamiento del tubo de venteo en cuba cerrada

Para dimensionar el tubo de venteo es necesario calcular los diferentes tipos de flujos.

Gas carbónico producido en fermentación del mosto:

Flujo de melaza

$$\text{Flujo de melaza} = \frac{(22500 * 1.116) \text{ kg mosto}}{3.7062 \text{ (kg mosto/h/kg melaza)}} = 7042 \frac{\text{kg melaza}}{\text{h}}$$

Flujo de gas carbónico

$$7042 \frac{\text{kg melaza}}{\text{h}} * 0.45 \frac{\text{kg AF}}{\text{kg melaza}} * 0.489 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{kg AF}} = 1549.60 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{h}}$$

Flujo volumétrico de CO₂

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{m_{\text{CO}_2}}{\rho_{\text{CO}_2}} = \frac{0.43 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{s}}}{1.67 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0.26 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Velocidad admisible del gas en tubo: 1.75 m/s

Sección transversal necesaria: $S = V/U = 0.26 \text{ m}^3/\text{s} / 1.5 \text{ m/s} = 0.148 \text{ m}^2$

Diámetro interior necesario del tubo = 0.434 m = 17 pulgadas

3.3.2. Determinación de demanda de agua de enfriamiento del mosto

Para condiciones de verano, el agua de entrada 26°C.

$$Q_{\text{Total-cubas}} (\text{kw}) = m_{\text{agua}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * c_p \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (t_f - t_i) (^\circ\text{C})$$

$$\rightarrow 125 \text{ kw} = m_{\text{agua}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 4.187 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (30 - 26) (^\circ\text{C})$$

Despejando, se obtiene el flujo de agua para cada uno de los enfriadores:

Flujo de agua en cada enfriador, en verano: $m_{\text{agua}} = 5.97 \text{ kg/s} = 21495 \text{ kg/h}$

$$\rightarrow V_{\text{agua}} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) = \frac{m_{\text{agua}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)}{\rho_{\text{agua}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} = \frac{21,495 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 21.6 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

N°. De cubas en servicio, máximo = 5

Demanda máxima de agua de enfriamiento: $5 * 21.6 \text{ m}^3/\text{h} = 108 \text{ m}^3/\text{h}$

Flujo total de cálculo, para dimensionar la bomba: $120 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0334 \text{ m}^3/\text{s}$ (se ha redondeado al flujo inmediato superior que se encuentra en el mercado, $120 \text{ m}^3/\text{h}$)

3.3.3. Cálculo de bomba de agua fría

Para la bomba de agua, calculamos H_2 (altura en metros de columna de agua), empleando las pérdidas de presión en los diferentes puntos.

$$H_2 = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + H_z + p_{\text{torre}} = 0.35 + 0.242 + 0.30 + 6 + 10 = 16.892 \text{ m.c.a.}$$

En la cual:

Δp_1 = pérdida de presión tubería de entrada, mca

Δp_2 = pérdida de presión en enfriador de calor, mca

H_z = altura hidrostática, mca

p_{torre} = presión entrada a boquillas de pulverización torre, mca

Altura de cálculo $H_2 = 18 \text{ m.c.a.}$ (metros columna de agua)

$H_1 = 0.70 \text{ m}$ succión negativa

Rendimiento esperado de la bomba: 82%

Potencia eje bomba

$$(0.0334 \text{ m}^3/\text{s} * 995 \text{ kg}/\text{m}^3 * 9.81 \text{ m}/\text{s}^2 * (18 + 0.70) \text{ mca}) / (0.80 * 1000) = 7.4 \text{ kw}$$

3.3.4. Potencia nominal del motor eléctrico

Se asume un rendimiento del motor del orden de 90 % y un factor de servicio de 1.20

$$P_n = 7.4 * 1.20 / 0.90 = 9.867 \text{ kw,}$$

Se redondea a $P_n\text{-ME} = 10 \text{ kw}$

Parámetros eléctricos del motor de jaula de ardilla:

$$U_c = 500 \text{ V,}$$

$$\cos\phi = 0.85,$$

$$f = 50 \text{ Hz}$$

3.3.5. Calor útil del sistema de enfriamiento de mosto por agua

Para la variación de temperatura promedio, seleccionamos las temperaturas máximas y mínimas mostradas en la figura 29 de diagramas de temperaturas en enfriador de mosto por agua.

$$125 \text{ kw} = \dot{m}_{\text{mosto}} * c_{p\text{-mosto}} * (t_{m1} - t_{m2}) * \eta = \dot{m}_{\text{agua}} * c_{p\text{-agua}} * (t_{a2} - t_{a1})$$

$$= k_G * S_{IC} * \Delta T_m$$

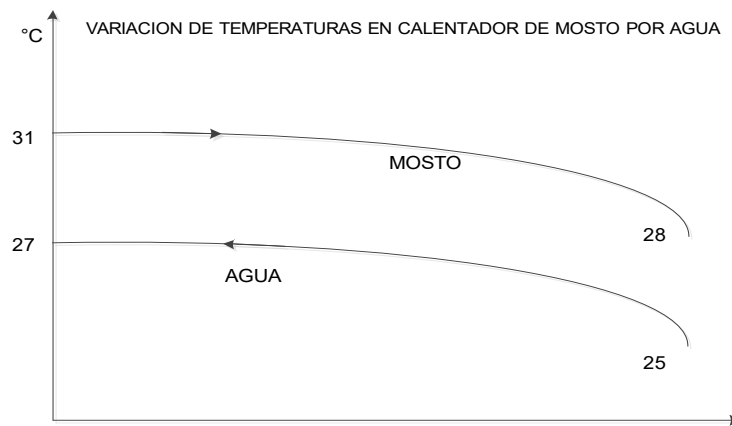


Figura 29. Diagramas de temperaturas en enfriador de mosto por agua

$$\Delta T_{\text{m}\acute{a}\text{x}} = 31 - 27 = 4^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{m}\acute{i}\text{n}} = 28 - 25 = 3^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\text{m}\acute{a}\text{x}} - \Delta T_{\text{m}\acute{i}\text{n}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{m}\acute{a}\text{x}}}{\Delta T_{\text{m}\acute{i}\text{n}}}} = \frac{4 - 3}{\ln 1.334} = 3.47^{\circ}\text{C}$$

3.3.6. Dimensionamiento y disposición de tuberías de mosto lado caliente y lado frío

Para el dimensionamiento de la tubería de mosto lado caliente y frío, es necesario saber el flujo másico y volumétrico de estos.

Cálculo hidráulico tuberías de mosto

Se asume velocidad del mosto en tubería = 2 m/s

Flujo volumétrico del mosto

Teniendo el calor total, procedemos a calcular el flujo másico y volumétrico del mosto, empleando las temperaturas máximas.

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{mosto}} * c_{p-\text{mosto}} * (t_{m1} - t_{m2}) = 125 \text{kw}$$

Flujo másico del mosto:

$$125 \text{kw} / (0.90 * 3.80 \text{ kJ}/(\text{kg} * ^\circ\text{C})) * (31 - 28)^\circ\text{C} = 12.18 \text{ kg/s}$$

Flujo volumétrico de mosto:

$$12.18 \text{ kg/s} / 1100 \text{ kg/m}^3 = 0.011 \text{ m}^3/\text{s}$$

Sección transversal tubería de mosto:

$$S = \frac{\dot{V}_{\text{mosto}}}{U_{\text{mosto}}} = \frac{0.011 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{2 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 5.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Diámetro interior tubería de mosto:

$$d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 5.5 \times 10^{-3}}{\pi}} = 0.083 \text{ m} = 3.3 \text{ pulgadas}$$

3.3.7. Cálculo mecánico de tubería agua y mosto

Para el cálculo mecánico de tubería agua y mosto se tiene en cuenta los siguientes parámetros y características:

Número de cédula de tubería

Se elige material: acero ASTM A 53,

Presión de servicio: 2.5 bar

Resistencia del acero ASTM A 53, a 30°C:

Número de cédula = 1000 (P/S)

- P : Presión de trabajo (psig)
- S : Esfuerzo de trabajo (psig)

$$Nr - \text{cédula} = \frac{1000 * 2}{840} = 2.38$$

De tablas normalizadas, se elige tubo de acero ASTM A 53, cédula 40, estándar

Con $d_n = 3''$, el cual tiene las siguientes dimensiones:

Diámetro interior: $3.068'' = 0.078 \text{ m}$

Diámetro exterior: $3.5'' = 0.0889 \text{ m}$

3.3.8. Dimensionamiento y diseño de disposición de tuberías de agua fría y caliente

Cálculo hidráulico tuberías de agua

Se asume velocidad del agua en tubería = 1.5 m/s

$$\text{Flujo volumétrico del agua: } \dot{Q}_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{agua}} * c_{p-\text{agua}} * (t_{a2} - t_{a1}) = 125 \text{ kw}$$

$$\text{Flujo másico de agua: } 5 * 125 \text{ kw} / (4.187 \text{ kJ}/(\text{kg} * ^\circ\text{C})) * (30 - 25)^\circ\text{C} = 29.85 \text{ kg/s}$$

$$\text{Flujo volumétrico de agua: } 29.85 \text{ kg/s} / 995 \text{ kg/m}^3 = 0.030 \text{ m}^3/\text{s}$$

Sección transversal tubería de agua:

$$S = \frac{\dot{V}_{\text{mosto}}}{U_{\text{mosto}}} = \frac{0.030 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.02 \text{ m}^2$$

Diámetro interior tubería de agua:

$$d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0.02}{\pi}} = 0.156\text{m} = 6.14\text{pulgadas} = 6''$$

Se elige tubo de acero ASTM A 26, dn = 6''

3.3.9. Cálculo mecánico de tubería

Para este cálculo, debemos elegir el tipo de material y características, el cual se da a continuación:

Número de cédula de tubería

Se elige material: acero ASTM A 53,

Presión de servicio: 3.5 bar

Resistencia del acero ASTM A 53, a 30°C:

Número de cédula = 1000 (P/S)

- P : Presión de trabajo (psig)
- S : Esfuerzo de trabajo (psig)

$$\text{Nr - cédula} = \frac{1000 * 6}{840} = 7.14$$

De tablas normalizadas, se elige tubo de acero ASTM A 53, cédula 40, estándar

Con dn = 6'', el cual tiene las siguientes dimensiones:

- Diámetro interior: 6.07'' = 154.178 mm
- Diámetro exterior: 6.63'' = 168.402 mm

En la figura 30 se muestra la disposición de las tuberías de mosto y agua de enfriamiento

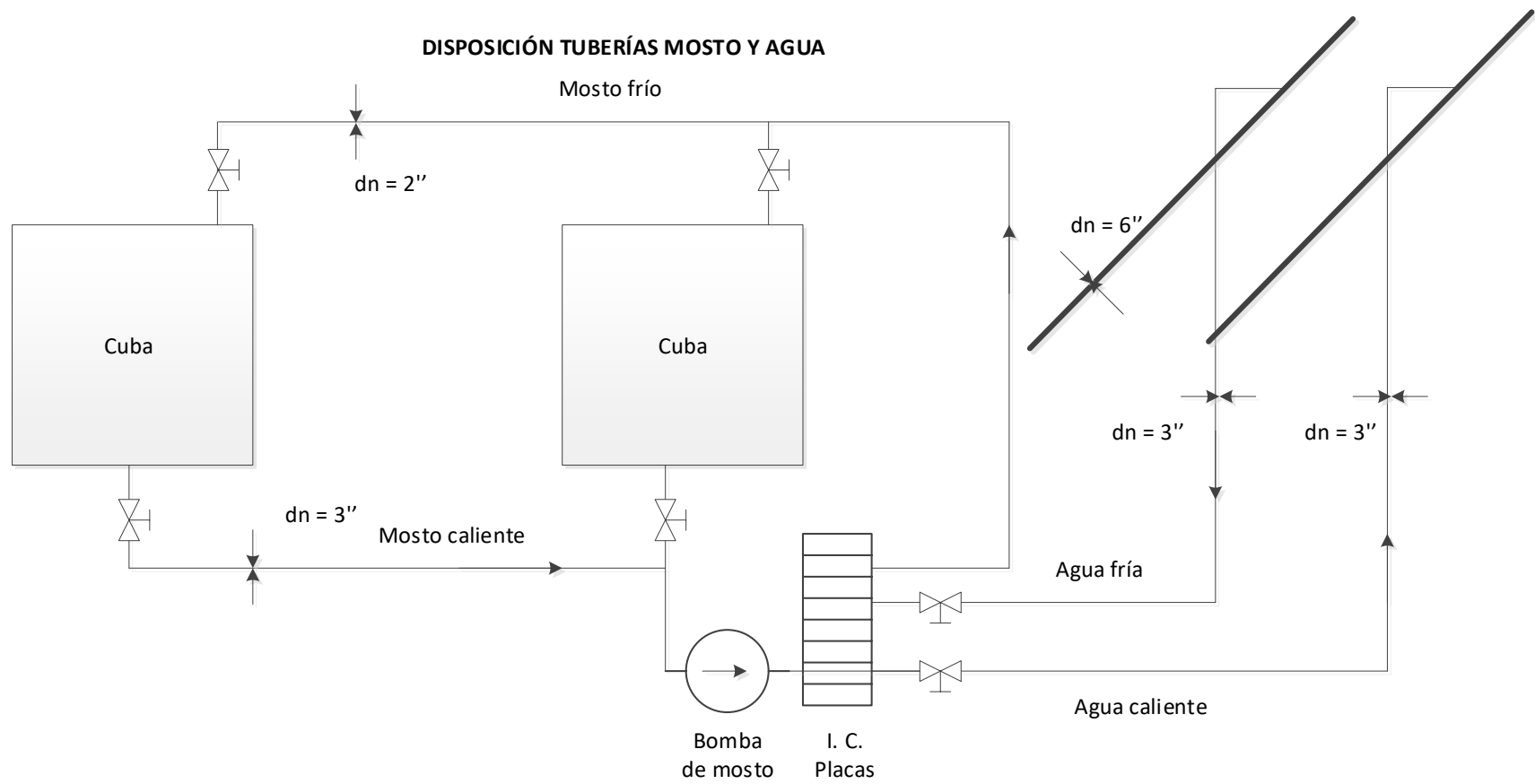


Figura 30. Disposición de tuberías de mosto y agua de enfriamiento. Elaboración propia

3.3.10. Cálculo de tubos de agua caliente y fría, entrada y salida de enfriador de placas

En el cálculo de flujo individual de agua para cada enfriador, se emplea las 5 cubas que están trabajando constantemente.

Flujo individual de agua en cada enfriador de placas:

$$V_{\text{unit-agua}} \left(\frac{\text{m}^3/\text{h}}{\text{cuba}} \right) = \frac{V_{\text{T-agua}} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)}{N_{\text{F-cubas}}}$$

Reemplazando y procesando

$$\rightarrow V_{\text{unit-agua}} \left(\frac{\text{m}^3/\text{h}}{\text{cuba}} \right) = \frac{120 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)}{5 \text{ cubas}} = 24 \frac{\text{m}^3}{\text{h} \text{ cuba}} = 6.67 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s} \text{ cuba}}$$

Velocidad admisible en tubería: 1.5 m/s

3.3.11. Sección transversal tubería:

Ya teniendo el flujo individual en cada enfriador y la velocidad admisible en tubería, reemplazamos para hallar la sección transversal de la tubería.

$$V_{\text{agua}} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = U_{\text{agua}} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) * S_{\text{T}} (\text{m}^2)$$

Despejando, reemplazando y procesando:

$$S_{\text{T}} (\text{m}^2) = \frac{V_{\text{agua}} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)}{U_{\text{agua}} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)} = \frac{6.67 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 4.45 * 10^{-3} \text{m}^2$$

Diámetro interior de tubo acero:

De la ecuación de sección transversal de un tubo cilíndrico:

$$S_{\text{T}} = \pi * \frac{d_{\text{int}}^2}{4} \rightarrow d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4 * S_{\text{T}}}{\pi}}$$

$$d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 4.45 * 10^{-3}}{\pi}} = 0.075\text{m} = 2.96\text{pulgadas} = 3''$$

De tablas normalizadas, se elige tubo de acero ASTM A 53, cédula 40, estándar con dn = 3'', el cual tiene las siguientes dimensiones:

- Diámetro interior: 3.07'' = 77.98 mm
- Diámetro exterior: 3.5'' = 88.9 mm

3.3.12. Selección de intercambiador de calor a placas

Se realiza en función de carga térmica útil, pérdida de presión en enfriador, coeficiente global de transferencia de calor, gradiente logarítmico de temperatura.

Flujo térmico nominal:

$$125 \text{ kW}^* = 450000 \text{ kJ/h} = 107501 \text{ kcal/h}$$

Lado de agua:

Caída de presión en I.C. = 2-2.5 m.c.a lado primario

Flujo de agua, lado primario: 24 m³/h

Conexión entrada: 3 pulgadas

Lado de mosto:

Caída de presión en I.C. = 2 - 2.5 m.c.a

Flujo de mosto: 12.18 kg/s

Conexión entrada: 3...3.5 pulgadas

Conexión de agua:

Cada IC de placas trabajará con 24 m³/h = 6.67×10^{-3} m³/s

Velocidad en interior de tubo: 1.5 m/s

Sección transversal tubo de entrada = 4.45×10^{-3} m³

Diámetro interior tubo de agua = 0.075 m = 2.96 pulgadas

Flujo térmico de cálculo:

$$125 \text{ kW} = 450000 \text{ kJ/h} = 107,501 \text{ kcal/h}$$

Se selecciona del catálogo del Fabricante (COMEVAL SL). (**VER ANEXO 7**)

El enfriador S1-36 TLA, capacidad de enfriamiento de 112,000 kcal/h =130

kW

Datos del fabricante:

Superficie de intercambio de calor $S = 4 - 5 \text{ m}^2$

Diferencia logarítmica de temperatura: $1.5 \text{ }^\circ\text{C}$

Coefficiente global de transferencia de calor en el intercambiador:

$K_G = 5000 \text{ w/ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

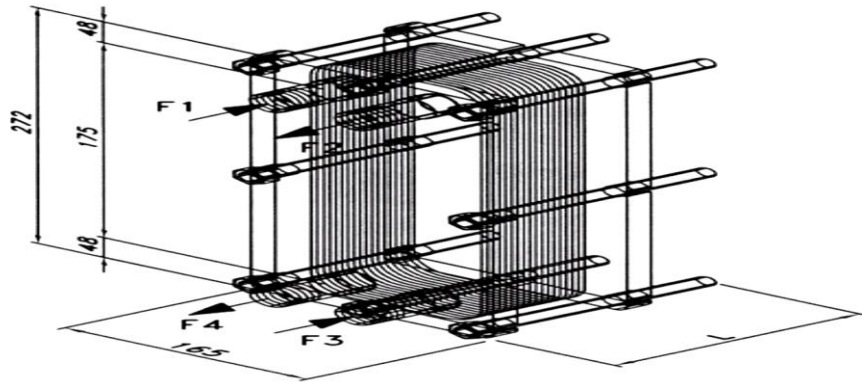


Figura 31. Intercambiador de calor COMEVAL.

Tipo	Potencia (Kcal/h)	Caudal-I (m3/h)	$\Delta P-I$ (bar)	Caudal-II (m3/h)	$\Delta P-II$ (bar)	S (m2)
S1-9TLA	23.000	1,56	0,16	0,66	0,041	0,12
S1-12TLA	35.000	2,38	0,17	1	0,057	0,16
S1-15TLA	46.000	3,13	0,22	1,32	0,053	0,22
S1-17TLA	57.023	3,88	0,246	1,64	0,062	0,25
S1-21TLA	68.000	4,64	0,242	1,95	0,06	0,30
S1-24TLA	79.000	5,39	0,245	2,27	0,06	0,35
S1-28TLA	90.054	6,14	0,25	2,59	0,07	0,45
S1-33TLA	101.000	6,89	0,26	2,9	0,061	0,50
S1-36TLA	112.000	7,64	0,275	3,22	0,067	0,55

Fuente: Fabricante Comeval

Aprobados de acuerdo a la PED 97/23/CE (**DIRECTIVA DE EQUIPOS A PRESIÓN**) con lo dispuesto en la Categoría 1 para fluidos del grupo 2, quedando excluidos los fluidos tóxicos, inflamables o de oxidación.

ENFRIAMIENTO DE MOSTO POR AGUA EN I.C. DE PLACAS Y TORRE DE REFRIGERACIÓN

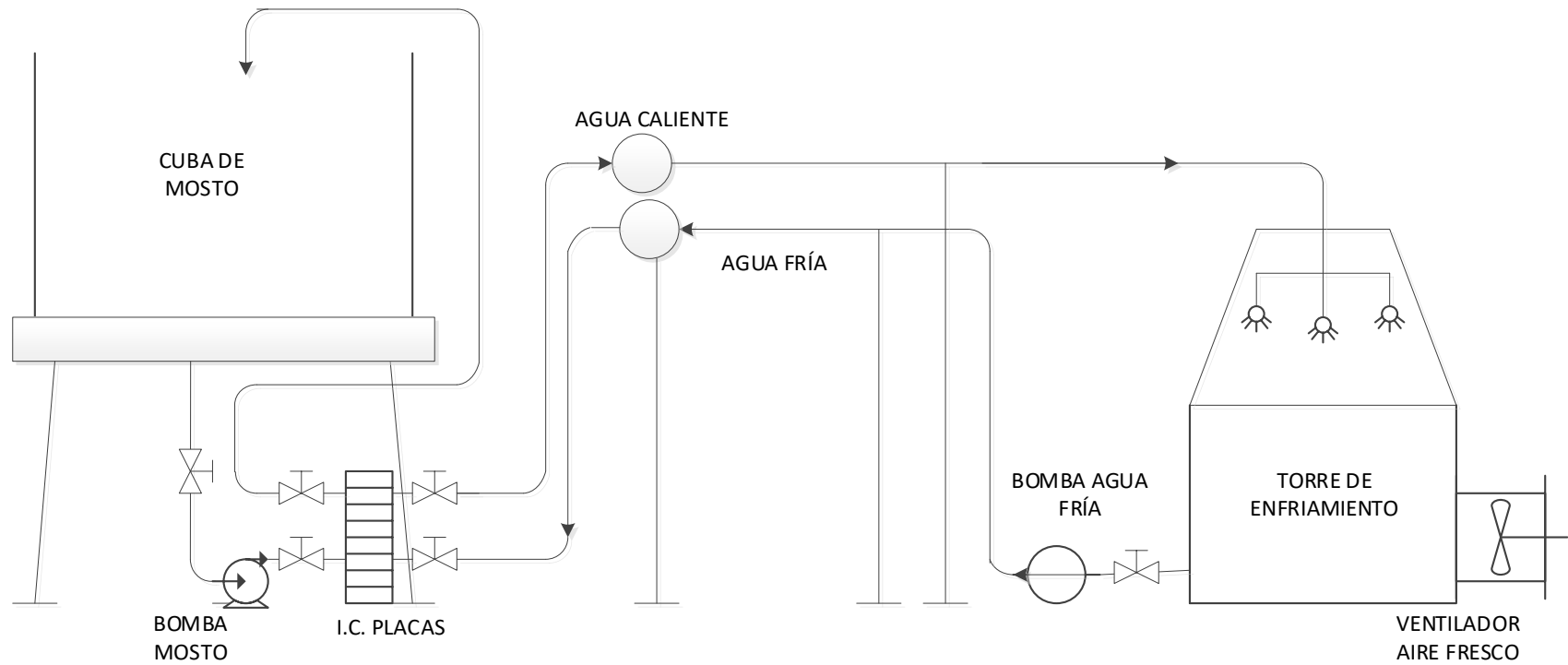


Figura 32. Proyección de disposición de sistema de enfriamiento de mosto por agua. Elaboración propia

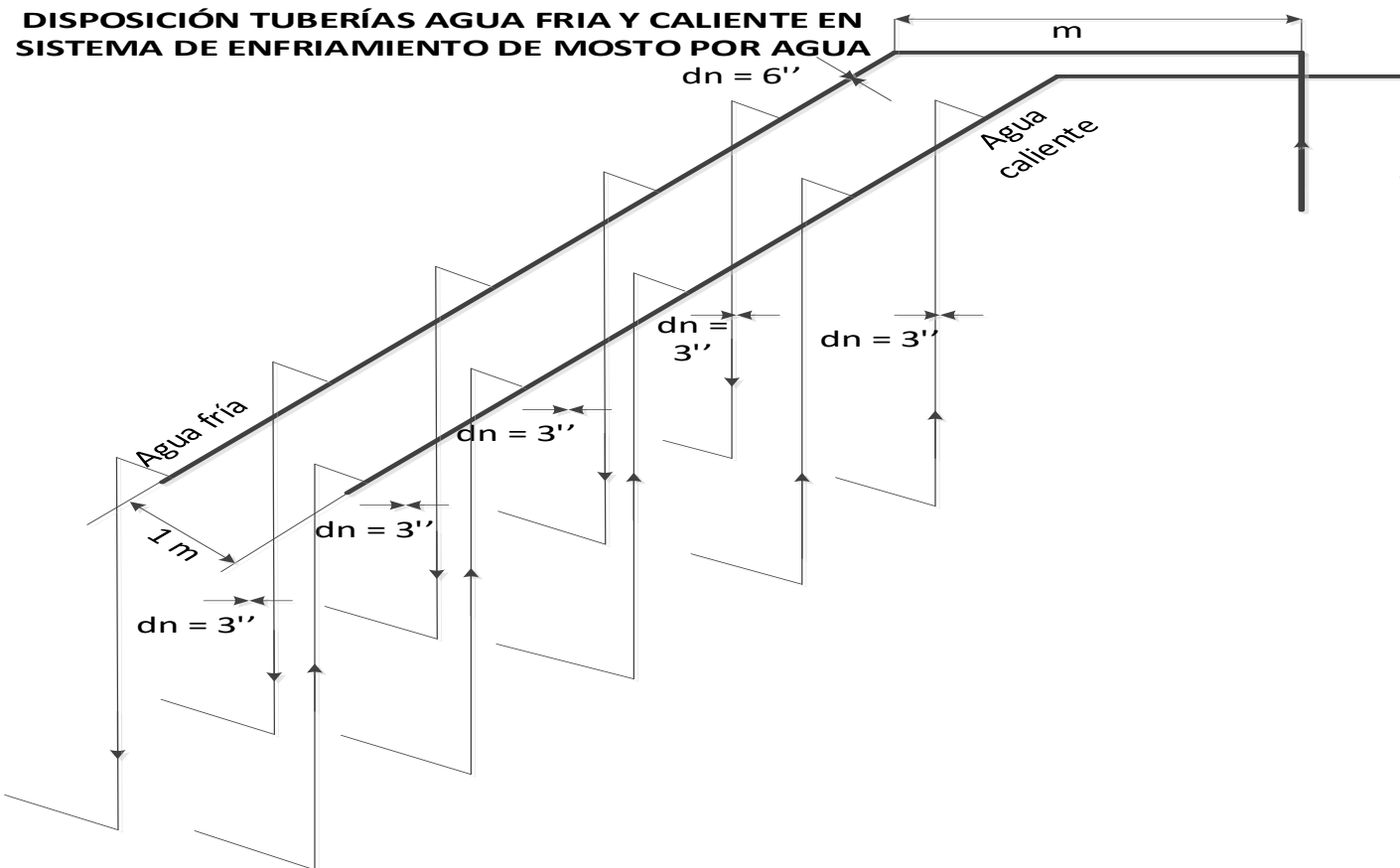


Figura 33. Disposición de tuberías de agua fría y caliente. Elaboración propia

DIMENSIONAMIENTO TUBERIAS Y BOMBA DE AGUA

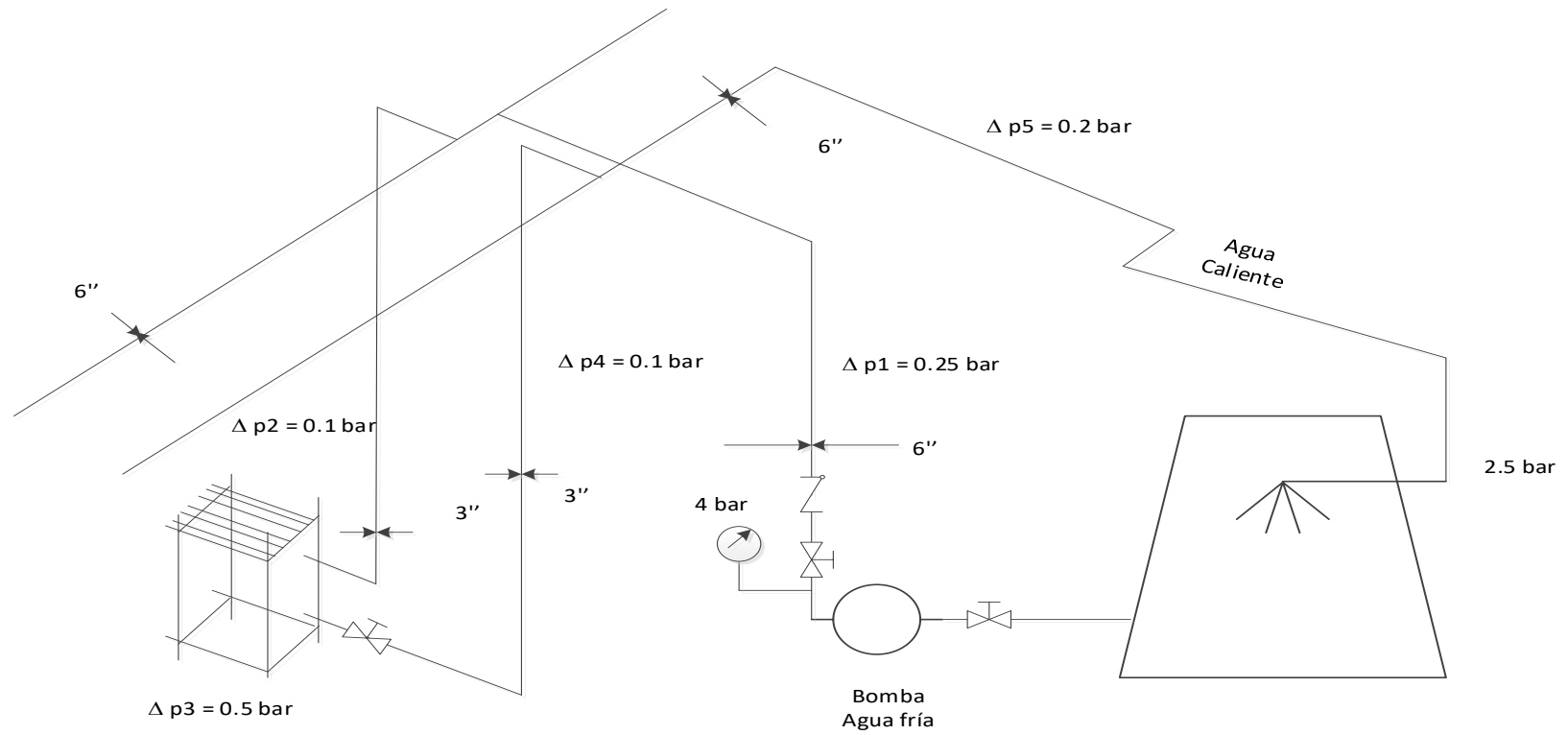


Figura 34. Disposición de componentes del sistema de enfriamiento de mosto por agua. Elaboración propia

3.3.13. Cálculo de bomba centrífuga, impulsor semiabierto para mosto.

Para la bomba centrífuga del lado del mosto, tenemos los siguientes parámetros:

Flujo másico del mosto = 12.18 kg/s

Densidad del mosto: 1100 kg/m³

Flujo volumétrico de mosto = 0.011 m³/s = 39.6 m³/h

Presión de descarga de bomba: 2 bar

Presión a la succión: 0.3 bar

$$\text{Potencia en eje de bomba: } P_{\text{eje-bomba}} = \frac{12.18 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * (20 - 3.5)\text{m}}{0.80 * 1000} = 2.46\text{kw}$$

Del catálogo Hidrostal, se elige una bomba centrífuga tipo de eje libre, norma ISO/DIS 2858, serie 65 – 315 (10)

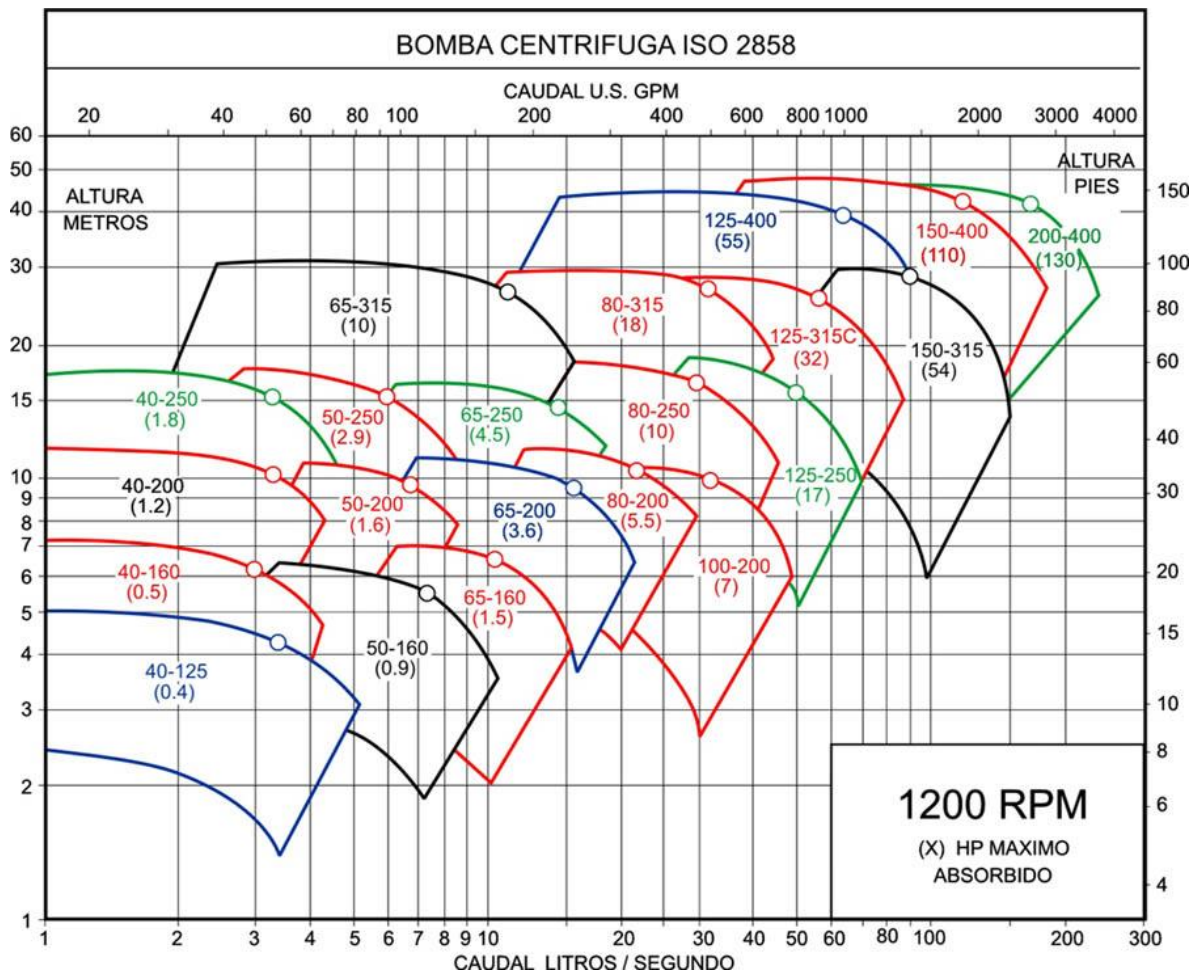


Figura 35. Diagrama con curvas internas de bomba para mosto.

3.3.14. Selección del motor eléctrico trifásico de accionamiento para bomba de mosto

En la selección del motor para el lado del mosto, teniendo la potencia en el eje de la bomba y ya seleccionada anteriormente, calculamos la potencia del motor con los siguientes parámetros:

$$\text{Potencia motor eléctrico: } P_{n\text{-ME}} = f.s. * \frac{P_{\text{eje-Bomba}}}{\eta_m * \eta_{ME}} = 1.20 * \frac{2.46}{0.83} = 3.55\text{kw} = 4\text{kw}$$

U = 480 V, Cos φ = 0.85, Trifásico, de jaula de ardilla, f = 50 Hz

Del catálogo de motores eléctricos WEG, se selecciona el motor estándar IE1

http://www.weg.net W21 - Carcasa de Aluminio - Standard Efficiency - IE1										
Norma	f	Un	Polos	Potencia	Carcasa		Ip / In	Par de arranque	Par máximo	Momento de
	Hz	V		kW						Inercia
IEC	50	480	2	4	100L	Carcasa Reducida	7.5	290%	310%	0.00647 kgm ²
IEC	50	480	2	4	112M	Carcasa Estándar	6.8	240%	300%	0.00728 kgm ²
IEC	50	480	2	5.5	112M	Carcasa Reducida	7.7	250%	300%	0.00956 kgm ²
IEC	50	480	2	5.5	132S	Carcasa Estándar	6.5	240%	300%	0.01589 kgm ²

Norma	f	Tiempo de rotor bloqueado	Peso kg	Nivel de ruido	Factor de	n nominal rpm	Eficiencia (%)		
	Hz				Servicio		50%	75%	100%
IEC	50	7 s	33	67 dB(A)	1	2870 rpm	79	81	83.1
IEC	50	9 s	33.5	64 dB(A)	1	2875 rpm	81	83	84
IEC	50	10 s	40	64 dB(A)	1	2870 rpm	85	85	85.5
IEC	50	11 s	55.3	68 dB(A)	1	2910 rpm	83	85	85.5

Norma	f	Factor de Potencia Potencia			In	Altitud	Régimen	Temperatura Ambiente	Protección
	Hz	50%	75%	100%	A				
IEC	50	0.72	0.81	0.86	6.8	1000 m	S1	-20°C - +40°C	IP55
IEC	50	0.71	0.82	0.87	6.5	1000 m	S1	-20°C - +40°C	IP55
IEC	50	0.8	0.87	0.9	8.4	1000 m	S1	-20°C - +40°C	IP55
IEC	50	0.71	0.81	0.87	8.8	1000 m	S1	-20°C - +40°C	IP55

3.3.15. Dimensionamiento y selección del conductor eléctrico

Considerando que la caída de tensión en el conductor será de 2.5%, entonces la tensión en bornes del motor eléctrico será:

$$U_{me} = 500 * (1 - 0.025) = 487.5 \text{ V}$$

Intensidad de corriente del motor en operación:

$$P = \sqrt{3} * U_{me} * I_{oper} * \cos \theta \qquad I_{oper} = \frac{3550}{\sqrt{3} * 487.5 * 0.85} = 4.95 \text{ A}$$

Dimensionamiento del conductor eléctrico

Se asume: distancia entre tablero y motor: 70 m

Caída de tensión en conductor:

$$\Delta U_C = \sqrt{3} * R_{cond} * I_{Lmax} \qquad R_{cond} = \frac{12.5 \text{ v}}{\sqrt{3} * 4.95 \text{ A}} = 1.46 \Omega$$

El conductor tiene una alta resistencia. El factor de potencia del conductor es 1

Sección transversal del conductor:

$$S_{cond} = \frac{\rho * L}{R} = \frac{0.0175 * 70}{1.46} = 0.84 \text{ mm}^2$$

Diámetro mínimo necesario del conductor trifásico

$$\rightarrow d_{cond} = \sqrt{\frac{4S_{cond}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0.84}{\pi}} = 1.034 \text{ mm}$$

Nota: no se ha considerado cálculo del conductor al corto circuito, por ser de baja potencia

Tabla 6. Secciones de neutro y diámetro de tubos (Guía BT-14)

Tubo o canal sobre superficie. I máxima (A)	Tubo enterrado. I máxima (A)	FASE (mm ²)	NEUTRO (mm ²)	Diámetro tubos (mm)
60	77	10	10	75
80	100	16	10	75
106	128	25	16	110
131	152	35	16	110
159	188	50	25	125
202	224	70	35	140

3.3.16. Características del conductor trifásico para el motor

Seleccionando, en función de resultados y datos de tabla adjunta:

Conductor trifásico TC (XHHW-2)

3 x 14

Número de conductores. 3

Alambres por conductor: 7

Espesor de aislamiento: 0.76 mm

Diámetro total aproximado: 1.78 mm

Intensidad admisible al aire libre: 25 A < Imáx de operación = 4.95 A

Conductor trifásico TC (XHHW-2)

Conductores comprimidos o compactados de cobre clase B, aislados con Polietileno Reticulado (XLPE), resistente a la humedad y al calor, tipo XHHW-2, los conductores de fase más el conductor de tierra (desnudo o aislado) son cableados conjuntamente y encintados con una cinta poliéster lisa uso eléctrico. Cubierta externa de PVC.

Tabla 7. Datos técnicos TC(XHHW-2)

FORMACION 3xC + T(desnudo)	Nº ALAMBRES	DIAMETRO CONDUCTOR (mm)	ESPESOR AISLACION (mm)	ESPESOR CUBIERTA (mm)	DIAMETRO PREVISTO CABLE (mm)	PESO PREVISTO CABLE (Kg/Km)	Capacidad Corriente * (A)
3x14	7	1.78	0.76	1.14	10.7	156	25
3x12	7	2.24	0.76	1.14	11.8	228	30
3x10	7	2.83	0.76	1.14	13.3	321	40
3x8	7	3.39	1.14	1.52	17.4	497	55
3x6	7	4.27	1.14	1.52	19.0	727	75
3x4	7	5.39	1.14	1.52	21.2	1000	95
3x2	7	6.79	1.14	2.03	25.3	1523	130
3x1/0	19	8.66	1.4	2.03	31.0	2317	170
3x2/0	19	9.73	1.4	2.03	32.0	2835	195
3x4/0	19	12.26	1.4	2.03	38.8	4176	260
3x250	37	13.38	1.65	2.79	44.6	5415	290
3x350	37	15.85	1.65	2.79	49.3	7079	350
3x400	37	16.92	1.65	2.79	52.1	7735	380
3x500	37	18.92	1.65	2.79	56.5	9860	430

* Capacidad de corriente de acuerdo con la tabla 310-16 del NEC en canalización o directamente enterrados.
 Temperatura ambiente= 30°C
 La protección de sobrecorriente no deberá exceder de 15, 20 y 30 amperes para las secciones de 14, 12 y 10 AWG respectivamente.
 Los factores de corrección para distintas temperaturas ambiente (diferente a 30°C) ver tabla 310-16.

Dimensionamiento de estructuras metálicas para intercambiadores de calor sin mezcla y tuberías agua y mosto

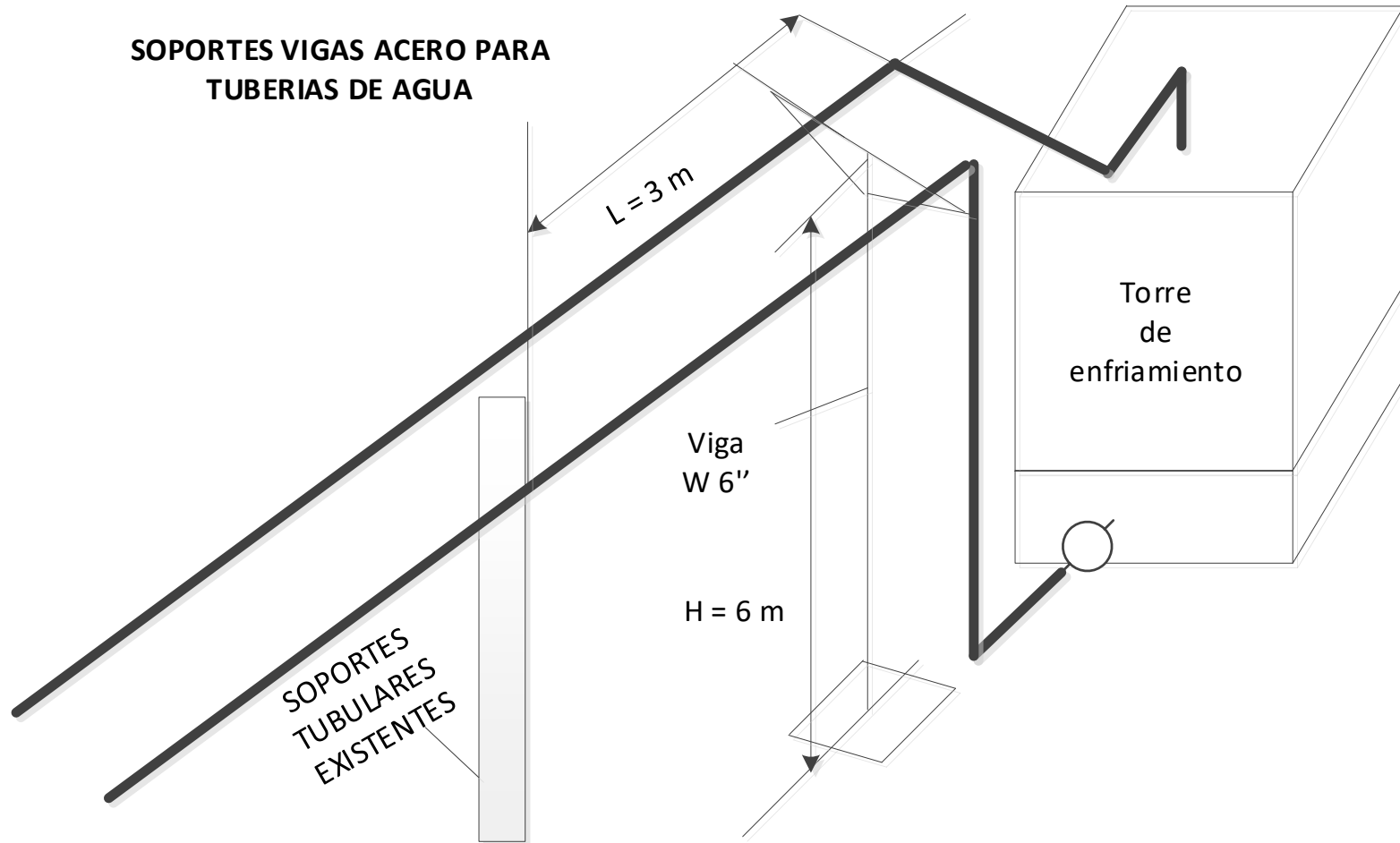


Figura 36. Soportes de vigas de acero para tuberías de agua caliente y fría. Elaboración propia

3.3.17. Cálculo de soportes para tuberías de agua

Para el presente caso, las tuberías de agua fría y caliente serán montadas sobre soportes existentes, de $d = 8$ pulgadas; cédula 40, acero ASTM A 36, cinco en total, simétricos. También se instalarán un soporte adicional, de viga de acero ASTM A 36, $w 6'' \times 15$ libras/pie, cuyo esquema se detalla en la figura anterior.

Peso de las tuberías de agua:

Peso unitario, tubos vacíos, $dn = 6$ pulgadas, cédula 40: 28.23 kg/m

Número de tubos en agua fría: 2.5 piezas,

Número de tubos en agua caliente: 2.5 piezas

Total, tubos a ser soportados: 5 piezas

Peso total de tubos a ser soportados por vigas:

$$Pt = 5 \text{ tubos} * 28.23 \text{ kg/m} * 6 \text{ m} = 846.90 \text{ kg}$$

Masa con tubos llenos de agua:

Volumen unitario tubo 6 pulgadas, cédula 40: 0.01868 m³/m

Masa de agua en tubos:

$$4 \text{ tubos} * 0.01868 \text{ m}^3/\text{m} * 6 \text{ m} * 995 \text{ kg/m}^3 = 557.598 \text{ kg}$$

Masa total tubos con agua: 1404.497 kg

Peso total tubos con agua:

$$1,404.497 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 = 13,778.125 \text{ N} = 1,378 \text{ daN}$$

Esfuerzo a la compresión del acero ASTM A 36:

- Resistencia a la tracción: $\sigma_t = 4700 \text{ daN/cm}^2$
- Resistencia a la fluencia: $\sigma_f = 2481.93 \text{ daN/cm}^2$
- Elongación: 20%

Carga unitaria para cada soporte: $1378 \text{ daN}/6 = 230 \text{ daN}$

3.3.18. Dimensionamiento de la viga al esfuerzo compuesto de compresión y flexión:

Módulo de resistencia necesario de la viga:

$$\sigma_{\text{eficaz}} = \frac{P_t}{\sigma_c} + \frac{M_f}{W_{\text{nec}}} = \frac{230 \text{ daN}}{4700 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}} + \frac{230 * 1.25 \text{ daN} * 600 \text{ cm}}{W_{\text{nec}}} = 2500 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \rightarrow W_{\text{nec}} = 69 \text{ cm}^3$$

En la ecuación: 1.25 = factor de amplificación de fuerza de flexión, por sismo moderado

Se ha considerado la resistencia eficaz de la viga como resistencia al corte, 53.2% * $\sigma_{\text{flexión}}$

Se elige, de tablas, la viga W 6'' x 13 libras/pie = W 4'' x 19.36 kg/m, w = 89.47 cm³

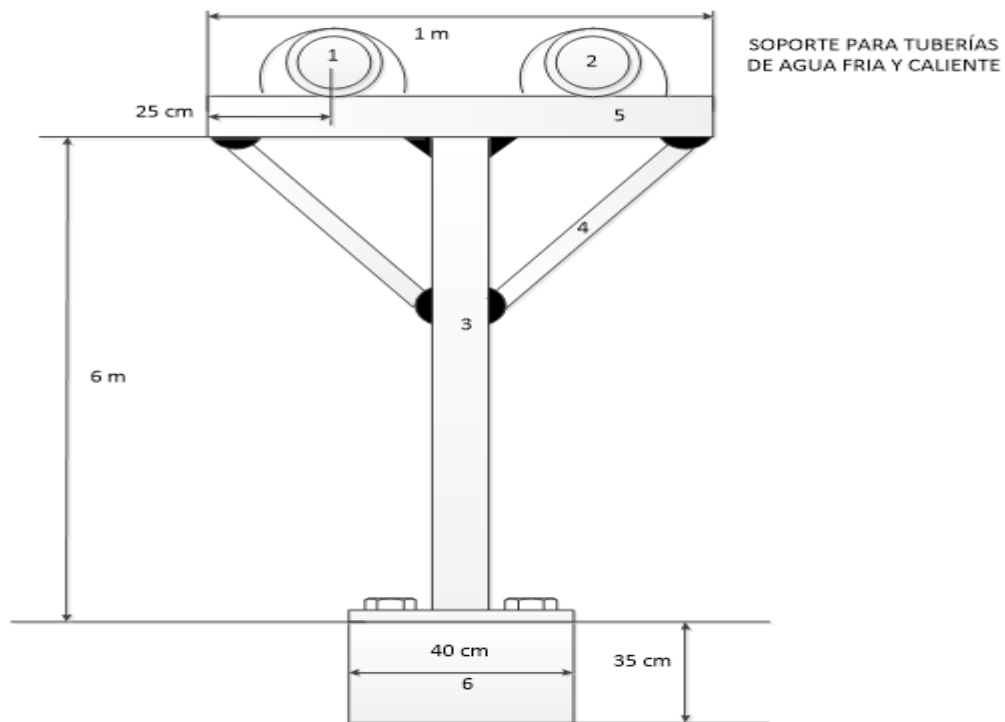


Figura 37. Vista lateral de soporte para tubos de agua. Elaboración propia

1. tubo agua fría, 2. tubo agua caliente, 3. viga acero ASTM A 36, W 6'' x 15
4. viga acero ASTM A 36, W 6'' x 15, 5. viga acero ASTM A 36, W 6'' x 15
6. soporte de concreto.

3.3.19. Cálculo de pernos de sujeción de viga en soportes de concreto

La viga w 4'' x 13 lb/pie será fijada sobre las bases de concreto, con pernos de acero, cuatro por viga, los cuales se fijarán con la ayuda de planchas metálicas (cartelas)

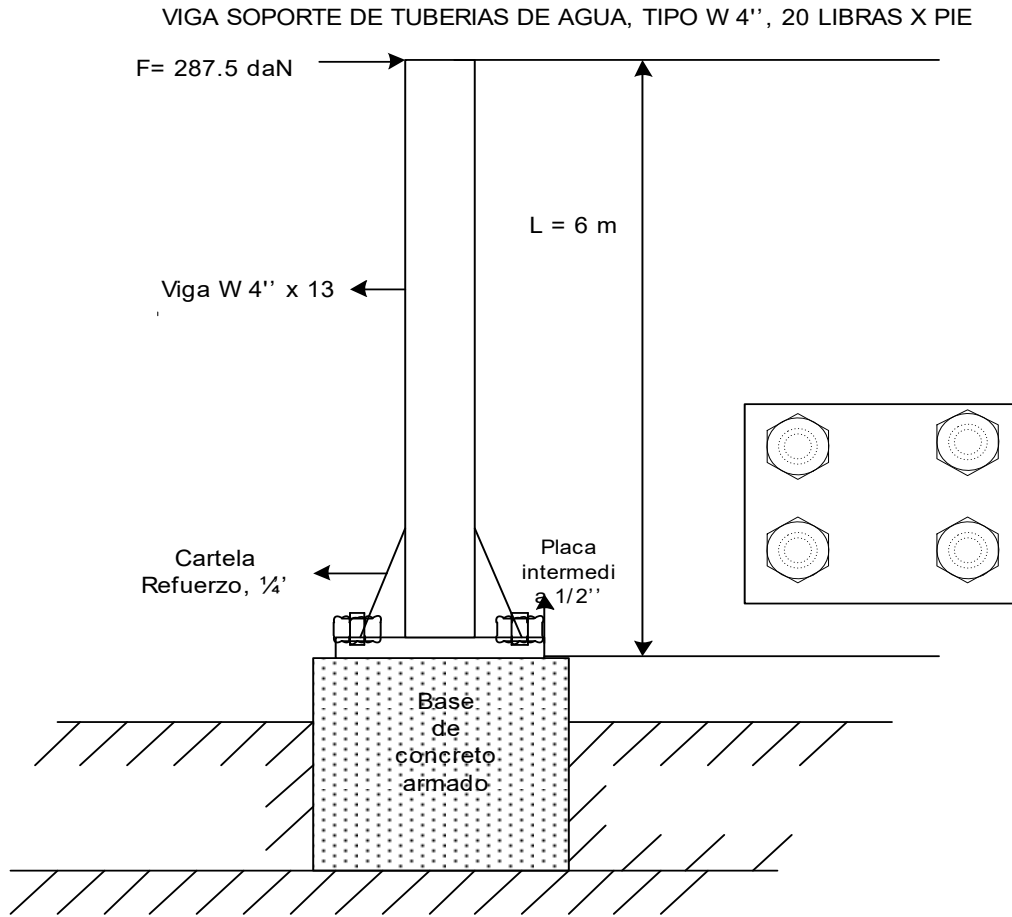


Figura 38. esquema para cálculo de cimentación de soportes para tubos. Elaboración propia

Momento de flexión por movimiento sísmico moderado, hasta los pernos:

$$M_f = F_H * H_{viga} = 287.5 \text{ daN} * 6 \text{ m} = 287.5 \text{ daN} * 600 \text{ cm} = 172,500 \text{ daN} * \text{ cm}$$

Momento flector en cada perno:

$$M_f\text{-unitario} = 172,500 \text{ daN} * \text{ cm} / 4 = 43125 \text{ daN} * \text{ cm}$$

Para pernos grado 8: esfuerzo a la rotura: 150,000 psi = 10169.50 daN/cm²

Resistencia a la flexión del material del perno: 10169.5 * 1.10 = 11186.45 daN/cm²

Módulo de resistencia necesario para el esfuerzo flector admisible:

$$W = \frac{M_f}{\sigma_{adm}} = \frac{43125 \text{ daN} * \text{ cm}}{11186.45 \frac{\text{ daN}}{\text{ cm}^2}} = 3.85 \text{ cm}^3 = \frac{\pi * d^3}{32} \rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 * W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 3.85}{\pi}} = 3.4 \text{ cm} = 34 \text{ mm}$$

Se elige, perno templado de acero al carbono, grado SAE 8, de dn = 1.5'' pulgada







Pernos de acero grado SAE					
Grado SAE	Diámetro [inch]	Carga de prueba [kpsi]	Esfuerzo de ruptura [kpsi]	Material	Marcado de la cabeza
12	¼ - 1½ ¼ - ¾ ⁷ / ₈ - 1½	5533	7460	Acero de bajo carbono	
5	¼ - 11 ¹ / ₈ - 1½	8574	120105	Acero al carbono, Templado y Revenido	
5.2	¼ - 1	85	120	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	
7	¼ - 1½	105	133	Acero al carbono aleado, Templado y Revenido	
8	¼ - 1½	120	150	Acero al carbono aleado, Templado y Revenido	
8.2	¼ - 1	120	150	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	

Figura 39. Pernos de acero grado SAE

3.3.19. Parámetros de performance de la torre de enfriamiento

Rango de enfriamiento

Tenemos las siguientes temperaturas

$$T_{\text{entrada torre}} = 30^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{salida torre}} = 26^{\circ}\text{C}$$

Rango ($^{\circ}\text{C}$) = Temperatura del agua a la entrada – Temperatura del agua a la salida

Un alto rango significa buena performance.

Rango de trabajo en Torre: $30 - 26 = 4^{\circ}\text{C}$ en verano

Acercamiento de enfriamiento

$$\text{Acercamiento}(^{\circ}\text{C}) = T_{\text{agua Salida-Torre}} - T_{\text{Bulbo Humedo}}$$

Un bajo acercamiento significa una buena performance de la Torre de enfriamiento

Para Laredo, la $T_{\text{bh}} = 23^{\circ}\text{C}$

Entonces

Acercamiento, en verano será: $26 - 23 = 3^{\circ}\text{C}$

La temperatura del bulbo húmedo se determina con la ayuda de la tabla adjunta
(VER ANEXO 8)

Para condiciones de invierno: $T_{\text{bs}} = 23^{\circ}\text{C}$, $\phi_a = 80\%$,

Depresión psicrométrica $\Delta t = 2.5^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t = T_{\text{bs}} - T_{\text{bh}} = 2.5^{\circ}\text{C} \rightarrow T_{\text{bh}} = 23 - 2.5 = 20.5^{\circ}\text{C}$$

Para condiciones de verano: $T_{\text{bs}} = 25^{\circ}\text{C}$, $\phi_a = 74\%$,

Depresión psicrométrica $\Delta t = 3.5^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t = T_{\text{bs}} - T_{\text{bh}} = 3.5^{\circ}\text{C} \rightarrow T_{\text{bh}} = 25 - 3.5 = 21.5^{\circ}\text{C}$$

Se trabajará, por seguridad, bajo condiciones de verano

Eficacia de torre

Se mide en %.

$$\text{Eficacia} = \frac{\text{Rango}}{\text{Rango} + \text{Acercamiento}} = \frac{T_{\text{cw}} - T_{\text{cw-salida}}}{T_{\text{cw-entrada}} - T_{\text{Bulbo Humedo}}}$$

Una alta eficacia significa alta performance de la Torre de Enfriamiento

Eficacia proyectada

Para la eficacia se trabajará en las siguientes condiciones

En condiciones de verano:

$$\eta_{\text{torre}} = \frac{4}{30 - 21.5} * 100 = 47.05\%$$

El cual, es bajo.

En condiciones de invierno:

$$\eta_{\text{torre}} = \frac{7}{30 - 20.5} * 100 = 73.7\%$$

El cual es bastante bueno, se tendrá una menor demanda de agua en el sistema.

Capacidad de enfriamiento

$$\text{Calor.evacuado (kcal / h, Ton - refrigeracion (TR))} = \dot{m}_{\text{agua}} * c_p * \Delta t$$

Alta capacidad de enfriamiento significa alta performance

$$\dot{Q}_{\text{torre}} = \frac{\text{Nr.I.C.} * \dot{m}_{\text{agua}} * c_{p\text{-agua}} * (t_{a1} - t_{a2})}{3600} [\text{kW}]$$

\dot{Q}_{torre} = Capacidad de enfriamiento de torre, kW

Nº I.C. = Número máximo de intercambiadores de calor en servicio = 5

T_{a1} = temperatura entrada agua a torre = 30°C

T_{a2} = temperatura salida de agua de torre = 26°C

$$\dot{Q}_{\text{torre}} = 5 * (23880 \text{ kg/h} * 4.187 \text{ kJ/(kg*°C)} * (30-26) \text{ °C}) / 3600 = 555.47 \text{ kw}$$

Entonces, considerando un factor de servicio de 1.25, para las necesidades de enfriamiento del agua para enfriar mosto, en condiciones de verano, se necesita una Torre de:

$Q_n = 555.47 * 1.25 = 694 = 700$ kW térmicos de capacidad, es decir de 136 Toneladas torre.

Pérdida por evaporación

Es el flujo de agua evaporada en el proceso de enfriamiento =

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m}_{as} * (x_{as2} - x_{as1})$$

mas = Flujo de aire seco utilizado en torre

xas2 = humedad absoluta del aire, salida de torre

xas1 = humedad absoluta del aire, ingreso a torre

Flujo másico de aire seco en Torre de enfriamiento:

$$\dot{m}_{as} = \frac{\dot{m}_{ac} * (h_{ac} - h_{af})}{[(h_{as2} - h_{as1}) + (x_2 - x_1) * h_{ar} + x_2 * h_{ev-sal} - x_1 * h_{ev-ent}]} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Entalpías del aire:
$$h_{ais1} = 1.0032 * ta1 + x_{a1} * (l_v + 1.886 * ta1) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Condiciones del aire, salida de torre:

$$T = 29^\circ\text{C}$$

φa2 = humedad relativa del aire, salida = 95 %

Xa2 = humedad absoluta del aire salida = 24.30 g agua /kg a.s. = 0.024 kg agua/kg

as

$$h_{ais2} = 1.0032 * 30 + 0.024 * (2429.816 + 1.886 * 30) = 89.77 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Condiciones del aire, entrada a torre:

$$T = 25^\circ\text{C}$$

φa1 = humedad relativa del aire, a la entrada = 70 %

Xa1 = humedad absoluta del aire a la entrada = 0.016 kg agua/k

$$h_{ais1} = 1.0032 * 25 + 0.016 * (2429.816 + 1.886 * 25) = 64.711 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Flujo de aire seco necesario en torre

$$\dot{m}_{as} = \frac{119400 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * (125.734 - 109.04) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{\left[(89.77 - 64.711) + (0.024 - 0.016) * 104.829 + 0.024 * 2555.55 - 0.016 * 2548.32 \right]}$$
$$= \frac{1'993,263.60 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}}{(25.059 + 0.8386 + 61.332 - 40.773) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 42905.93 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Pérdida de agua por evaporación en torre:

$$\dot{m}_{\text{evap}} = \dot{m}_{as} * (x_{as2} - x_{as1}) = 42905.93 \frac{\text{kg.as}}{\text{h}} * (0.024 - 0.016) \frac{\text{kgagua}}{\text{kgas}} = 343.25 \frac{\text{kgagua}}{\text{h}}$$

El flujo de agua evaporada es igual al flujo de agua de reposición, make up necesario. Por ser un flujo bastante pequeño, se utilizará una línea de agua, d = 1''; con control de nivel por boya

Flujo volumétrico del aire húmedo que ingresa a la torre:

$$\dot{V}_{\text{aire-humedo}} = \frac{\dot{m}_{ah}}{\rho_{ah}} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

ρ_{ah} Densidad del aire húmedo a condiciones de entrada a la torre = 1.20 kg/m³

Con este parámetro y con la ecuación correspondiente se dimensiona la potencia del ventilador de tiro forzado (en kw)

$$\dot{V}_{\text{aire-humedo}} = \frac{\dot{m}_{as}}{\rho_{ah}} = \frac{42905.93 \text{kg/h}}{1.20 \text{kg/m}^3} = 35754.94 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 9.93 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

3.3.20. Cálculo potencia del ventilador de aire

Se elige un ventilador de tiro inducido, con las siguientes características:

- Diferencia total de presión: 45 mm columna de agua = 450 Pa
- Rendimiento volumétrico: 72%

Potencia en eje ventilador aire:

$$P_{\text{ventilador}} = \frac{\dot{V}_{\text{aire}} * \Delta p}{\eta_v} = \frac{9.93 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 400 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{0.72} = 5516.67 \text{w} = 5.52 \text{kw}$$

3.3.21. Cálculo potencia nominal del motor eléctrico que accionará el ventilador de aire

$$P_{n\text{-ME}} = \frac{P_{\text{eje-ventil}}}{\eta_{\text{mec}} * \eta_{\text{ME}}} * f.s. = \frac{1.103}{0.96 * 0.80} * 1.25 = 1.79 \text{kw} = 2 \text{kw}$$

Parámetros eléctricos del ME:

Tensión: 500 V,

Frecuencia: 50 Hz,

Rotor: en jaula de ardilla,

$\cos\phi = 0.85$

Dimensionamiento de bomba agua a torre de enfriamiento

BOMBEO DE AGUA CALIENTE A TORRE DE REFRIGERACIÓN

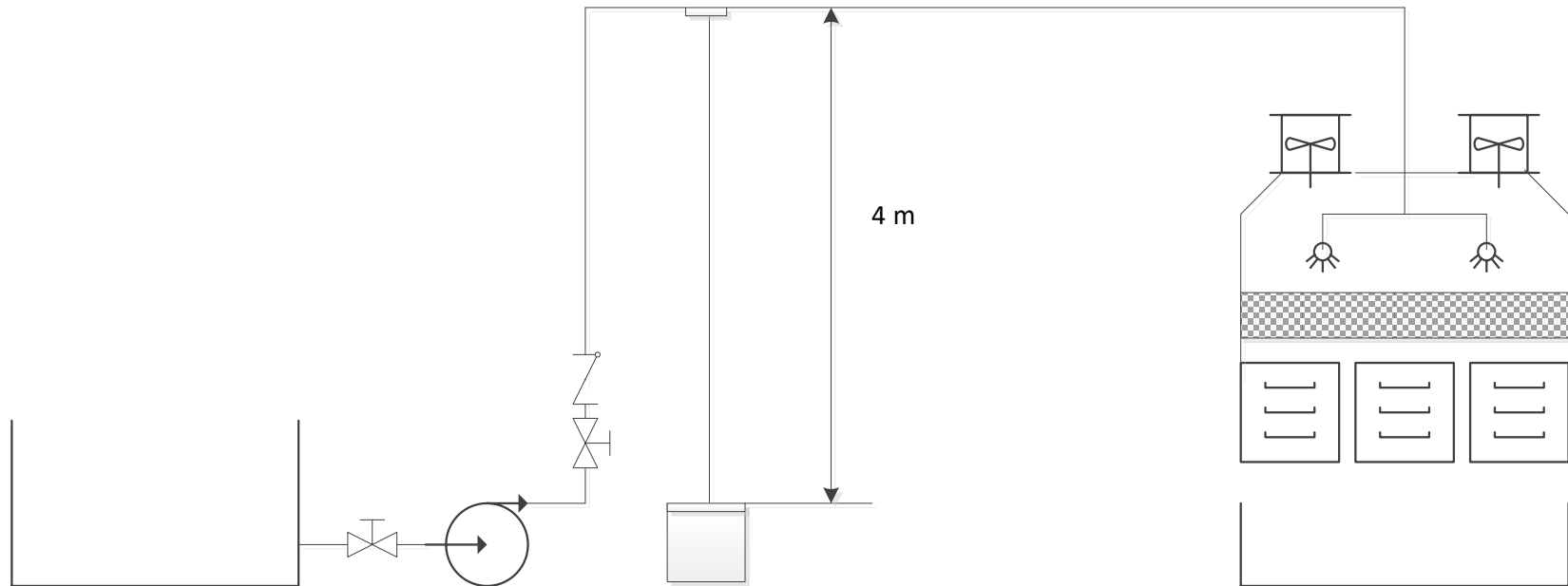


Figura 40.: Sistema de bombeo de agua a torre de enfriamiento

3.3.22. Bomba de agua para Torre de enfriamiento

Tenemos los siguientes parámetros:

Flujo de agua: 120 m³/h = 0.034 m³/s

Altura máxima de bombeo: 30 m.c.a.

Rendimiento estimado de bomba: 80 %

Densidad del agua, a 30°C = 995 kg/m³

Potencia en eje de bomba:

$$P_{\text{eje-Bomba}}(\text{kw}) = \frac{V \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) * \rho_{\text{agua}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * g \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) * H_B}{\eta_B * 100}$$
$$P_{\text{eje-Bomba}} = \frac{0.034 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 30}{800} = 12.44 \text{kw}$$

Potencia nominal del motor de accionamiento:

U = 500 V,

f = 50 Hz.

Factor de servicio, F.S.: 1.20,

rendimiento del ME = 82%,

rendimiento mecánico = 96%

$$P_{\text{n-ME}}(\text{kw}) = \frac{P_{\text{eje-Bomba}}(\text{kw}) * \text{F. S.}}{\eta_{\text{mec}} * \eta_{\text{ME}}}$$

$$P_{\text{n-ME}} = \frac{12.44}{0.97 * 0.85} * 1.20 = 17 \text{kw}$$

El Motor eléctrico será trifásico, de arranque directo, pues es de baja potencia.

3.4. Selección de instrumentos de medida y control para el sistema de enfriamiento de mosto

3.4.1. Ingeniería del Control automático del proceso.

Se implementará control automático en bucle cerrado, en feedback, modo de control PID.

DIAGRAMA ISA CONTROL TEMPERATURA MOSTO DESTILERIA DE ALCOHOL LAREDO

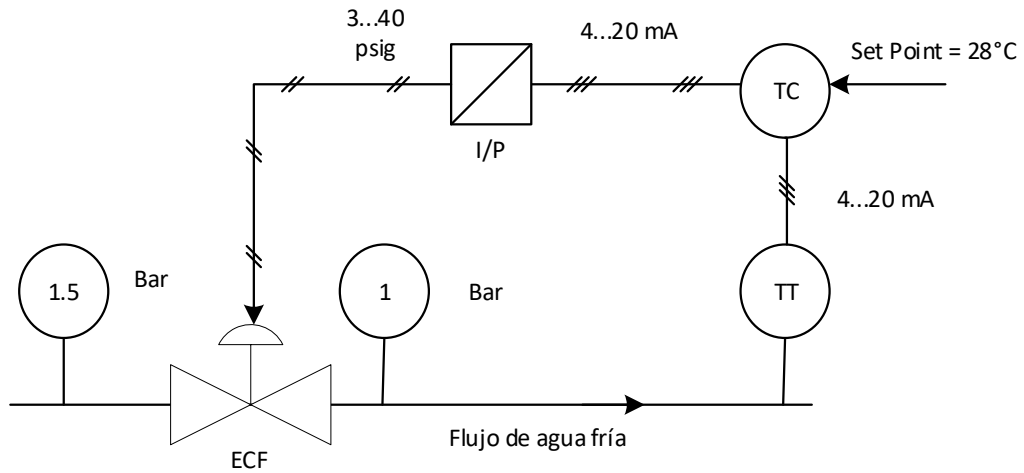


Figura 41. Diagrama ISA Control temperatura mosto. Destilería Laredo

Donde:

ECF: Elemento de control final, en este caso, válvula proporcional

TT: Transmisor de temperatura, Pt-100

TC: Controlador dedicado de temperatura, con kit PID

I/P: Convertidor electro neumático

Variable controlada: temperatura de mosto en cuba

Rango: 0...50°C

Valor deseado: 28°C

Variable manipulada: flujo de agua, enfriada en torre de refrigeración, kg/h

3.4.2. Componentes del bucle de control

Para el control de temperatura emplearemos un transmisor de temperatura, PT-100 (termoresistencia de platino), como se muestra en la figura 42; el cual convertirá la variable térmica a controlar que es la temperatura (°C) en señal eléctrica (Ω) la cual es enviada al controlador de temperatura.

Sensibilidad: 0.385 $\Omega/^\circ\text{C}$. Rango: 0...100°C.



Figura 42. Transmisor de temperatura PT-100.

También emplearemos un controlador: microprocesador, con funciones de control PID, el cual se encargará de procesar la señal de entrada (en Ω), que refleja la temperatura de la variable controlada, y determinar la magnitud de la señal de control, en función del modo de control requerido, PID



Figura 43. Controlador de temperatura

Características del controlador de temperatura

Alimentación: 220 V, 60 Hz

Entrada: 100...500 Ω ; Salida: 4...20 mA

Rango PID:

Banda proporcional: 0...999; Integral: 0...3999 s; Derivativo: 0...3999s

Precisión: 0.1% Full escala.

Selección del convertidor electro neumático

Función: convertir la señal eléctrica de control, en mA; en señal neumática, en psig, que acciona la válvula de control



Figura 44. Convertidor electro neumático Marca Masoneilan

Alimentación: aire, 20 psig, Entrada: 4 - 20 mA, Salida: 6 - 30 psi, Modelo: 4411 MASONEILAN

Elemento de control final: Válvula reguladora proporcional, con actuador neumático

Dimensionamiento de válvula de control de flujo de agua fría:



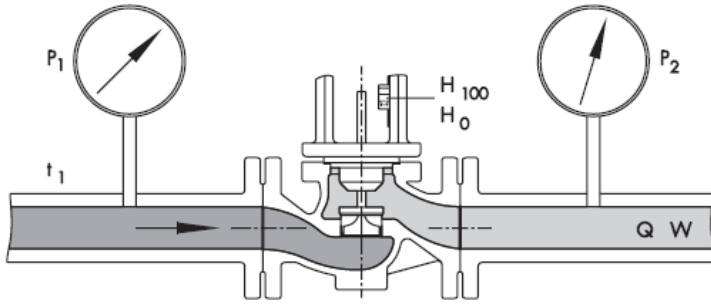
Figura 45. Válvula de control de flujo Marca Samson.

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 12500 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$t_{\text{agua}} = 26 \text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow \rho_{\text{Agua}} = 995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{V}_{\text{agua}} = \frac{12500 \text{ kg/h}}{995 \text{ kg/m}^3} = 12.57 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$k_v = Q * \sqrt{\frac{\rho_{\text{agua}}}{1000 * \Delta p}} = 12.57 * \sqrt{\frac{995}{1000 * (1.5 - 0.6)}} = 13.216 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$



- p₁ Presión de entrada a la válvula
- p₂ Presión de salida de la válvula
- H Carrera
- Q Caudal en m³/h
- W Caudal en kg/h
- ρ Densidad en kg/m³
(gral. también para líquidos)
- ρ₁ Densidad en la entrada en kg/m³
(para gases y vapores)
- t₁ Temperatura en °C en la entrada

Tabla 8. Valores característicos de válvula

Tabla 3a - Serie 240

K _{V5}	0,1 - 0,16 0,25	0,4	0,63	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	10	16	25	35	60	63	80	100	160	200	250	260	360	630		
∅ asiento mm	3	6	12	24	31	38	48	63	80	100	110	125	130	150	200									
carrera mm	15												30	15	30	60	30	60						
DN	x _{f2} - valor característico de la válvula determinado acústicamente																							
15	0,8	0,8	0,75	0,65	0,65	0,6	0,55																	
20	0,8	0,8	0,75	0,65	0,65	0,6	0,55	0,45																
25	0,8	0,8	0,75	0,65	0,65	0,6	0,55	0,45	0,4															
32		0,8	0,75	0,7	0,7	0,6	0,55	0,5	0,45	0,4														
40		0,8	0,75	0,7	0,7	0,6	0,55	0,5	0,45	0,4	0,35													
50		0,8	0,75	0,7	0,7	0,6	0,55	0,5	0,45	0,4	0,35	0,35												
65											0,35	0,35	0,25											
80											0,35	0,35	0,25		0,25									
100														0,25		0,25	0,2							
125															0,25	0,2	0,2							
150														0,2	0,2	0,2				0,2				
200																		0,2		0,2	0,2			
250																		0,2		0,2	0,2			
300																								

Fuente: Fabricante Válvulas Samson

De la tabla adjunta, se elige, para un kv = 16 > kvcalculado (13.216), una válvula con

- Diámetro nominal igual a 50 mm (2")
- Diámetro del asiento de la válvula interna: 31 mm
- Carrera de la válvula: 40 mm
- Valor característico de la válvula, determinado acústicamente: 0.4

3.5. Análisis económico:

Se muestra la tabla 9 con el presupuesto de inversión para el proyecto del sistema de enfriamiento.

Tabla 9. Presupuesto de inversión proyecto del sistema de enfriamiento.

PRESUPUESTO DE INVERSION PROYECTO ENFRIAMIENTO DE MOSTO					
	Denominación	Cantidad	U.M	P Unit	Precio
				S./UM	S/.
1	Torre de enfriamiento, 700 kw - estimado	1	Pieza	81500	81,500
Línea bombeo de mosto					
2	Motor trifásico, 4 kw, 500 V, 50 Hz	5	Pieza	1700	8,500
3	Bomba mosto, 20 m3/h, Ht = 20 mca	5	Pieza	1755	8,775
4	Válvula check, 3"	5	Pieza	850.5	4,253
5	Válvula de compuerta, dn = 3", bridada, clase 150	10	Pieza	540	5,400
6	Tubo acero ASTM A 53, dn = 3", cédula 40	30	Pieza	175	5,250
7	codo recto acero ASTM A 53	18	Pieza	25	450
Líneas agua caliente y fría					
8	Motor trifásico, 17 kw, 500 V, 50 Hz	1	Pieza	3200	3,200
9	Bomba agua, 120 m3/h, Htotal = 35 mca	1	Pieza	17500	17,500
10	I. C. Calor de Placas, desmontable; Q = 120 kw	5	Pieza	20000	100,000
11	Válvula compuerta Fe fundido, pn = 10 bar, dn = 6"	2	Pieza	4500	9,000
12	Válvula compuerta Fe fundido, pn = 10 bar, dn = 3"	10	Pieza	450	4,500
13	Tubo acero ASTM A 53, agua fría, dn 3"	12	Pieza	230	2,760
14	Tubo acero ASTM A 53, agua caliente, dn 3"	12	Pieza	230	2,760
15	Tubo acero ASTM A 53, St 40, dn 6"	5	Pieza	480	2,400
16	Vigas acero w 4" x 13 l/pies	3	piezas	1012.5	3,038
17	Plancha acero ASTM A, 1/4" x 5' x 20'	2	piezas	1250	2,500
18	Válvula reguladora flujo de agua, dn = 2"	5	piezas	4500	22,500
19	Controlador dedicado de temperatura	5	piezas	450	2,250
20	Transmisor de temperatura Pt 100	5	piezas	350	1,750
21	Convertidor electro neumático, 4..20 mA/3..15 psig	5	piezas	2500	12,500
22	Kit accesorios control automático	5	piezas	1000	5,000
23	Discos de corte	30	pzas.	7	210
24	Discos de desbaste	30	pzas.	7	210
25	Soldadura 6011	30	kg	12	360
26	Soldadura 7018	25	kg	15	375
27	Oxigeno	8	Botellas	160	1,280
28	Acetileno	2	Botellas	350	700
29	Pintura base	4	m3	40	160
30	Pintura acabado exterior*	5	m3	50	250
31	Mano obra pintura	6	DIAS	60	360
32	Herramientas	1	GBL	300	300
33	Mano de obra	6	Hombres	3000	18,000
Total inversión estimada					S/213,863

Fuente: Elaboración propia.

También en la tabla 10 se muestra las inversiones en estructuras metálicas plataformas y escaleras

Tabla 10. Presupuesto en estructuras metálicas.

Item	Especificación	Und	Cant.	Peso	Peso	Precio	Precio
				Unit.	tot.	Unit	Sub Total
A	PLATAFORMA			kg	kg	N.S./UM	N.S.
	C-4"x5.4# x 6000mm	Piezas	5	48.26	241.3	S/. 198.45	S/. 992.25
	TUB. LAC. Ø 1-1/4" x 6m Barandas	Piezas	10	15	150	S/. 26.33	S/. 263.25
	PL.- ESTRIADA 1/4"x1500x3000mm	Planchas	7	224	1568	S/. 638.40	S/. 4,468.80
B	ESCALERA DE GATO						
	TUB. LAC. LISO 1- 1/2"x6000mm	Piezas	2	24	48	S/. 45.00	S/. 90.00
	FIERRO LISO 1"x6m	Piezas	2	23.87	47.74	S/. 4.00	S/. 190.96
	PLATINA 3"x3"x 1/8"x6m	Piezas	3	19	57	S/. 36.00	S/. 108.00
TOTAL DE PLATAFORMA							S/. 6,113.26

Fuente: Elaboración propia.

Total, inversión a realizar: 213, 863 + 6,113.26 = 219,976 soles

Beneficios económicos:

Al implementar el sistema de enfriamiento, se mantendrá una temperatura de 30 °C, necesaria para mantener el proceso de fermentación del mosto, eliminando prácticamente la merma, que es de 2.5 % del flujo total de alcohol producido, que actualmente es de 45,548.64 litros/día, es decir la merma debido al mal enfriamiento del mosto es de 1138.72 litros alcohol/d se convierte en producción adicional de alcohol.

La utilidad neta promedio del alcohol, es de 35 % sobre el precio de venta sin IGV

Precio de venta del alcohol, sin IGV: 1.75 soles/litro

Producción adicional de alcohol por mejora en enfriamiento del mosto: 1138.72 litros/día

Beneficio económico neto mensual por mayor producción de alcohol, B:

$$B = V_{\text{alcohol adicional}} \left(\frac{1}{\text{día}} \right) * P_{\text{unit-venta}} \left(\frac{\text{soles}}{1 - \text{alcohol}} \right) * T_{\text{po oper mensual}} * \left(\frac{h}{\text{mes}} \right) * \% \text{utilidad}$$

$$B = 1138.72 \left(\frac{1}{\text{día}} \right) * 1.75 \left(\frac{\text{soles}}{1 - \text{alcohol}} \right) * 30 \frac{d}{\text{mes}} * 0.35 = 20924 \frac{\text{soles}}{\text{mes}} = 251088 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

Tiempo de retorno de la inversión, ROI:

$$R. O. I. = \frac{\text{Inversión (soles)}}{\text{Beneficio económico} \left(\frac{\text{soles}}{\text{mes}} \right)} = \frac{219,976 \text{ soles}}{20,924 \frac{\text{soles}}{\text{mes}}} = 10.51 \text{ meses} = 0.876 \text{ años}$$

IV. DISCUSIONES

- El coeficiente de transferencia de calor por convección en el enfriador seleccionado a placas, alcanza el valor de $5000 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, superior a los valores normales en intercambiadores tubulares, con coraza, que alcanzan valores de 700 hasta $1200 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, en función del régimen de flujo en tubos. También se debe indicar que la diferencia de temperatura entre mosto y agua es de 1 hasta $1.5 \text{ }^\circ\text{C}$ en el caso del enfriador a placas, y de 10 hasta $12 \text{ }^\circ\text{C}$ para el enfriador con tubos y coraza, por lo que es más conveniente utilizar enfriador de placas que enfriador de coraza y tubos, por mejor eficiencia, poco tamaño, facilidad de mantenimiento, precios razonables.
- El acercamiento de la torre de enfriamiento es de 3°C con temperatura de bulbo húmedo de 23°C , siendo pequeño, porque la temperatura de bulbo húmedo es elevada, la zona de operación es de clima cálido, lo cual se interpreta que se necesita mayor disponibilidad de agua para enfriar y mantener el mosto a $30 \text{ }^\circ\text{C}$.
- La eficiencia de la torre de enfriamiento se calculó para condiciones de verano, que son las más difíciles, alcanzando el valor de 47.05% solamente, debido al pequeño valor del acercamiento (Temperatura agua fría – Temperatura del bulbo húmedo), mientras que para invierno, la eficiencia de la torre de enfriamiento alcanza el valor de 73.7% , el valor de la temperatura del bulbo húmedo alcanza los $20.5 \text{ }^\circ\text{C}$, se interpreta que es conveniente considerar una mayor capacidad de enfriamiento de la torre, para condiciones de invierno resulta 555.47 kW (126.36 Toneladas torre de enfriamiento), mientras que en verano aumenta hasta 650 kW (147.88 toneladas torre), por esta razón se determina que la capacidad nominal de enfriamiento de la torre debe ser de 700 kW (160 Toneladas torre)
- El flujo de agua necesaria para enfriar el mosto es de $120,000 \text{ kg/h}$, es decir de $120.603 \text{ m}^3/\text{h}$ de agua a una temperatura promedio de $25 \text{ }^\circ\text{C}$, siendo agua de pozo.
- La evaporación del agua caliente en la torre de enfriamiento alcanza el valor de 343.25 kg/h ($0.35 \text{ m}^3/\text{h}$), este flujo debe ser igual a la capacidad de la bomba de agua de reposición. Esta cantidad representa 0.28% del flujo de agua a ser enfriada, es poca, y no encarecerá mucho el proceso de reposición del agua.

- Se analizó una variante, que es de mejorar la capacidad de enfriamiento de las cubas, por los medios señalados, se deberá lograr un aumento del orden de 40%, de su capacidad de enfriamiento, suficiente para las demandas de enfriamiento de mosto y asumir una mayor capacidad de producción de alcohol, eliminando prácticamente las mermas, pues no habría destrucción de azúcares fermentezibles, lo cual sucede a partir de 31 °C, al ser automático el control de temperatura del mosto, se tendrá prácticamente una temperatura estable, del orden de 30+- 0.05 °C, por ser control proporcional, integral, PID, con retroalimentación
- El flujo de aire seco necesario es de 42,905.93 kg/h, es decir se debe utilizar 0.35 kg de aire por cada kg de agua a ser enfriada, en condiciones críticas, de verano. En condiciones de invierno, la situación mejora, pues se tiene valores de la temperatura del aire de 15 a 17 °C, favoreciendo el proceso de enfriamiento del agua.
- Se seleccionó el modo de control automático PID con controlador dedicado, se puede obtener una precisión de +/- de 0.2 °C, lo cual es adecuado para obtener la temperatura deseada del mosto, de 30 °C y evitar las pérdidas por sobrecalentamiento.
- Al hacer el análisis económico, se determina que se obtiene en cada año de operación, un beneficio neto de 251,088 soles/año (a razón de 20,924 soles/mes), la inversión, que asciende a 219,997 soles, se recupera en 0.876 años, que es un valor bastante razonable, teniendo en cuenta que la vida útil del proyecto es de 20 años. Se interpreta que, en los 19.124 años de operación con utilidad, pues ya se habría recuperado la inversión, se tendría un ingreso total de 19.124 años*251088 soles/año = 4'801,806 soles, resultando una relación beneficio costo de 21.83, es decir, por cada sol que se invierte en la mejora del enfriamiento del mosto, se obtiene, como utilidad neta, 21.83 soles, lo que es muy atractivo.

V. CONCLUSIONES

- Se realizó el balance de flujo másicos, y de potencia térmica a plena capacidad, resultando que se utiliza flujo de melaza igual a 6.38 toneladas/h, lo cual genera 23.64 ton/h de mosto y 1.4034 ton/h de CO₂.
- En el proceso de preparación de mosto, se emplea 6.17 kg/s de agua, se genera 45,548 litros de alcohol/día, a partir de 2870 kg de azúcares fermentezibles/h
- Se determinó la carga térmica individual para el enfriamiento del mosto, es decir para cada cuba que estará en operación, que corresponde a 22000 litros de mosto que se fermenta en 7 horas, en promedio, siendo la carga térmica de 125 kW por cuba de fermentación.
- Se seleccionó el sistema de enfriamiento forzado del mosto: Intercambiador de calor a placas, de 125 kW cada uno; $KG = 5000 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; $D_t = 1.5^\circ\text{C}$; $S = 5 \text{ m}^2$
- Se seleccionó los instrumentos de medida y control automático para el sistema de enfriamiento, el modo de control será continuo, del tipo PID, con retroalimentación, se empleará sensor de temperatura: Pt100, controlador dedicado de temperatura, PID, con rango de 0 a 100 °C, y como elemento de control final, una válvula del tipo de globo, con actuador neumático, con rango de presiones igual a 3 - 15 psig
- Se realizó el análisis económico: presupuesto de inversión, costos de operación, beneficios, siendo la inversión igual a 219,976 soles, el beneficio neto asciende a 251,088soles/mes y el tiempo estimado de retorno de la inversión asciende a 10.51 meses.

VI. RECOMENDACIONES

- Implementar el sistema de enfriamiento de mosto por agua en cuba mejorada, por ser factible de obtener, debido a que se ha realizado un trabajo de campo, lográndose resultados muy buenos; al aumentar el flujo de agua y del tamaño de la superficie de la cuba, se reduce la temperatura del mosto desde 31°C y 33°C hasta 26°C y 27°C, en algunos sectores, mientras que en otros se ha logrado reducir desde 27°C hasta 23°C a 24°C, valores por debajo de la temperatura deseada, que es de 28°C. se debe indicar que el costo de implementar enfriamiento con cubas mejoradas es menor en un 50% al de enfriar en I.C. de placas.
- Implementar control automático de temperatura del mosto, cualquiera sea el modo de enfriamiento elegido.
- Capacitar a los operadores en las mediciones de parámetros de proceso y control automático con retroalimentación
- Al momento de instalar la torre de enfriamiento, solicitar que se dé un servicio postventa, consistente en visita técnica a Planta para monitorear correcto funcionamiento de la torre
- Si se opta por implementar el enfriamiento de mosto por agua en enfriadores de placas, se deberá tener cuidado de instalar un sistema de filtrado para el agua a utilizar, pues su suciedad e impurezas pueden hacer colapsar el enfriador respectivo

REFERENCIAS

Alfa, Laval. 1971. *An introduction to Heat Exchange*. 2. 1971.

Aranda, Carlos. 2014. *DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA PARA FLUIDOS LIQUIDO-LIQUIDO*. CALLAO : s.n., 2014.

BACHILLER: *Intercambiadores tubulares de calor [en red]* [Fecha de consulta: 20 de Octubre del 2018] Disponible en:

http://www.bachiller.com/productos/caldereria/intercambiadores_de_calor/intercambiadores_de_calor/intercambiadores_tubulares_de_calor.html

Barrera, Richar and Reyes, Luis. 2016. *OPTIMIZACIÓN DE LOS PARÁMETROS DEL PROCESO DE FERMENTACIÓN DEL JUGO DE CAÑA PARA OBTENER BIOETANOL EN LA PLANTA PILOTO DE ALCOHOL DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA-UNAP*. Iquitos : s.n., 2016.

BOYLESTAD, Robert L.(1980). *Análisis Introductorio de Circuitos*. Edit. Trillas, S.A.

Caballero, Magdaleno and Silva, Luis. 2012. Diseño de un sistema de recirculación y enfriamiento del agua para la destilación del mezcal. 2012, pp. 774-784.

Calderon, F and Navascués, E. 2002. Aplicacion de la ingeniería del frío a la industria enológica. Madrid : s.n., 2002.

Calderón, José and Gomez, Rafael. 2010. *ANALISIS Y ESTUDIO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN IMPLEMENTADO EN LA CERVECERIA BAVARIA S.A. DE BUCARAMANGA CON EL FIN DE PROPONER UNA MEJORA EN EL CONSUMO ENERGÉTICO*. BUCARAMANGA : s.n., 2010.

Calderon, Silas and Meza, Flor. 2016. *MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE UNA COLUMNA DE ENFRIAMIENTO DE TIRO FORZADO, CONTRASTADA CON CURVAS EXPERIMENTALES A NIVEL PILOTO*. Huancayo : s.n., 2016.

Carter, Roy and Karassik, Igor. 2003. *Bombas centrífugas, selección, operación y mantenimiento*. México : s.n., 2003.

CENGEL, Yunus and GHAJAR, Afshin. 2011. *Transferencia de calor y masa*. 4. México : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V., 2011.

CENGEL, Yunus. 2004. *Heat Transfer*. 2. México : s.n., 2004.

Cengel, Yunus. 2007. *Termodinámica*. 7. México : McGraw-Hill Interamericana, 2007.

COMEVAL SL. 2006. Intercambiadores de calor de placas. [Online] 2006.
<https://www.comeval.es/productos-comeval/instrumentacion/>.

DE LAS HERAS, Salvador. 2011. *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. 1era edición. Barcelona : Oficina de Publicacions Academiques Digitales de la UPC, 2011.

Delgado, Carlos. 2014. *DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA PARA FLUIDOS LIQUIDO-LIQUIDO*. CALLAO : s.n., 2014.

DUSTET, Julio and IZQUIERDO, Elena. 2004. Aplicación de balances de masa y energía al proceso de fermentación en estado sólido de bagazo de caña de azúcar con *Aspergillus niger*. 2004, Vol. 21, 2.

INCROPERA, Frank and DEWITT, David. 2000. *Termodinámica para Ingeniería Industrial*. 4. México : PRENTICE HALL HISPANOAMERICANA S.A., 2000.

Kingsley, Kusko and Fitzgerald. 1995. *Teoría y análisis de las máquinas eléctricas*. 1995.

KREITH, Frank, MANGLIK, Raj and BOHN, Mark. 2012. Principios de Transferencia de Calor. 7. México : Cengage Learning Editores, S.A, 2012, pp. 87-88.

LÓPEZ, J, MIRANDA, C and PICÓN, M. 2003. Diseño termohidráulico de intercambiadores de calor de plato y marco en arreglo simple y multipaso. *Revista Mexicana de Ingeniería Química*. 2003, Vol. 2.

MARIN, José and GUILLÉN, Silvia. 2013. *Diseño y cálculo de intercambiadores de calor monofásicos*. Madrid : Ediciones Paraninfo, S.A, 2013.

Matáix Claudio. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*, Oxford University Press, Máxico, 2003

Martinez, Jessica and Figueros, Jacqueline. 2012. *Propuesta de Control del Modelo Matemático de un Intercambiador de Calor de placas para mosto de cerveza*. México : s.n., 2012.

RAS, Enrique (1975). *Transformadores de Potencia de Medida y de Protección* Marcombo Boixareu Editores

Salas, Antonio. 2014. *Algoritmo De Cálculo Para La Selección Del Sistema De Enfriamiento Forzado De Mosto Por Agua Fría En Planta De Alcohol De Una Empresa Agroindustrial*. Trujillo : s.n., 2014.

SCRIBD (2010): *Bombas Centrífugas [en red] [Fecha de consulta: 18 de octubre del 2018]* Disponible en: <http://es.scribd.com/doc/6057846/Bombas-Centrifugas#scribd>

TORRES, Enrique, et al. 2011. Coeficientes de transferencia de calor y pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor de placas durante el enfriamiento del licor amoniacal. *Minería & Geología*. Abril 2, 2011, Vol. 27, 2, pp. 67-83.

VARONA, Bianka, GONZALEZ, Ricardo and PERÉZ , Ricardo. 2007. Análisis del intercambiador de calor de placas enfriador de mosto en la cervecería Tímina. *Tecnología Química*. Septiembre 3, 2007, Vol. 27, 3, pp. 61-67.

Vaxasoftware. Vaxasoftware. [Online] [Cited: Junio Jueves, 2019.] http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/qui/caloresph2o.pdf.

ANEXOS

Anexo 1. Instrumentos de evaluación de datos.

INSTRUMENTO DE EVALUACIÓN N°1: CUESTIONARIO

Objetivo del instrumento: A continuación, se presenta el siguiente instrumento de evaluación, el cual nos permitirá medir la percepción en la que se encuentra el sistema actual de enfriamiento de mosto por agua en la empresa Laredo S.A.

N° de ítems

Este instrumento consta de 7 preguntas debidamente enumeradas.

Dirigido a:

Jefe de Destilería de alcohol.

Operador de cubas de enfriamiento de mosto por agua.

Instrumento de evaluación N°1: Encuesta percepción del sistema actual de enfriamiento.

Apellidos y nombres:

Fecha:

UCV - Escuela de Mecánica eléctrica, facultad de Ingeniería

1; ¿Considera que en la Planta de alcohol Laredo se realiza un buen enfriamiento del mosto en cubas, por agua?

a) Sí b) No

2. Considera que al reducir y controlar la temperatura del mosto en cuvas aumentará el rendimiento del proceso en Planta de alcohol Laredo?

a) Sí b) No

3. Considera que es importante automatizar el control de temperatura en el proceso de enfriamiento del mosto por agua en Planta de alcohol Laredo?

a) Sí, b) No

4. Conoce áreas o equipos críticos a los cuales afecta el deficiente enfriamiento del mosto por agua en Planta de alcohol Laredo?

Sí No

5) ¿Ha recibido capacitación en procesos nuevos de enfriamiento de mosto?

Sí No

6) ¿Considera que el deficiente enfriamiento actual, por convección natural del mosto por agua afecta la capacidad de producción en Planta de alcohol Laredo?

Sí No

7) Considera que el mantenimiento preventivo adecuado de los equipos enfriamiento del mosto por agua es importante para estabilizar los parámetros adecuados de producción en Planta de alcohol Laredo?

Sí No

Encuestados:

Jefe de Destilería de alcohol

Operador de cubas de enfriamiento de mosto por agua

INSTRUMENTO DE EVALUACIÓN N°2: FICHA DE REGISTRO DE TEMPERATURA DEL MOSTO.

Objetivo del instrumento: A continuación, se presenta el siguiente instrumento de evaluación, el cual nos permitirá registrar y llevar un control de la temperatura del mosto en la empresa Laredo S.A.

N° de ítems

Este instrumento será empleado en cada una de las cubas (10 cubas).

Dirigido a:

Jefe de Destilería de alcohol.

Operador de cubas de enfriamiento de mosto por agua.

Instrumento N°2: Ficha de registro de temperatura del mosto.

Proceso:	Enfriamiento de mosto por agua en convección					
Empresa:	Laredo SA					
Responsable:	CASTRO CASTILLO, LENNEN JAVIER					
Objetivo	Determinar temperaturas de entrada y salida del mosto			N°cuba		
Hora	UM	Temperaturas entrada y salida de mosto de cuba, °C			Fecha	Observaciones
		Entrada	Salida			
			T° OPTIMA	T° REAL		
1	°C					
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
Parámetros estadísticos descriptivos						
Media aritmética						
Mediana						
Moda						
Rango						
Varianza						
Variación Pearson						
Desviación estándar						

Anexo 2. Certificado de validez del contenido del instrumento.

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ÍTEM	CRITERIOS A EVALUAR						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique)
	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Claridad ³		
	Sí	No	Sí	No	Sí	No	
1	X		X		X		
2							
3							
4							
5							
6							
7							
Aspectos Generales					Sí	No	
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para responder el cuestionario					X		
Los ítems permiten el logro del objetivo de la investigación					X		
El número de ítems es suficiente para recoger la información. En caso de ser negativa su respuesta, sugiera los ítems a añadir					X		
VALIDEZ							
APLICABLE				X	NO APLICABLE		
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES							

¹**Pertinencia:** El ítem corresponde al concepto teórico formulado de la variable y/o dimensión.
²**Relevancia:** El ítem es apropiado para representar el indicador de la dimensión y la variable.
³**Claridad:** Se entiende sin dificultad alguna el enunciado del ítem, es conciso, exacto y directo.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres: *IPARRAGUIRRE LOZANO ARQUIMEDES*

Profesión: *INGENIERO MECANICO*

Especialidad: *DISEÑO MAQUINAS.*

Arquimedes
 Arquimedes Iparraguirre Lozano
 ING. MECANICO
 R. CIP. 73016

Firma del Experto

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ÍTEM	CRITERIOS A EVALUAR						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique)
	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Claridad ³		
	Sí	No	Sí	No	Sí	No	
1	X		X		X		
2							
3							
4							
5							
6							
7							
Aspectos Generales					Sí	No	
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para responder el cuestionario					X		
Los ítems permiten el logro del objetivo de la investigación					X		
El número de ítems es suficiente para recoger la información. En caso de ser negativa su respuesta, sugiera los ítems a añadir					X		
VALIDEZ							
APLICABLE				X	NO APLICABLE		
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES							

¹**Pertinencia:** El ítem corresponde al concepto teórico formulado de la variable y/o dimensión.

²**Relevancia:** El ítem es apropiado para representar el indicador de la dimensión y la variable.

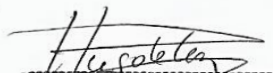
³**Claridad:** Se entiende sin dificultad alguna el enunciado del ítem, es conciso, exacto y directo.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres: *Peláez Chávez, Víctor Hugo*

Profesión: *Ingeniero Mecánico*

Especialidad: *Ciencia de los Materiales*


Víctor Hugo Peláez Chávez
 ING. MECÁNICO
 R. CIP. N° 197130

Firma del Experto

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ÍTEM	CRITERIOS A EVALUAR						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique)	
	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Claridad ³			
	Sí	No	Sí	No	Sí	No		
1	X		X		X			
2								
3								
4								
5								
6								
7								
Aspectos Generales					Sí	No		
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para responder el cuestionario					X			
Los ítems permiten el logro del objetivo de la investigación					X			
El número de ítems es suficiente para recoger la información. En caso de ser negativa su respuesta, sugiera los ítems a añadir					X			
VALIDEZ								
APLICABLE				X	NO APLICABLE			
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES								

¹**Pertinencia:** El ítem corresponde al concepto teórico formulado de la variable y/o dimensión.

²**Relevancia:** El ítem es apropiado para representar el indicador de la dimensión y la variable.

³**Claridad:** Se entiende sin dificultad alguna el enunciado del ítem, es conciso, exacto y directo.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres: *Valderrama Campos, EDWIN RONALD*

Profesión: *Ingeniero Mecánico*

Especialidad: *Cargas Térmicas*



 CIP: 109077
Firma del Experto

Anexo 3. Densidad del agua líquida.

Densidad del agua líquida entre 0 °C y 100 °C

www.vaxasoftware.com

Presión externa: 1 atm = 101 325 Pa

Temperatura °C	Densidad kg / m ³	Temperatura °C	Densidad kg / m ³	Temperatura °C	Densidad kg / m ³
0 (hielo)	917,00	33	994,76	67	979,34
0	999,82	34	994,43	68	978,78
1	999,89	35	994,08	69	978,21
2	999,94	36	993,73	70	977,63
3	999,98	37	993,37	71	977,05
4	1000,00	38	993,00	72	976,47
5	1000,00	39	992,63	73	975,88
6	999,99	40	992,25	74	975,28
7	999,96	41	991,86	75	974,68
8	999,91	42	991,46	76	974,08
9	999,85	43	991,05	77	973,46
10	999,77	44	990,64	78	972,85
11	999,68	45	990,22	79	972,23
12	999,58	46	989,80	80	971,60
13	999,46	47	989,36	81	970,97
14	999,33	48	988,92	82	970,33
15	999,19	49	988,47	83	969,69
16	999,03	50	988,02	84	969,04
17	998,86	51	987,56	85	968,39
18	998,68	52	987,09	86	967,73
19	998,49	53	986,62	87	967,07
20	998,29	54	986,14	88	966,41
21	998,08	55	985,65	89	965,74
22	997,86	56	985,16	90	965,06
23	997,62	57	984,66	91	964,38
24	997,38	58	984,16	92	963,70
25	997,13	59	983,64	93	963,01
26	996,86	60	983,13	94	962,31
27	996,59	61	982,60	95	961,62
28	996,31	62	982,07	96	960,91
29	996,02	63	981,54	97	960,20
30	995,71	64	981,00	98	959,49
31	995,41	65	980,45	99	958,78
32	995,09	66	979,90	100	958,05

Anexo 4. Calor específico del agua

Calor específico del agua entre 0 °C y 100 °C

www.vaxasoftware.com

Temp. °C	Calor específico		Temp. °C	Calor específico		Temp. °C	Calor específico	
	$\frac{\text{kJ}}{\text{K}\cdot\text{kg}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{K}\cdot\text{kg}}$		$\frac{\text{kJ}}{\text{K}\cdot\text{kg}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{K}\cdot\text{kg}}$		$\frac{\text{kJ}}{\text{K}\cdot\text{kg}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{K}\cdot\text{kg}}$
0 (hielo)	1,960	0,468	34	4,178	0,999	68	4,189	1,001
0	4,217	1,008	35	4,178	0,999	69	4,189	1,001
1	4,213	1,007	36	4,178	0,999	70	4,190	1,001
2	4,210	1,006	37	4,178	0,999	71	4,190	1,001
3	4,207	1,005	38	4,178	0,999	72	4,191	1,002
4	4,205	1,005	39	4,179	0,999	73	4,192	1,002
5	4,202	1,004	40	4,179	0,999	74	4,192	1,002
6	4,200	1,004	41	4,179	0,999	75	4,193	1,002
7	4,198	1,003	42	4,179	0,999	76	4,194	1,002
8	4,196	1,003	43	4,179	0,999	77	4,194	1,002
9	4,194	1,002	44	4,179	0,999	78	4,195	1,003
10	4,192	1,002	45	4,180	0,999	79	4,196	1,003
11	4,191	1,002	46	4,180	0,999	80	4,196	1,003
12	4,189	1,001	47	4,180	0,999	81	4,197	1,003
13	4,188	1,001	48	4,180	0,999	82	4,198	1,003
14	4,187	1,001	49	4,181	0,999	83	4,199	1,004
15	4,186	1,000	50	4,181	0,999	84	4,200	1,004
16	4,185	1,000	51	4,181	0,999	85	4,200	1,004
17	4,184	1,000	52	4,182	1,000	86	4,201	1,004
18	4,183	1,000	53	4,182	1,000	87	4,202	1,004
19	4,182	1,000	54	4,182	1,000	88	4,203	1,005
20	4,182	1,000	55	4,183	1,000	89	4,204	1,005
21	4,181	0,999	56	4,183	1,000	90	4,205	1,005
22	4,181	0,999	57	4,183	1,000	91	4,206	1,005
23	4,180	0,999	58	4,184	1,000	92	4,207	1,005
24	4,180	0,999	59	4,184	1,000	93	4,208	1,006
25	4,180	0,999	60	4,185	1,000	94	4,209	1,006
26	4,179	0,999	61	4,185	1,000	95	4,210	1,006
27	4,179	0,999	62	4,186	1,000	96	4,211	1,006
28	4,179	0,999	63	4,186	1,000	97	4,212	1,007
29	4,179	0,999	64	4,187	1,001	98	4,213	1,007
30	4,178	0,999	65	4,187	1,001	99	4,214	1,007
31	4,178	0,999	66	4,188	1,001	100	4,216	1,008
32	4,178	0,999	67	4,188	1,001	100 (gas)	2,080	0,497
33	4,178	0,999						

Anexo 5. Tabla de densidades

Tabla de densidades

www.vaxasoftware.com

Substancia	Densidad kg/m³	Substancia	Densidad kg/m³
Aceite	920	Iridio	22500
Acero	7850	Madera (pino)	700
Agua (4 °C)	1000	Magnesio	1740
Agua de mar	1027	Mercurio	13580
Agujero negro (valor teórico)	4×10^{17}	Nieve compactada	300
Aire (25 °C, 1 atm)	1,184	Níquel	8900
Alcohol etílico	780	Núcleo interno terrestre	13000
Aluminio	2700	Núcleo atómico	$2,3 \times 10^{17}$
Carbono	2260	Núcleo del Sol (aprox.)	150000
Caucho	950	Oro	19300
Cinc	7140	Osmio	22610
Cobalto	8900	Plata	10490
Cobre	8940	Platino	21450
Cuerpo humano	950	Plomo	11340
Diamante	3515	Poliuretano rígido	35
Estaño	7310	Sangre	1500
Estrella de neutrones (máx.)	1×10^{18}	Sol	1411
Gasolina	680	Tántalo	16650
Glicerina (glicerol)	1261	Tierra (planeta)	5515
Helio	0,18	Torio	11724
Hielo	920	Uranio	19100
Hierro	7870	Vanadio	6110
Hormigón	2400	Vidrio	2500
Litio	534	Wolframio	19250
Luna	3340		

Anexo 6.Masa molar del alcohol etílico.

ÁLCOHOL ETÍLICO GRADO A DESNATURALIZADO

Actualización No. 3
Fecha: 18/02/2015

FICHA TÉCNICA



IDENTIFICACIÓN

FÓRMULA QUÍMICA: $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{OH}$
NOMBRE COMERCIAL: ALCOHOL ETÍLICO GRADO A DESNATURALIZADO
46.07 g/mol
ALCOHOL INDUSTRIAL GRADO A

PESO MOLECULAR:
SINÓNIMOS:

DESCRIPCIÓN

Es un líquido transparente, volátil, con bajo punto de ebullición y un olor característico fresco no residual, algo picante. Es miscible con agua, ésteres, alcoholes, cetonas, algunos éteres y otros solventes. Es obtenido por un proceso de fermentación de sustratos de origen agrícola por medio de levadura y luego purificado por destilación que le confieren características organolépticas muy especiales. En comparación con el Alcohol Etílico Normal Desnaturalizado, este producto tiene un contenido mucho más bajo de Metanol

USOS


Se emplea en la elaboración de lociones, perfumes, productos farmacéuticos, veterinarios, alcoholes antisépticos de alta calidad.
Thinner para solución de tintas en la industria flexográfica y de impresión.
Forma azeotropos binarios y ternarios con el agua y acetatos, facilitando los procesos de impresión y pintado.
Se emplea como materia prima en procesos de síntesis orgánica e industria química donde se requiere una mayor pureza que el Alcohol impotabilizado Normal y donde el impotabilizante no afecte la respectiva aplicación

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

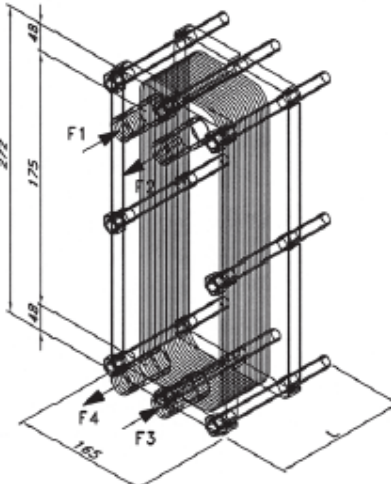
Propiedad	Metodo	Unidad	Especificacion
Título Alcohométrico a 20 °C	Alcoholimetría	% v/v	95,5 Min
Acidez Total (Expresada como Acido Acético)	Titulación		0,002 Max
Contenido de Metanol	Cromatografía	% m/v	0,005 Max
Aldehídos Totales (Expresados como acetaldehído)	Cromatografía		0,001 Max
Alcoholes Superiores	Cromatografía	mg/L	5 Max
Impurezas Totales (Acidez, Aldehídos, Esteres)	Cromatografía		80 Max
Densidad Relativa	Densitometría	g/ml	0,804 - 0,810
Color	APHA		10 Max
Olor			Característico
Apariencia			Líquido Transparente

Gestión Integral- Control Calidad- A4PQG-002 (03/2003) - Rev. 3(02/2015) – FUENTE-PR014, PR034.

Anexo 7.Fabricante Comeval.


Intercambiadores de Calor de Placas - Serie S1

Dimensiones



L= 100 mm. hasta 17 Placas

L= 200 mm. de 21 a 36 Placas

(Espesor de placa: 0,5 mm)

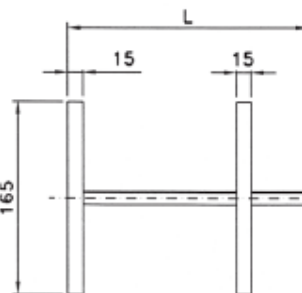
CONEXIONES

F1 ENTRADA 1" BSP

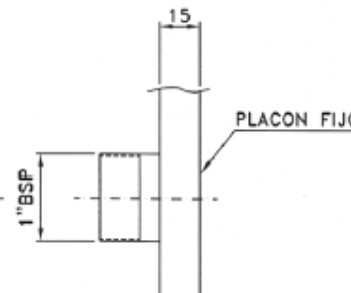
F4 SALIDA 1" BSP

F3 ENTRADA 1" BSP

F2 SALIDA 1" BSP



HUELLAS DE ANLAJE



DETALLE CONEXIONES
1" BSP

Tabla de Selección

La siguiente tabla representa una rápida guía de selección del intercambiador adecuado para servicio de producción de A.C.S. y está basada en los parámetros siguientes:

- Primario (I) Caldera: Temperatura 85°C/60°C
- Secundario (II) A.C.S.: Temperatura 15°C/50°C

Tipo	Potencia (Kcal/h)	Caudal-I (m3/h)	$\Delta P-I$ (bar)	Caudal-II (m3/h)	$\Delta P-II$ (bar)	S (m2)
S1-9TLA	23.000	1,56	0,16	0,66	0,041	0,12
S1-12TLA	35.000	2,38	0,17	1	0,057	0,16
S1-15TLA	46.000	3,13	0,22	1,32	0,053	0,22
S1-17TLA	57.023	3,88	0,246	1,64	0,062	0,25
S1-21TLA	68.000	4,64	0,242	1,95	0,06	0,30
S1-24TLA	79.000	5,39	0,245	2,27	0,06	0,35
S1-28TLA	90.054	6,14	0,25	2,59	0,07	0,45
S1-33TLA	101.000	6,89	0,26	2,9	0,061	0,50
S1-36TLA	112.000	7,64	0,275	3,22	0,067	0,55

CARACTERISTICAS:

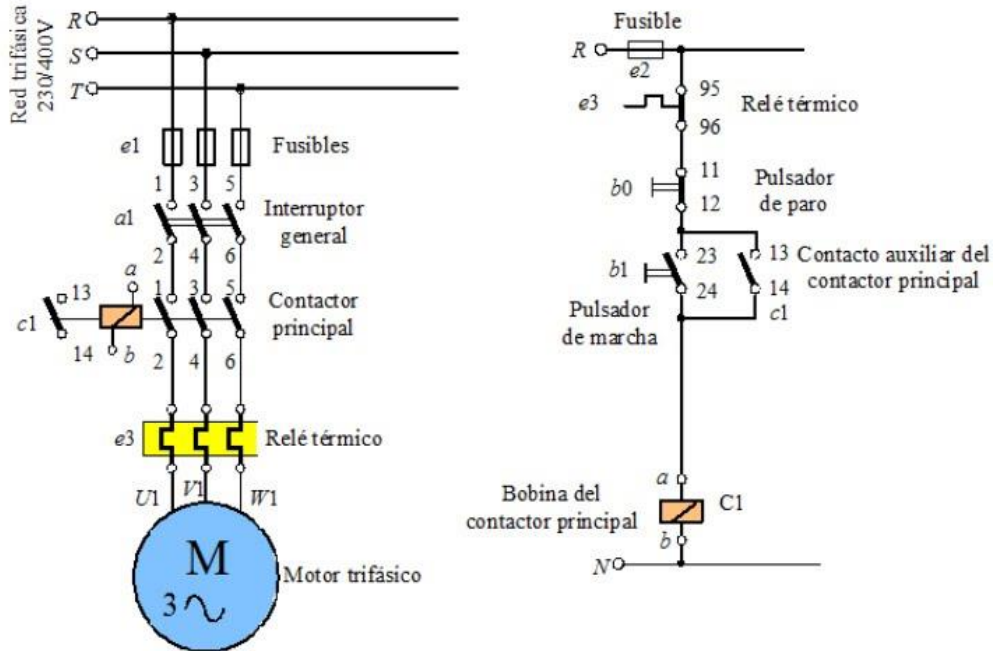
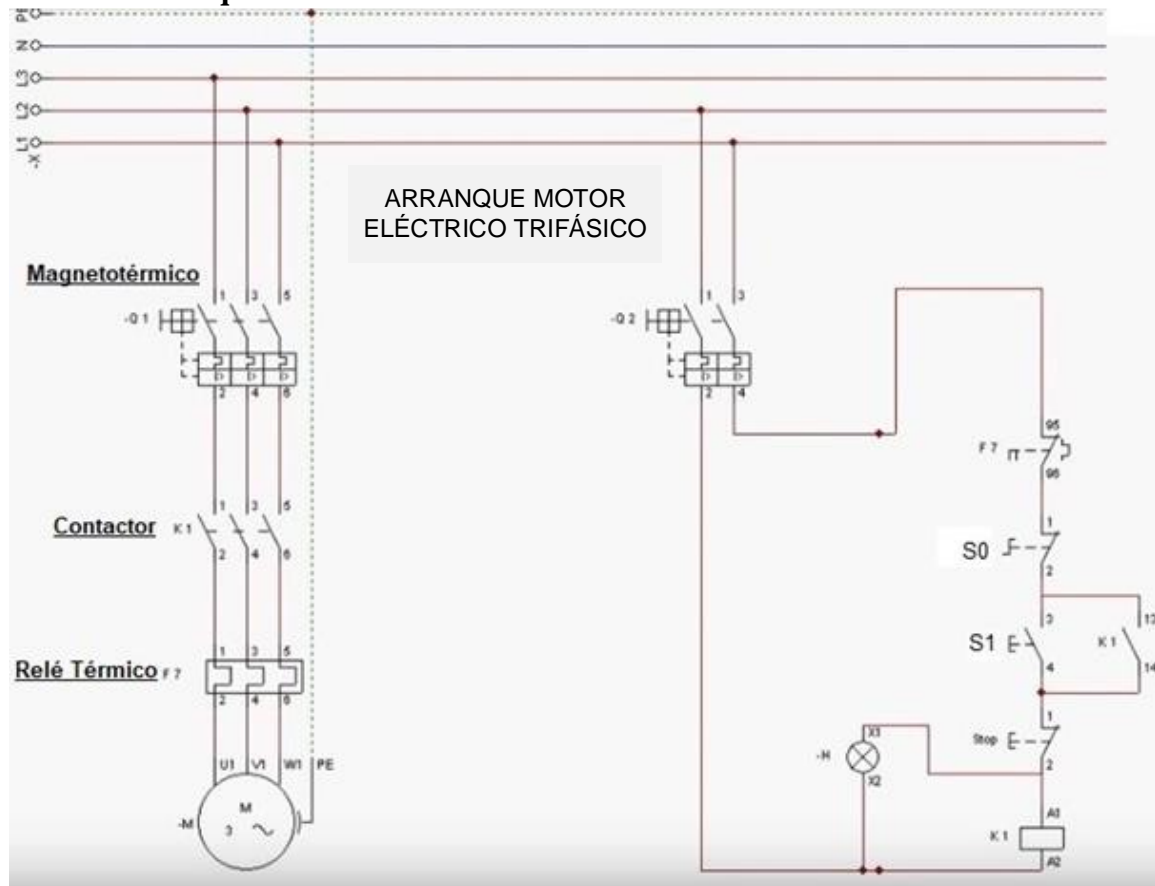
- Presiones de servicio hasta 16 bar.
- Temperatura de diseño 130°C
- $\Delta P-I$: Pérdida de carga Lado Caldera
- $\Delta P-II$: Pérdida de carga Lado A.C.S.
- S = Superficie en m2

Anexo 8.Humedad relativa.

Humedad Relativa																	
Temp. del aire T(°C)	Depresión Psicrométrica (T-T _{bh})																
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5
10	94	88	82	76	71	66	60	54	49	44	39	34	29	24	19	14	10
11	94	88	82	77	72	66	61	56	51	46	41	36	31	27	22	17	13
12	94	88	83	78	72	67	62	57	52	48	43	38	34	29	25	20	16
13	94	89	84	78	73	68	63	59	54	49	45	40	36	31	27	23	19
14	94	89	84	79	74	69	65	60	55	51	46	42	38	34	29	25	21
15	94	89	84	80	75	70	66	61	57	52	48	44	40	36	32	28	24
16	95	90	85	80	76	71	67	62	58	54	50	45	41	37	34	30	26
17	95	90	85	81	76	72	68	63	59	55	51	47	43	39	35	32	28
18	95	90	86	81	77	73	68	64	60	56	52	48	45	41	37	34	30
19	95	90	86	82	77	73	69	65	61	57	54	50	46	42	39	35	32
20	95	91	86	82	78	74	70	66	62	58	55	51	47	44	40	37	34
21	95	91	87	83	79	75	71	67	63	59	56	52	49	45	42	39	35
22	95	91	87	83	79	75	71	68	64	60	57	53	50	47	43	40	37
23	95	91	87	83	80	76	72	68	65	61	58	54	51	48	45	42	38
24	95	91	88	84	80	76	73	69	66	62	59	55	52	49	46	43	40
25	96	92	88	84	80	77	73	70	66	63	60	56	53	50	47	44	41
26	96	92	88	84	81	77	74	70	67	64	61	57	54	51	48	45	42
27	96	92	88	85	81	78	74	71	68	64	61	58	55	52	49	46	44
28	96	92	88	85	82	78	75	72	68	65	62	59	56	53	50	48	45
29	96	92	89	85	82	79	75	72	69	66	63	60	57	54	51	49	46
30	96	92	89	86	82	79	76	73	69	66	63	61	58	55	52	49	47
31	96	92	89	86	82	79	76	73	70	67	64	61	58	56	53	50	48
32	96	93	89	86	83	80	77	74	71	68	65	62	59	57	54	51	49
33	96	93	89	86	83	80	77	74	71	68	65	63	60	57	55	52	50
34	96	93	90	86	83	80	77	74	71	69	66	63	61	58	55	53	50
35	96	93	90	87	84	81	78	75	72	69	66	64	61	59	56	54	51
36	96	93	90	87	84	81	78	75	72	70	67	64	62	59	57	54	52
37	96	93	90	87	84	81	78	76	73	70	67	65	62	60	57	55	53
38	96	93	90	87	84	81	79	76	73	71	68	65	63	60	58	56	53
39	96	93	90	87	85	82	79	76	74	71	68	66	63	61	59	56	54
40	96	93	90	88	85	82	79	77	74	71	69	66	64	62	59	57	55
41	96	94	91	88	85	82	80	77	74	72	69	67	64	62	60	58	55
42	97	94	91	88	85	82	80	77	75	72	70	67	65	63	60	58	56
43	97	94	91	88	85	83	80	77	75	72	70	68	65	63	61	59	56
44	97	94	91	88	86	83	80	78	75	73	70	68	66	64	61	59	57
45	97	94	91	88	86	83	81	78	76	73	71	68	66	64	62	60	58
46	97	94	91	88	86	83	81	78	76	73	71	69	67	64	62	60	58
47	97	94	91	89	86	83	81	79	76	74	71	69	67	65	63	61	59
48	97	94	91	89	86	84	81	79	76	74	72	70	67	65	63	61	59
49	97	94	91	89	86	84	81	79	77	74	72	70	68	66	63	61	59
50	97	94	92	89	86	84	82	79	77	75	72	70	68	66	64	62	60

Tabla obtenida con el "software" elaborado por el CENTREINAR.

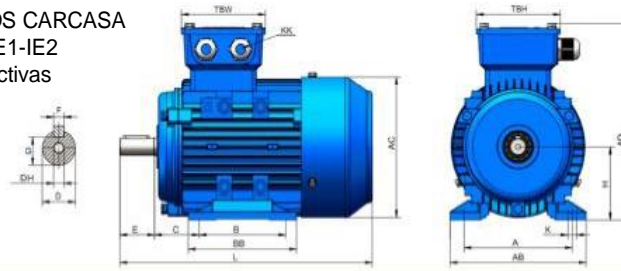
Anexo 9: Arranque directo de motor trifásico



a) Circuito principal b) Circuito de mando

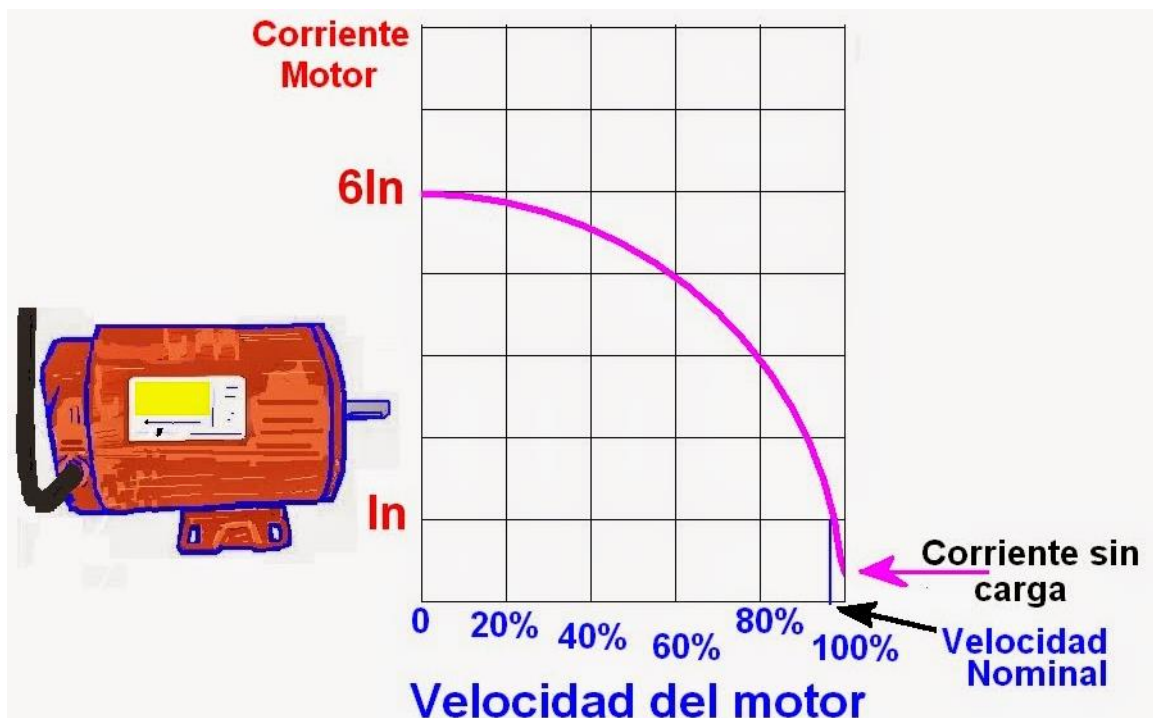
Anexo 10: Dimensiones de motores trifásicos con carcasa de aluminio

MOTORES TRIFÁSICOS CARCASA DE ALUMINIO IE1-IE2
Formas constructivas

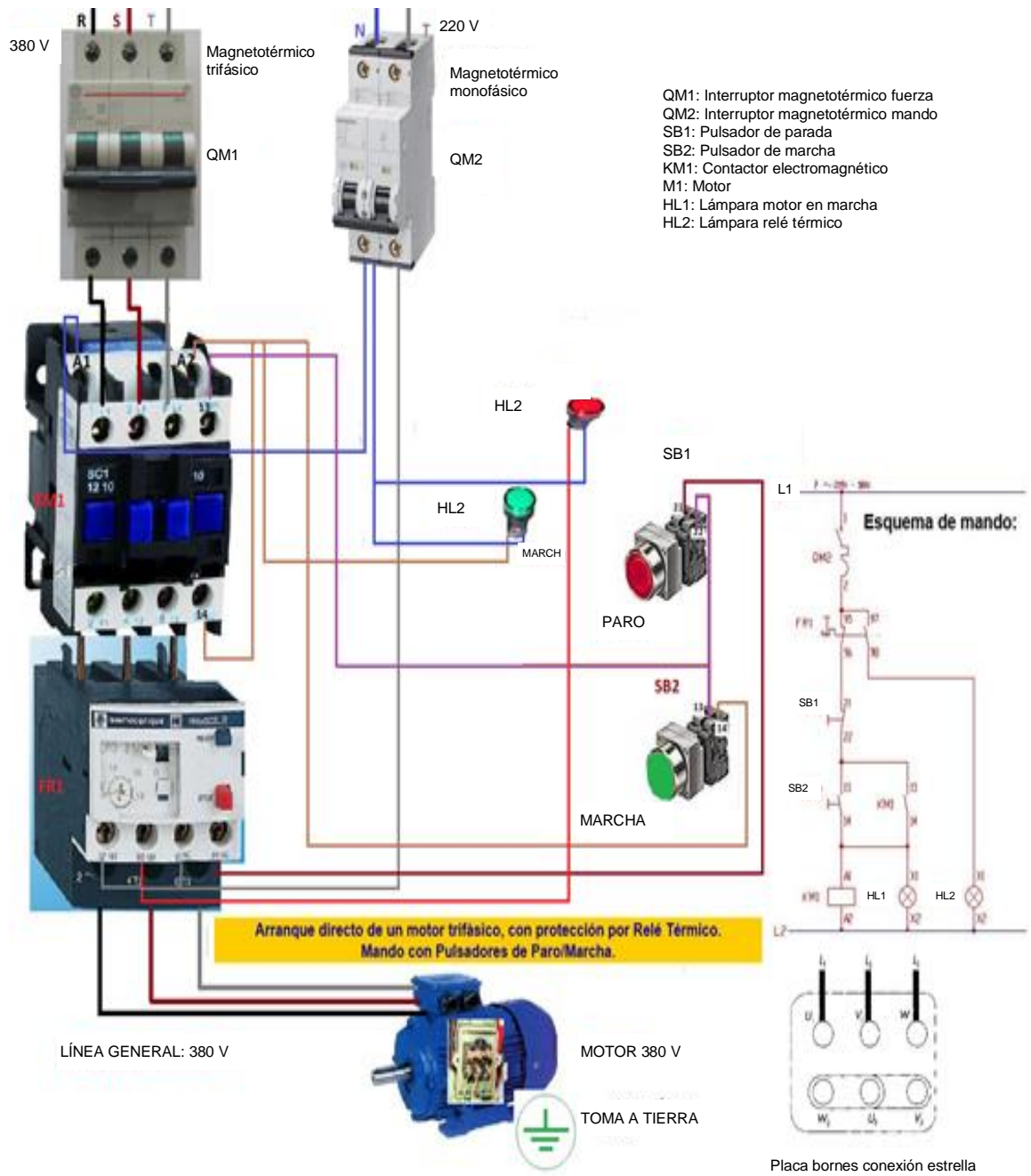


B3														EJE					
TIPO	A	AB	AC	HD	B	BB	C	H	AD	K	TBW	TBH	KK	L	E	D	DH	F	G
56	90	110	112	76	71	88	36	56	132	5,8	65	65	M16*1.5	193	20	9	-	3	7,2
63 / 63*	100	120	120	110	80	102	40	63	173	7	91	91	M20*1.5	237 / 237*	23	11	-	4	8,5
71 / 71*	112	135	140	111	90	115	45	71	182	7	91	91	M20*1.5	268 / 268*	30	14	M5*12	5	11
80 / 80*	125	155	160	124	100	125	50	80	204	10	74	74	M20*1.5	301 / 290*	40	19	M6*16	6	15,5
90S	140	175	175	131	100	130	56	90	221	10	80	80	M20*1.5	321	50	24	M8*19	8	20
90L / 90L*	140	175	175	131	125	155	56	90	221	10	80	80	M20*1.5	346 / 380*	50	24	M8*19	8	20
100L / 100L*	160	200	195	154	140	175	63	100	254	12	100	110	M20*1.5	399 / 439*	60	28	M10*22	8	24
112M / 112L*	190	226	220	190	140	176	70	112	302	12	108	130	M20*1.5	423 / 423*	60	28	M10*22	8	24
132S	216	265	265	205	140	185	89	132	337	12	108	130	M20*1.5	486	80	38	M12*28	10	33
132M	216	265	265	205	178	223	89	132	337	12	108	130	M20*1.5	526	80	38	M16*36	10	33
160M	254	290	310	230	210	259	108	160	390	15	150	171	M30*1.5	610	110	42	M16*36	12	37
160L	254	290	310	230	254	303	108	160	390	15	150	171	M30*1.5	655	110	42	M16*36	12	37

Anexo 4: Intensidad de corriente en el arranque de motor



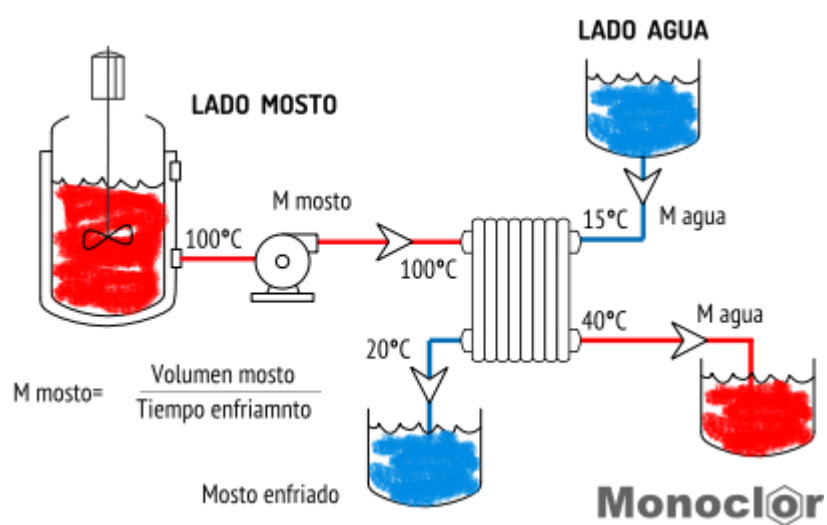
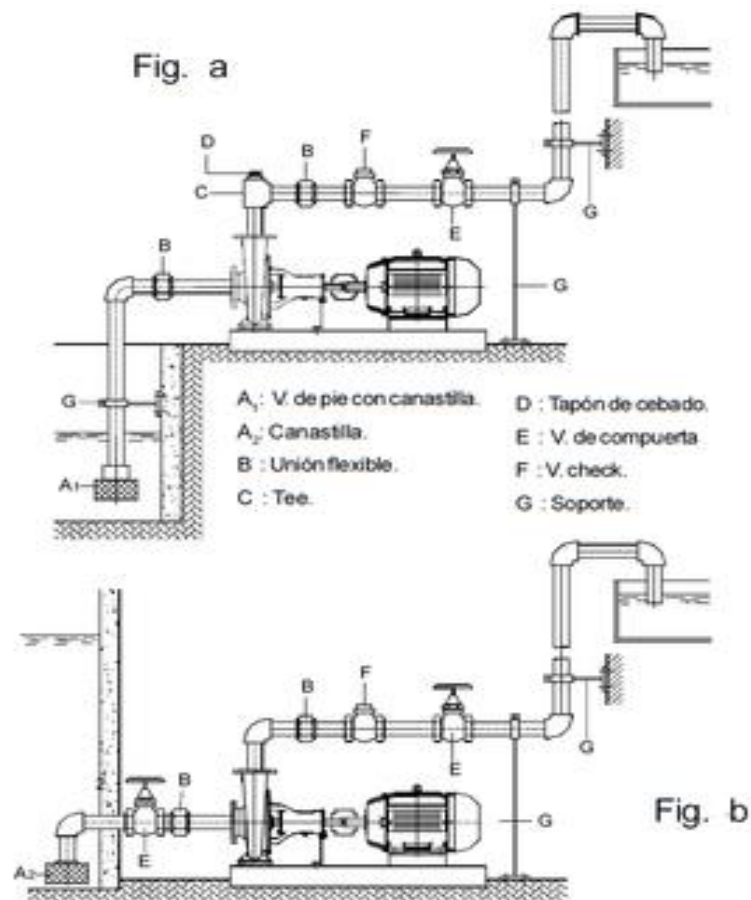
Anexo 11: Arranque de motor trifásico, con relé térmico



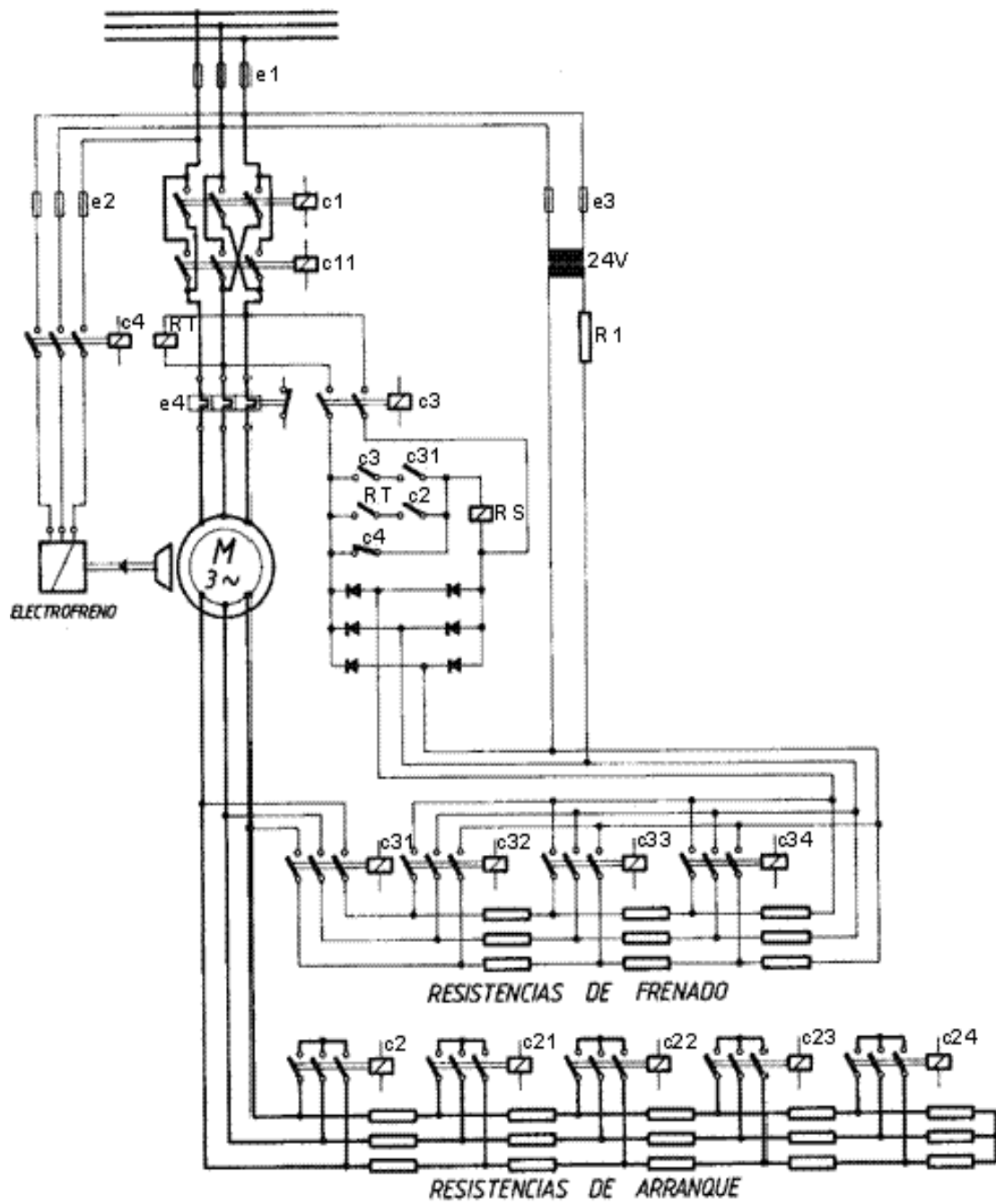
Anexo 12: Tipos de instalación de bombas centrífugas

Figura a: Con succión negativa.

Figura b: Con succión positiva



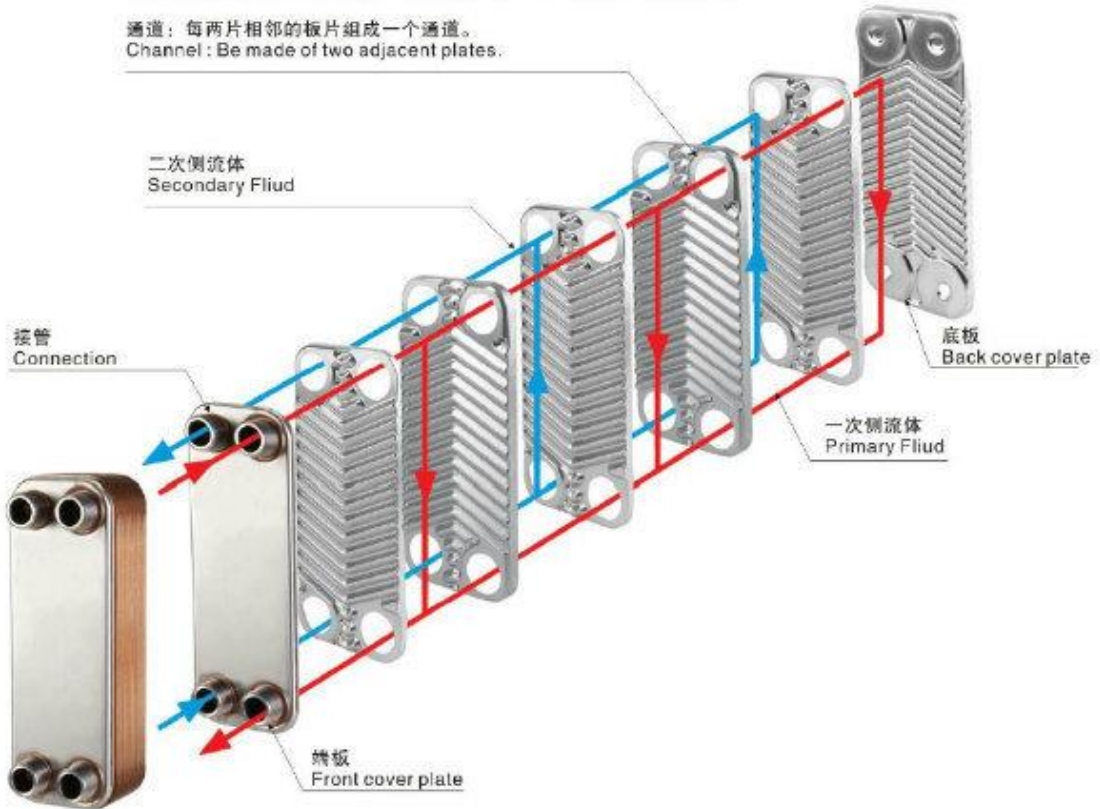
Anexo 13: Diagrama de arranque y freno de motor trifásico



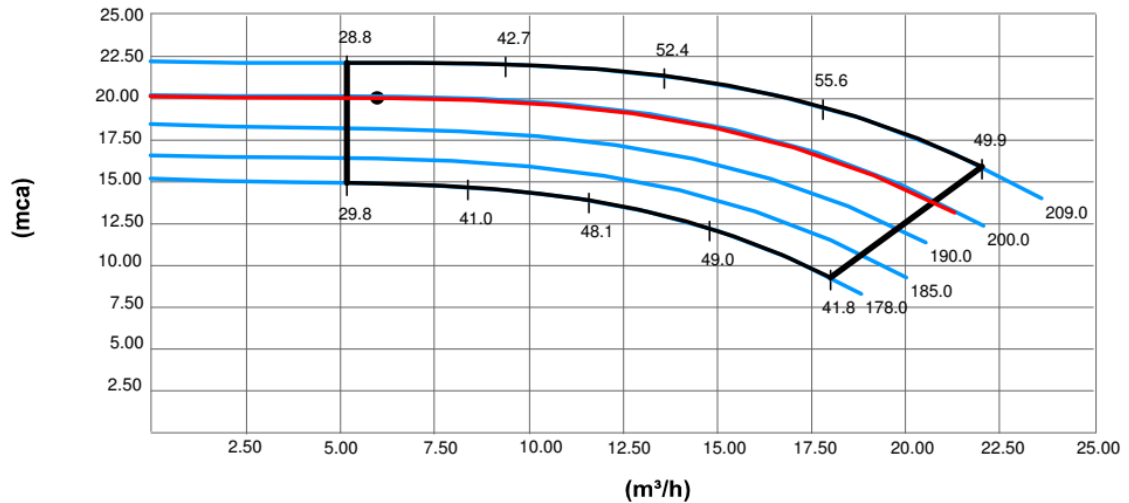
Anexo 14: Intercambiador de calor a placas

板片：金属薄板被冲压成带有波纹的板片，以提高换热效率。
 Plate: Metal plate is corrugated to improve heat transfer coefficient.

通道：每两片相邻的板片组成一个通道。
 Channel: Be made of two adjacent plates.



Anexo 15: Curvas de operación en bombas centrífugas



Anexo 16: Tabla con parámetros termodinámicos del agua

Temp. °C	PRESION		VOLUMEN		DENSIDAD		ENTALPIA kcal/kg			ENTROPIA kcal/kg K	
	kPa	psig	Líquido l/kg <i>vf</i>	Vapor m³/kg <i>vg</i>	Líquido kg/l <i>l/vf</i>	Vapor kg/m³ <i>l/vg</i>	Líquido <i>hf</i>	Latente <i>hfg</i>	Vapor <i>hg</i>	Líquido <i>sf</i>	Vapor <i>sg</i>
-60	37	18.85 *	0.682	0.538	1.466	1.862	-4.93	58.36	53.43	-0.022	0.252
-55	49	15.31 *	0.689	0.415	1.452	2.411	-3.72	57.73	54.01	-0.016	0.248
-50	64	10.90 *	0.695	0.325	1.438	3.081	-2.50	57.08	54.58	-0.011	0.245
-45	83	5.48 *	0.702	0.257	1.424	3.891	-1.26	56.40	55.14	-0.005	0.242
-40	105	0.52	0.709	0.206	1.410	4.860	0.00	55.70	55.70	0.000	0.239
-35	132	4.40	0.717	0.166	1.395	6.010	1.27	54.97	56.24	0.005	0.236
-30	163	9.01	0.724	0.136	1.380	7.362	2.56	54.22	56.78	0.011	0.234
-25	201	14.45	0.733	0.112	1.365	8.940	3.87	53.43	57.30	0.016	0.231
-20	245	20.81	0.741	0.093	1.350	10.771	5.19	52.62	57.81	0.021	0.229
-15	296	28.19	0.750	0.078	1.334	12.882	6.53	51.78	58.31	0.026	0.227
-10	354	36.69	0.759	0.065	1.318	15.305	7.88	50.91	58.79	0.032	0.225
-5	421	46.41	0.768	0.055	1.302	18.071	9.26	50.00	59.26	0.037	0.223
0	498	57.43	0.778	0.047	1.285	21.215	10.65	49.05	59.70	0.042	0.221
5	584	69.97	0.789	0.040	1.268	24.779	12.06	48.07	60.13	0.047	0.220
10	681	84.03	0.800	0.035	1.250	28.808	13.49	47.04	60.53	0.052	0.218
15	789	99.76	0.812	0.030	1.232	33.348	14.93	45.98	60.91	0.057	0.216
20	910	117.28	0.824	0.026	1.213	38.457	16.40	44.86	61.26	0.062	0.215
25	1,044	136.71	0.838	0.023	1.194	44.200	17.89	43.70	61.59	0.067	0.213
30	1,192	158.17	0.852	0.018	1.174	50.654	19.41	42.48	61.89	0.072	0.212
35	1,355	181.80	0.867	0.017	1.153	57.910	20.95	41.20	62.15	0.077	0.210
40	1,534	207.72	0.884	0.015	1.131	66.072	22.52	39.86	62.38	0.082	0.209
45	1,729	236.08	0.902	0.013	1.107	75.278	24.12	38.43	62.55	0.087	0.207
50	1,942	267.01	0.922	0.012	1.085	85.696	25.76	36.92	62.68	0.092	0.206
55	2,174	300.68	0.944	0.010	1.059	97.542	27.44	35.30	62.74	0.097	0.204
60	2,427	337.25	0.969	0.009	1.032	111.105	29.18	33.56	62.74	0.102	0.202

* Pulgadas de vacío.

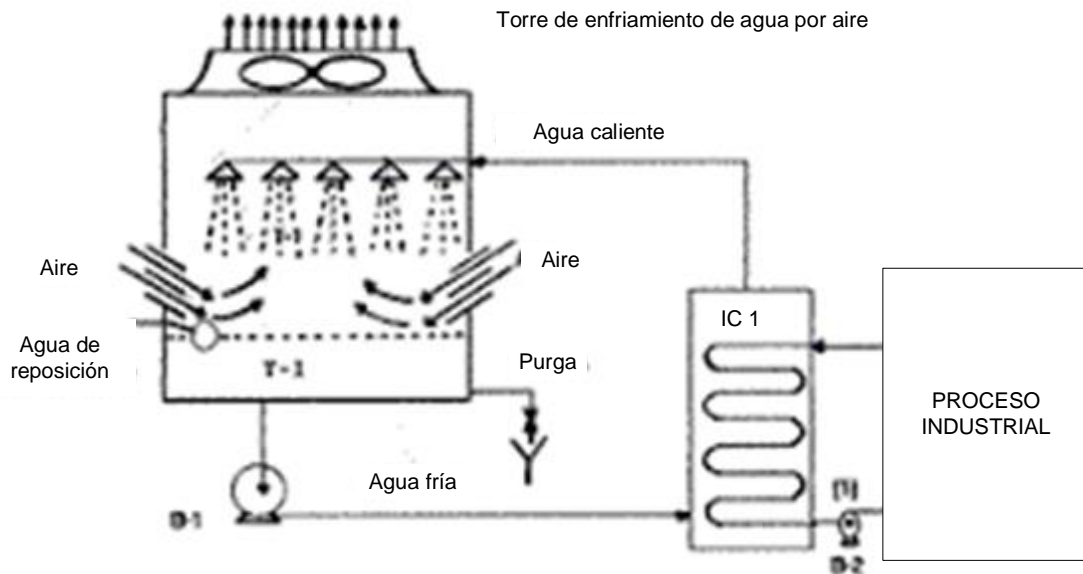
Anexo 17: Coeficientes de transferencia de calor, para intercambiadores de calor tubulares

Tabla 2: Valores orientativos del coeficiente global de intercambio de calor K para aparatos tubulares en función de la naturaleza de los fluidos que circulan por ellos				
Fluidos que circulan por el aparato	K			
	En convección Libre		En convección Forzada	
	kcal / m ² h gra C	W/m ² K	kcal / m ² h °C	W/m ² K
Líquido - Líquido (agua)	120...290	140...340	730...1460	840...1700
Agua - Aceite	25...50	29...58	100...240	120...290
Líquido - Gases de Combustión	5...15	6...18	10...50	12...60
Líquido - Líquido en Ebullición	100...290	116...340	240...700	280...845
Gases - Gases	3...10	4...12	10...30	12...35
Gases - Agua en Ebullición	5...10	6...12	10...50	12...60
Vapores de Agua - Líquidos	240...980	280...1200	730...3900	845...4500
Vapores de Agua - Aceite	50...145	60...170	100...290	116...340
Agua - Vapores líquidos frigoríficos	195...380	225...440	290...730	340...845
Vapores de Agua - Gases de Combustión	5	6	700...1500	820...1750
Vapores de Agua - Aire	5...10	6...12	10...50	12...60
Vapores de Agua - Vapores de Agua	1500...3900	1750...4500	1000	4650

Anexo 18: Factores de resistencia por ensuciamiento normales que se usan en la ecuación anterior.

Tipo de fluido	Requiv [m ² *K/w]
Agua de mar < 325 K	0,0009
Agua de mar > 325 k	0,0003
Agua de alimentación a calderas > 325 K	0,0005
Agua de río	0,001 – 0,004
Agua condensada en ciclo cerrado	0,0005
Agua de torre de refrigeración tratada	0,001 – 0,002
Gasóleo ligero	0,0020
Gasóleo pesado	0,0030
Gasolina	0,0010
Soluciones cáusticas	0,0020
Aceite para temple	0,0007
Gases de escape de un motor	0,0100
Aceite combustible	0,0050
Aceite para transformadores	0,0010
Aceites vegetales	0,0030
Vapores de alcohol	0,0001
Aire comprimido	0,0010
Líquido refrigerante	0,0010

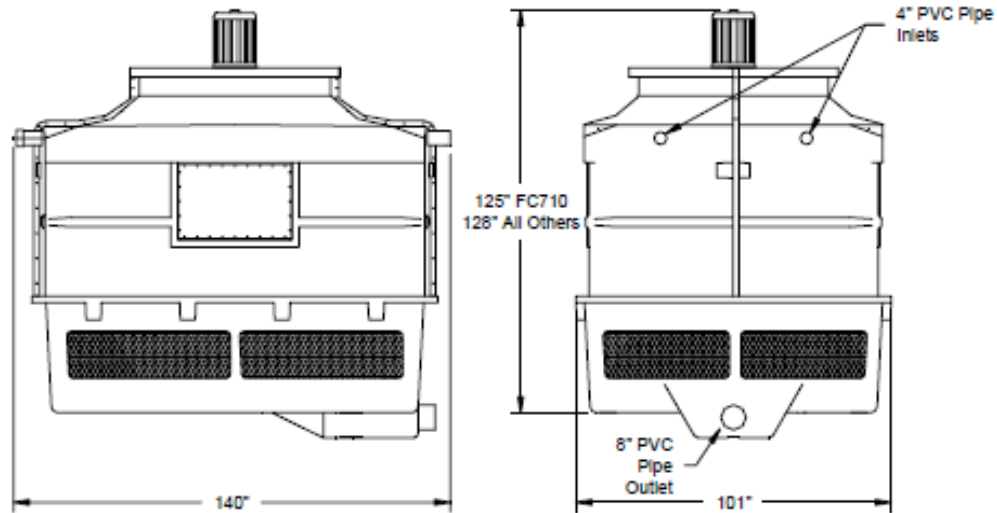
Anexo 19: Torre de enfriamiento de aire por agua con tiro inducido



Anexo 20: Características de torre de enfriamiento



FC700 Series 170 to 240 Ton Fiberglass Cooling Towers Design and Component Specifications



Model #	Cooling Tons	Fan Motor HP	Fan Motor FLA @ 460/3/60	Nominal GPM	Minimum Inlet PSI	Operating Range GPM	Ship Weight Lbs.	Operating Weight Lbs.
FC710	170	7½	12	510	5	350 to 725	2,660	5,230
FC720	185	10	17	555	6	350 to 725	2,700	5,530
FC730	205	10	17	615	7	350 to 725	2,700	5,570
FC740	240	15	24	720	10	350 to 725	2,750	5,570

Cooling Tons based on 15,000 BTU/Hr/ton with 85°F leaving water, 78°F wet bulb and 3 GPM/Ton tower water

Features

- TEAO direct drive fan motor with permanently sealed bearings
- Fiberglass construction of tower casing and basin
- Smooth exterior gel-coat finish with UV inhibitors
- Pultruded reinforced fiberglass fill and drift eliminator supports
- 304 stainless steel fan motor support and fasteners
- Schedule 40 PVC water distribution piping
- PVC fill and drift eliminators
- PVC air inlet louvers
- Adjustable pitch high efficiency fiberglass reinforced polypropylene fan blades with cast aluminum alloy fan hub
- Energy efficient induced draft counter flow cooling tower design
- Side access door
- Factory assembled (fan and motor removed to prevent shipping damage)

Autor: CASTRO CASTILLO, LENNEN JAVIER

Título: "DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE SISTEMA DE ENFRIAMIENTO FORZADO DE MOSTO POR AGUA EN DESTILERÍA DE ALCOHOL LAREDO S.A. PARA AUMENTAR CAPACIDAD DE PRODUCCIÓN"

Problema	Objetivos	Hipótesis	Variables	Metodología	
<p>¿En qué medida el dimensionamiento y selección de un sistema de enfriamiento forzado de mosto por agua en destilería de alcohol Laredo SA contribuirá a aumentar la capacidad de producción de alcohol?</p>	<p>Establecer en base a análisis el dimensionamiento y selección, con base técnica y justificación económica, de un sistema de enfriamiento por convección forzada de mosto por agua en destilería de alcohol de empresa Laredo, para aumentar capacidad de producción.</p>	<p>El dimensionamiento y selección de un sistema de enfriamiento forzado de mosto por agua en destilería de alcohol Laredo S.A. contribuirá a aumentar la capacidad de producción de alcohol.</p>	<p>Variable Independiente</p> <p>Sistema de enfriamiento forzado</p>	<p>1. Tipo de Investigación: Aplicada, pues se busca resolver un problema industrial</p> <p>2. Nivel de Investigación</p> <p>3. Método:</p> <p>4. Diseño de la Investigación: Pre-experimental</p> <p>5. Población: Conjunto de sistemas de enfriamiento de mosto por agua de destilerías de alcohol de La Libertad</p> <p>6. Muestra: Sistema de enfriamiento de mosto por agua de destilería de alcohol de Laredo SA</p> <p>7. Técnicas: Entrevistas, encuestas, registros de datos</p>	
	<p>Objetivos Específicos</p>		<p>Variable Dependiente</p>	<p>8. Instrumentos: Hoja de datos de parámetros de enfriamiento de mosto por agua</p>	
	<ul style="list-style-type: none"> • Realizar el balance de flujo másicos, y de potencia térmica a plena capacidad • Determinar la carga térmica individual para el enfriamiento del mosto • Seleccionar el sistema de enfriamiento forzado del mosto: Intercambiador de calor con coraza y tubos o a placas, chiller con gas refrigerante, etc. • Determinar los parámetros de intercambio de calor para cada equipo de enfriamiento: Temperatura media logarítmica, superficie de intercambio de calor, Coeficiente global de transferencia de calor. • Realizar el análisis económico: presupuesto de inversión, costos de operación, beneficios • Realizar el análisis financiero: Determinar el Valor actual neto, VAN; la tasa interna de retorno, TIR; el período de retorno de la 		<ul style="list-style-type: none"> • Aumento de capacidad de enfriamiento, kw • Beneficio económico por aumento de producción de alcohol, soles/mes 		