

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

“Influencia de un sistema de aerocondensadores en la eficiencia de enfriamiento del agua para el área de evaporación - Agroindustrial Laredo S.A.A.”

**Tesis para obtener el Título Profesional de
Ingeniero en Energía**

AUTOR:

Bach. Huiza De La Cruz, Danfer Junior

ASESOR:

M.Sc. Chucuya Huallpachoque, Roberto Carlos

DNI: 40149444

Código ORDIC: 0000-0001-9175-5545

Nuevo Chimbote – Perú

2025

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando en cuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa de acuerdo a la denominación siguiente:

**PROYECTO DE TESIS PARA TITULO DE INGENIERO EN
ENERGIA**

**“Influencia de un sistema de aerocondensadores en la eficiencia de enfriamiento
del agua para el área de evaporación - Agroindustrial Laredo S.A.A.”**

AUTORES:

Bach. Huiza De La Cruz, Danfer Junior

M.Sc. Chucuya Huallpachoque, Roberto Carlos

DNI: 40149444

Código ORDIC: 0000-0001-9175-5545

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente Jurado Evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en el cumplimiento del objetivo propuesto y presentado con forme al Reglamento General para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa, titulado:

**“Influencia de un sistema de aerocondensadores en la eficiencia de
enfriamiento del agua para el área de evaporación - Agroindustrial
Laredo S.A.A.”**

AUTORES:

Bach. Huiza De La Cruz, Danfer Junior

Revisado y evaluado por el siguiente Jurado Evaluador:

Mg. Benites Villegas, Héctor Domingo

PRESIDENTE

DNI: 17826239

Código ORDIC: 0000-0002-8809-6371

Mg. Guevara Chinchayán, Robert Fabián

SECRETARIO

DNI: 32788460

Código ORDIC: 0000-0002-3579-3771

M.Sc. Chucuya Hualpachoque, Roberto Carlos

INTEGRANTE

DNI: 40149444

Código ORDIC: 0000-0001-9175-5545



ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

Siendo las 10:45 a.m. del día jueves 6 de noviembre del año dos mil veinticinco, en el Aula E-3 de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, y en cumplimiento de lo establecido en el Artículo 68° del Reglamento General de Grados y Títulos, aprobado mediante Resolución N.° 337-2024-CU-R-UNS de fecha 12 de abril de 2024, se dio inicio a la sesión de sustentación, instalándose el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N° 633-2025-UNS-CFI** de fecha 23 de octubre de 2025, conformado por los siguientes docentes:

- | | | |
|--|---|-------------|
| ➤ Mg. Héctor Domingo Benites Villegas | : | Presidente |
| ➤ Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán | : | Secretario |
| ➤ M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque | : | Integrante |
| ➤ M.Sc. Carlos Macedonio Montañez Montenegro | : | Accesitario |

Y según la **Resolución Decanal N.° 767-2025-UNS-FI** de fecha 5 de noviembre de 2025, se **DECLARA EXPEDITO** a los bachilleres para dar inicio a la sustentación y evaluación de Tesis, titulada: **"INFLUENCIA DE UN SISTEMA DE AEROCONDENSADORES EN LA EFICIENCIA DE ENFRIAMIENTO DEL AGUA PARA LA ZONA DE EVAPORACIÓN – AGROINDUSTRIAL LAREDO S.A.A. 2022"**, presentado por el bachiller: **HUIZA DE LA CRUZ DANFER JUNIOR**, con código de matrícula N.° **0201211010**, bajo la asesoría del **M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque**, designado mediante Resolución Decanal N.° 712-2022-UNS-FI de fecha 14 de noviembre de 2022. Concluida la exposición, el bachiller absolvió las preguntas formuladas por los miembros del Jurado y por el público asistente.

Acto seguido, el Jurado Evaluador deliberó sobre los aspectos relacionados con el contenido, desarrollo y exposición del trabajo, formulando las observaciones y recomendaciones pertinentes. En concordancia con lo establecido en el Artículo 73° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, el Jurado acuerda declarar:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
HUIZA DE LA CRUZ DANFER JUNIOR	17	BUENO

Siendo las 11:30 a.m. del mismo día, se dio por concluida la sesión, firmando los miembros del Jurado en señal de conformidad.


Mg. Héctor Domingo Benites Villegas
PRESIDENTE


Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán
SECRETARIO


M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque
INTEGRANTE



Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por Turnitin. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: Danfer Huiza De La Cruz
Título del ejercicio: REVISION
Título de la entrega: revision3
Nombre del archivo: MODELO_DE_INFORME_DE_TESIS_UN_2024.DHDLC.FINAL_2....
Tamaño del archivo: 3.4M
Total páginas: 83
Total de palabras: 14,643
Total de caracteres: 80,681
Fecha de entrega: 15-oct-2025 04:40p. m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega: 2781800405

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



"Influencia de un sistema de aerocondensadores en la eficiencia de enfriamiento del agua para el área de evaporación - Agroindustrial Laredo S.A.A."

Tesis para obtener el Título Profesional de
Ingeniero en Energía

AUTOR:
Bach. Huiza De La Cruz, Danfer Junior

ASESOR:
M.Sc. Chucuya Huallpachoque, Roberto Carlos

Nuevo Chimbote - Perú
2025

23%

INDICE DE SIMILITUD

23%

FUENTES DE INTERNET

3%

PUBLICACIONES

%

TRABAJOS DEL
ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	11%
2	es.scribd.com Fuente de Internet	2%
3	poz.unexpo.org Fuente de Internet	1%
4	pt.slideshare.net Fuente de Internet	1%
5	www.coursehero.com Fuente de Internet	1%
6	repositorio.uncp.edu.pe Fuente de Internet	1%
7	ia800801.us.archive.org Fuente de Internet	1%
8	biblioteca.utb.edu.co Fuente de Internet	1%
9	dokumen.pub Fuente de Internet	<1%
10	repositorio.unjfsc.edu.pe Fuente de Internet	<1%
11	1library.co Fuente de Internet	<1%
12	fddocuments.ec Fuente de Internet	<1%

*Dedicado a mis padres Carlos y Ana, también a mis mentores,
quienes, con sabiduría, paciencia e inspiración,
forjan en mí el deseo de aprender.
Y a mi compañera de vida Evelyn, que, con su confianza,
me inspira a seguir adelante, que todo es posible*

Huiza De La Cruz, Danfer Junior

Agradecimiento

A Dios, por brindarme la fortaleza, la salud y la sabiduría necesarias para afrontar cada desafío, y por ser una guía constante a lo largo de este proceso.

A mis padres, Carlos y Ana, por su esfuerzo, su ejemplo y su apoyo incondicional, fundamentos esenciales en cada logro alcanzado.

A mi esposa, Evelyn, por su comprensión, paciencia y respaldo permanente, cuyo acompañamiento fue clave para mantener el equilibrio y la motivación.

A mi asesor, el Ing. Roberto Chucuya Huallpachoque, por su dedicación, sus valiosos aportes técnicos y su constante acompañamiento académico y profesional.

A la Universidad, por el espacio de formación y las herramientas brindadas, y por las experiencias, amistades y aprendizajes que contribuyeron significativamente a mi desarrollo personal y profesional.

Finalmente, reconozco el esfuerzo personal invertido en la culminación de este proceso. Cada desafío superado reafirmó mi compromiso con la superación continua, reflejándose en este logro que representa disciplina, constancia y el deseo de seguir creciendo como persona y profesional.

De Danfer Huiza, gracias.

ÍNDICE

ÍNDICE.....	iv
Índice de tablas	vii
Índice de figuras	viii
Índice de anexos.....	ix
Resumen	x
Abstract	xi
I. INTRODUCCIÓN.....	12
1.1. DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	12
1.2. OBJETIVOS	13
1.3. FORMULACIÓN DE LA HIPÓTESIS.....	13
1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	14
II. MARCO TEÓRICO	15
2.1. ANTECEDENTES.....	15
2.2. MARCO CONCEPTUAL.....	17
2.2.1. <i>Proceso del Sistema de enfriamiento del agua</i>	17
2.2.2. <i>Evaporación</i>	18
2.2.3. <i>Cristalización</i>	18
2.2.4. <i>Enfriamiento/condensación del vapor y gestión del agua</i>	18
2.2.5. <i>Condensador barométrico</i>	19
2.2.6. <i>Piscinas y torres de enfriamiento</i>	20
2.2.7. <i>Torres de enfriamiento</i>	21
2.2.8. <i>Aerocondensadores</i>	24
2.2.9. <i>Eficiencia de enfriamiento</i>	29
2.2.10. <i>Transferencia de calor</i>	29
2.2.11. <i>Transferencia de calor por conducción</i>	29
2.2.12. <i>Transferencia de calor por convección</i>	30
2.2.13. <i>Transferencia de calor por radiación</i>	31
2.2.14. <i>Balance de energía en una superficie</i>	32
2.2.15. <i>Evaluación económica</i>	32
2.2.15.1. <i>Medida de riqueza (VAN, el criterio del valor actual neto)</i>	32
2.2.15.2. <i>Medida de rentabilidad (TIR, tasa de interna de retorno)</i>	34
III. MATERIALES Y METODOS.....	35

3.1.	Materiales	35
3.1.1.	Operación de la torre de enfriamiento	35
3.1.2.	Operación de evaporador	35
3.1.3.	Soporte informático	35
3.2.	Método	37
3.2.1.	Método de investigación	37
3.2.2.	Diseño de la investigación	37
3.2.3.	Metodología de cálculo	38
IV.	RESULTADOS Y DISCUSION.....	39
4.1.	Resultados	39
4.1.1.	Evaluación del proceso de enfriamiento con condensadores barométricos y torre de enfriamiento	39
4.1.2.	Balance de energía de la torre de enfriamiento	41
4.2.	Evaluación del proceso de enfriamiento con aerocondensador	44
4.2.1.	Balance de energía en el aerocondensador	44
4.2.2.	Dimensionamiento de los motores eléctricos de los ventiladores	45
4.3.	Evaluación del proceso de enfriamiento con aerocondensador con rango de 52°C de agua de salir a 28°C de agua de entrada.	46
4.3.1.	Dimensionamiento de los motores eléctricos de los ventiladores	46
4.3.2.	Dimensionamiento de los motores eléctricos de los ventiladores	47
4.4.	Eficiencia de enfriamiento	47
4.4.1.	Eficiencia de Enfriamiento Global	48
4.4.2.	Consideración de pérdidas mecánicas y eficiencia global	49
4.5.	Cálculo del área de transferencia de calor del aerocondensador	50
4.5.1.	Características del tubo aleteado	50
4.5.2.	Cálculo de la temperatura media logarítmica	54
4.6.	Determinación de indicadores de proceso	55
4.6.1.	Referido al tiempo de cocimiento	55
4.6.2.	Referido a la molienda de caña	57
4.6.3.	Referido al costo de azúcar	59
4.7.	Evaluación económica	63
4.7.1.	Variables de evaluación económica	64
4.8.	Discusiones	66
4.9.	Conclusiones y recomendaciones	69
V.	REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	72
5.1.	Tesis	72

5.2.	Textos	72
5.3.	Linkografía	73
VI.	ANEXOS	74

Índice de tablas

Tabla 1 <i>Parámetros iniciales del proceso</i>	39
Tabla 2 <i>Parámetros para el cálculo de la potencia del motor eléctrico de la bomba</i>	40
Tabla 3 <i>Parámetros para balance en torre de enfriamiento</i>	41
Tabla 4 <i>Información tomada de diagrama y calculadora de parámetros psicométricos online</i>	42
Tabla 5 <i>Datos temperatura para la torre de enfriamiento y aerocondensador</i>	48
Tabla 6 <i>Dimensiones de tubos aleteados</i>	51
Tabla 7 <i>Propiedades térmicas del duraluminio</i>	51
Tabla 8 <i>Relación entre el nivel de vacío y velocidad del proceso de cocción del jugo</i>	56
Tabla 9 <i>Relación de presión de vacío vs tiempo de cocción</i>	56
Tabla 10 <i>Comparación del tiempo de cocción y productividad diaria en función del nivel de vacío</i>	57
Tabla 11 <i>Comparativo de la molienda de caña según tiempo de cocción de 3h y 2h30min</i>	58
Tabla 12 <i>Resumen comparativo de la molienda total según tiempo de cocción</i>	59
Tabla 13 <i>Comparativo anual y diario de molienda, producción de azúcar según el tiempo de cocción</i>	59
Tabla 14 <i>Presupuesto de producción de azúcar en Agroindustrial Laredo SAA</i>	61
Tabla 15 <i>Distribución del incremento en la producción de azúcar según tipo de producto</i>	61
Tabla 16 <i>Evolución del precio internacional de la azúcar blanca (2023 – 2025)</i>	62
Tabla 17 <i>Valorización económica del incremento en la producción de azúcar rubia y blanca</i>	63

Índice de figuras

Figura 1 <i>Condensador barométrico de contracorriente</i>	19
Figura 2 <i>Torre de enfriamiento de tiro inducido</i>	22
Figura 3 <i>Variables físicas para balance de energía</i>	23
Figura 4 <i>Estructura de aerocondensadores 01</i>	25
Figura 5 <i>Estructura de aerocondensadores 02</i>	26
Figura 6 <i>Perfil de aleta larga de tubería de 1"</i>	27
Figura 7 <i>Balance de energía en un aerocondensador</i>	37
Figura 8 <i>Balance de energía para conservación de la energía</i>	32
Figura 9 <i>Ambiente de diagrama y calculadora de parámetros psicométricos</i>	36
Figura 10 <i>Software para propiedades del agua STEAM TABLE 1967 IFC</i>	37
Figura 11 <i>Esquema de tubo aleteado</i>	52
Figura 12 <i>Gráfica de tendencia de presión de vacío (inHg) vs Tiempo de cocción (segundos)</i>	57
Figura 13 <i>Precio de la azúcar blanca (2023 -2025)</i>	60
Figura 14 <i>Precio de la azúcar rubia (2023 -2025)</i>	60

Índice de anexos

Anexo 1. <i>Ubicación de la fábrica Agroindustrial Laredo</i>	74
Anexo 2. <i>Balance de energía en tachó, temperatura agua ingreso 52°C – temperatura salida agua 35°C</i>	75
Anexo 3. <i>Balance de energía en tachó, temperatura agua ingreso 52°C – temperatura salida agua 28°C</i>	76
Anexo 4. <i>Tabla de propiedades de aire a 1 atm</i>	77
Anexo 5. <i>Extracto de presupuesto de caña 2025 – Agroindustrial Laredo S.A.</i>	78
Anexo 6. <i>Extracto de presupuesto de molienda 2025 – Agroindustrial Laredo S.A.</i>	79
Anexo 7. <i>Extracto de presupuesto de azúcar 2025 – Agroindustrial Laredo S.A.</i>	80
Anexo 8. <i>Valores representativos del Coeficiente Global de Transferencia de Calor</i>	81

Resumen

La presente investigación tiene como objetivo determinar el impacto de un sistema de aerocondensadores en la eficiencia del enfriamiento del agua en la zona de evaporación de Agroindustrial Laredo S.A.A. Se busca evaluar el rendimiento de esta tecnología en comparación con la actualmente utilizada, considerando datos de al menos un año atrás.

El objetivo es medir la eficiencia del sistema de aerocondensadores mediante un balance energético, dimensionar la capacidad de los equipos involucrados y así establecer el porcentaje de mejora en el rendimiento energético del sistema. Se propone una investigación de tipo descriptiva, cuantitativa y no experimental.

En Agroindustrial Laredo una de las variables importantes en el proceso de evaporación es el vacío que se genera en los tachos de cocción y serie de evaporadores, lo que se busca es evaporar el agua a una presión de vacío de 25.5 “Hg dentro del tacho, esto permitirá hervir el jarabe a 55°C, ya que el vapor que reciben estos equipos es uno de baja calidad, temperatura y también de esta manera cuidar el cristal del azúcar, evitando la caramelización, por tal motivo debemos garantizar un enfriamiento adecuado del agua, 35°C es lo ideal en el proceso, aunque en la realidad esto no siempre se cumple por factores como la temperatura ambiente, ensuciamiento de los equipo, deficiencia del bombeo del agua, por eso en esta investigación se busca lograr un mejor control del enfriamiento, mejorando la disponibilidad y confiabilidad del proceso.

Se espera que con el nuevo sistema de aerocondensadores la eficiencia de enfriamiento del agua mejore un 5% respecto al sistema de piscina de enfriamiento con el que cuenta actualmente Agroindustrial Laredo S.A.A.

Palabras clave: Aerocondensador, eficiencia de enfriamiento, condensador barométrico.

Abstract

The objective of this research is to determine the impact of an air condenser system on water cooling efficiency in the evaporation area of Agroindustrial Laredo S.A.A. The aim is to evaluate the performance of this technology in comparison with the one currently in use, considering data from at least one year ago.

The objective is to measure the efficiency of the air condenser system through an energy balance, to size the capacity of the equipment involved, and thus to establish the percentage improvement in the energy performance of the system. A descriptive, quantitative, and non-experimental research design is proposed.

At Agroindustrial Laredo, one of the important variables in the evaporation process is the vacuum that is generated in the cooking pots and series of evaporators, what is sought is to evaporate the water at a vacuum pressure of 25.5 “Hg inside the pot, This will allow the syrup to be boiled at 55°C, since the steam that these equipment receives is one of low quality, temperature and also in this way to protect the sugar crystal, avoiding caramelization, for this reason we must guarantee adequate cooling of the water. , 35°C is ideal in the process, although in reality this is not always met due to factors such as ambient temperature, fouling of the equipment, deficiency in water pumping, which is why this research seeks to achieve better control of the cooling, improving the availability and reliability of the process.

It is expected that with the new aerocondenser system, the water cooling efficiency will improve by 5% compared to the cooling pool system that Agroindustrial Laredo S.A.A currently has.

Key word: Aerocondenser, cooling efficiency, barometric condenser.

I. INTRODUCCIÓN

1.1. DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Tanto la producción como la purificación del azúcar crudo de caña implican la evaporación del agua contenida en la solución azucarada para lograr un producto final en forma de cristales. Este proceso de evaporación se realiza en dos fases: la primera se lleva a cabo en una estación de evaporación con el objetivo de concentrar la solución, y la segunda en un tacho al vacío para cristalizar el azúcar presente en la solución. La primera fase generalmente se realiza en evaporadores de múltiple efecto para optimizar la eficiencia térmica, mientras que la segunda se efectúa en recipientes de simple efecto, lo que permite controlar durante la cristalización del lote las variables como la temperatura, la presión absoluta y la sobresaturación.

En la segunda etapa, los recipientes son conocidos como tachos al vacío, su función es producir cristales de azúcar satisfactorios a partir del jarabe o mieles, estos equipos usan vapor obtenido del proceso de evaporación, es un vapor con baja presión y temperatura. Para lograr el cocimiento del jarabe en los tachos, estos cuentan con un condensador, que puede seleccionarse entre varios tipos, abastecido con agua fría a fin de condensar los vapores, manteniendo así el vacío.

Los condensadores utilizan agua para enfriar el vapor que entra, dado que en los procesos se busca la eficiencia. Esta agua opera en un ciclo cerrado, el cual está compuesto por los condensadores y el tanque de enfriamiento (también conocido como piscina de enfriamiento o enfriadero). La temperatura mínima a la que el agua puede enfriarse, debido a su contacto con el aire, es la que indica el termómetro de bulbo húmedo. La eficiencia oscila entre el 50 y el 70%, siendo el promedio del 60%. Es importante considerar que un buen enfriadero puede reducir la temperatura del agua hasta 1 o 2 °C por encima de la temperatura ambiente. Hoy en día muchos factores influyen en la eficiencia de enfriamiento del agua en una enfriadera, por eso que estas ya poco a poco están siendo desplazadas por las torres de enfriamiento, ya que usar un ventilador de tiro forzado o inducido, dependiendo del tipo de torre, termina siendo más eficiente que el sistema de enfriamiento por intercambio de calor con el medio ambiente, vale mencionar que la temperatura de bulbo húmedo varía por las estaciones lo que influye a la eficiencia de la enfriadera.

Agroindustrial Laredo S.A.A. por ser parte de una empresa transnacional en el grupo Manuelita, eso la obliga a estar en constante búsqueda de mejorar sus procesos, calidad, innovar en sus productos y reducir sus costos.

Dentro del proceso de fabricación de azúcar el sistema de enfriamiento de inyección de agua es clave para el proceso de generar vacío que se utiliza en los evaporadores y tachos para producir azúcar para reducir la presión en el interior de los equipos y permitir que el agua se evapore a una temperatura más baja. Esto ayuda a proteger la calidad del producto final, reducir el tiempo de procesamiento y el consumo de energía, y formar cristales de azúcar más grandes y uniformes.

1.2. OBJETIVOS

Objetivo general:

Determinar la influencia de un sistema de aerocondensadores en la eficiencia de enfriamiento del agua para la zona de evaporación – Agroindustrial Laredo S.A.A.

Objetivos específicos:

- Evaluar el enfriamiento del agua mediante un sistema de torre de enfriamiento.
- Evaluar el enfriamiento del agua mediante un sistema de aerocondensadores.
- Determinar la eficiencia de enfriamiento de agua con un sistema de aerocondensadores.
- Realizar evaluación económica del sistema con aerocondensadores.

1.3. FORMULACIÓN DE LA HIPÓTESIS

Se espera que con el nuevo sistema de aerocondensadores la eficiencia de enfriamiento del agua mejore un 5% respecto al sistema de piscina de enfriamiento con el que cuenta actualmente Agroindustrial Laredo S.A.A.

1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

En busca de mejorar la eficiencia de procesos energéticos y optimizar el uso de los recursos, en especial los recursos naturales, nos vemos en la obligación de proponer ideas con sistemas existentes y aplicarlos en los procesos donde queremos evaluar el desempeño del mismo. En el proceso de elaboración del azúcar, cuenta con varias etapas donde muchos equipos y recursos son utilizados para lograr obtener el producto, esta investigación toma el proceso de enfriamiento de agua en los condensadores barométricos de los tachos de vacío, esta parte del proceso es una de las más importantes ya que el desempeño de estos equipos afecta directamente a la calidad del producto, su tiempo de preparación y eficiencia del equipo.

Un adecuado enfriamiento del agua utilizada por el condensador barométrico disminuye la temperatura del vapor condensado en dicho condensador, facilitando la recuperación del agua del proceso y reduciendo los períodos en los que es necesario reabastecer agua, específicamente, en la piscina de enfriamiento.

La eficiencia del sistema de enfriamiento del agua no solo permite el buen uso del recurso hídrico, sino que también permite acelerar el proceso de evaporación y mejorar la calidad del azúcar, que es donde es beneficioso a la empresa en tema de costos y cumplimiento el área logística y ventas.

Aun así, mantener un buen sistema de enfriamiento a través de un sistema Spray-Off con el que se cuenta en Agroindustrial Laredo no es regular en todo el año, porque la transferencia de calor es afectada por la temperatura ambiente, contaminantes externos por estar expuesta, por tal motivo se busca realizar el cálculo cuando sea sustituido por un sistema de enfriamiento por aerocondensadores, donde se tiene como objetivo ver cómo influye este cambio a la eficiencia de enfriamiento al usar un sistema de aerocondensadores permitiría a Agroindustrial Laredo mejorar no solo en su proceso de producción de azúcar sino en optimizar los espacios en fábrica ya que al ser compactos permiten una fácil instalación en lugares reducidos, buena adaptabilidad a las diferentes condiciones ambientales que se presentan en lo largo del año y mejor condición en la seguridad laboral comparados con otros sistemas de enfriamiento.

II. MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES

Según la investigación de Bravo (2021) utilizo condensadores de vacío, torres de enfriamiento y aerocondensadores para determinar los indicadores de rendimiento del proceso de condensación. Los métodos utilizados en este estudio fueron deductivos y descriptivos, y el diseño de investigación fue pre experimental. Los resultados obtenidos al evaluar el proceso de condensación mediante un condensador de aire obtuvieron un flujo de aire de enfriamiento igual a 5.782,8 kg/s para condensar 54,4 kg/s de vapor húmedo, y requirieron 4.473 MW de electricidad consumidos como equipos auxiliares, lo que representa el 1,5% efectivo de la fuerza. Así mismo Gonzáles (2018) diseño un sistema de condensación mediante un aerocondensador (AAC) para una central eléctrica de 20MW en Cuba, con el objetivo específico de calcular los principales parámetros del sistema ACC a partir del uso del método LMTD, elaborar un diseño conceptual del sistema y realizar un análisis de costos del equipo que se está diseñando. Los resultados del estudio LMTD determinaron los principales parámetros del sistema ACC, obteniendo un coeficiente global de transferencia de calor de 31,39 W/(m²-K), una temperatura del aire de salida de 47,41°C y un área de transferencia de calor de 15.541m² cuadrados y 874 tubos. El costo de instalación del aerocondensador excede el valor de mantenimiento de la torre de evaporación húmeda en \$1,613,196, la cual consume 1,296 kWhr de electricidad, equivalente a \$1,447,502/año.

Por otro lado, Ericastilla Recinos (2018) analizo la generación de condensados, comparando dos sistemas de refrigeración actuales y propuestos, realizar un análisis financiero de los sistemas. Durante la investigación se obtuvieron los siguientes resultados: Para satisfacer la demanda de agua circulante, la bomba de agua debe tener una columna de elevación de 21.64 m, succión positiva, potencia del motor de 171.83 kW, área de piscina de enfriamiento de 15,141m², eficiencia teórica de 73%, y eficiencia real de 80% La TIR final mostró la factibilidad económica del proyecto en 90%, y el costo de inversión para implementar el sistema fue de US\$3,780,077.76, que incluyó costos de equipos, mano de obra, instalación, ingeniería civil, eléctrica y. Ingeniería de Automatización. Del mismo modo Celestino y Fernández (2017) evaluaron el rendimiento térmico de torres de enfriamiento de tiro forzado en contraflujo, así como un objetivo específico que consiste en formular una ecuación

para determinar el rendimiento térmico y analizar el impacto de la relación de flujo líquido/gas (L/G) sobre el rendimiento térmico de dichas torres. Para alcanzar este objetivo, se realizaron pruebas experimentales de refrigeración por agua en una torre de refrigeración con relleno tipo película diseñada para este propósito. Los resultados obtenidos en el rendimiento de la torre oscilaron entre 61.12%, 72.11% y 79.26% para una relación L/G de 0.4807, 0.3356 y 0.1303, respectivamente, a una temperatura de 30°C; de 66.44%, 77.80% y 85.05% para una relación L/G de 0.4807, 0.3356 y 0.1303, respectivamente, a 40°C; y de 71.82%, 80.81% y 88.23% para una relación L/G de 0.4807, 0.3356 y 0.1303, respectivamente, a 50°C. Se concluyó que el rango, la eficiencia y el NTU disminuyen con el aumento de la relación L/G para cada temperatura, mientras que el rango y la eficiencia aumentan con el incremento de la temperatura.

En la investigación de Aguilar (2017) evaluó una torre de pruebas en el laboratorio operativo unitario de la Escuela Superior de Ingeniería e Industrias Extractivas. Presento el diseño de torres de enfriamiento de diversas dimensiones, en el que se llevan a cabo estudios teóricos sobre la transferencia de masa y energía para entender y describir los modelos matemáticos que regulan el comportamiento y funcionamiento de las torres de enfriamiento. Si la relación de alimentación se restringe a un rango de 0,9 a 1,7 y la diferencia de temperatura es considerable, mientras que la temperatura ambiente se sitúa aproximadamente entre 20 y 25 °C más baja, la eficiencia de la torre de refrigeración por agua inducida alcanzará el 35 %. Se anticipa que la eficiencia máxima de diseño será del 45%. Los datos proporcionados por el diseñador pueden ser modificados ajustando la relación de alimentación y elevando la temperatura del agua que ingresa a la torre. En esa misma línea Mendoza y Gallardo (2016) diseñaron y construyeron prototipos de torres de enfriamiento de tiro inducido a contraflujo. Como objetivos específicos, se propuso describir el proceso de transferencia de calor, las características de diseño del prototipo, así como los costos y la eficiencia. En consecuencia, se llevó a cabo la construcción de una torre de enfriamiento de tiro inducido a contracorriente con las siguientes variables: altura de la torre de 1,70 m, área de la torre de 0,36 m², altura de llenado de 0,15 m, temperatura del líquido en el área de calentamiento de 33°C, y la temperatura del circuito en la zona de enfriamiento a través del intercambiador de calor, que varió de 26 a 23° C.

Finalmente, Adame (2015) evaluó la implementación de un sistema de aerocondensador que sustituya la torre de enfriamiento húmeda actual en la planta de

Gemasolar, ubicada en Fuentes de Andalucía, Alternativa Andaluza de Condensadores, Sevilla. Como resultado, un estudio del clima de la región reveló que el 3,3% de los casos superaban los 35°C, considerando esta temperatura como el límite máximo para el cual fue diseñado el equipo. Por lo tanto, cuando la temperatura exterior alcance los 35°C, el condensador de aire no podrá disipar toda la energía térmica que el sistema requiere. Durante la mayor parte del año (39% de las horas de operación en 2014), el condensador de aire solo necesita 3 ventiladores para eliminar todo el calor que debe ser disipado dentro de la unidad. Solo opera con aproximadamente 8 ventiladores el 4% del tiempo. En la investigación de Fernández (2012) tomaron como referencia la planta de energía solar Palma del Río II, verificó la viabilidad del proyecto en términos de consumo de electricidad y estudios económicos. Los resultados del estudio muestran que el uso de condensadores de aire en plantas de energía solar ahorra aproximadamente 141.000 euros al año, pero sustituir los condensadores húmedos en las torres de agua de refrigeración por condensadores de aire aumenta los precios de la electricidad en casi un 8%. En este proyecto se puede concluir que el consumo del condensador de aire es óptimo durante el 96% del tiempo en que funciona, y durante el 4% restante, algunos picos en verano obligan a aumentar la velocidad del aire impulsado y por tanto aumentar su consumo energético. Siendo que Escaff y Herrera (2012) realizaron un estudio energético de la torre de enfriamiento en la empresa Propilco S.A. con el objetivo de evaluar su eficiencia y rendimiento en el funcionamiento de la planta. Entre los objetivos específicos, se busca analizar el desempeño de la torre MARLEY y mejorar la optimización energética de la misma. Los resultados obtenidos en la investigación indican que la capacidad de enfriamiento de la torre con relleno tipo A es del 51.81% y con relleno tipo B es del 53.88%. En conclusión, se puede afirmar que la torre Marley ha mejorado su rendimiento, ya que ha incrementado la producción de polipropileno de 15.83 ton/hr a 21.85 ton/hr y ha disminuido el flujo de agua de reposición de 29.04 m³/hr a 24.85 m³/hr.

2.2. MARCO CONCEPTUAL

2.2.1. Proceso del Sistema de enfriamiento del agua

En la industria azucarera, el manejo térmico del agua juega un papel fundamental en la eficiencia del proceso de producción, especialmente durante las etapas de evaporación y

cristalización. Estos procesos requieren grandes volúmenes de vapor y agua de enfriamiento, cuya gestión adecuada es esencial para el funcionamiento continuo de equipos como evaporadores de múltiple efecto, pans de vacío, cristalizadores y condensadores barométricos. Para garantizar el recirculado eficiente del agua, se utilizan sistemas de torres de enfriamiento, donde el calor absorbido es liberado al ambiente mediante evaporación parcial. Este ciclo térmico cerrado permite maximizar la eficiencia energética del ingenio, reducir el consumo de agua fresca y mantener la estabilidad operativa en procesos críticos como la concentración y cristalización del azúcar.

2.2.2. Evaporación

El proceso de evaporación es reducir el contenido de agua del jugo de caña para concentrarlo (~60 65 °Brix) y generar vapor para su propio uso.

Equipos principales:

Evaporadores

Evaporadores de múltiples efectos tipo Roberts (4 6 etapas), que reutilizan el vapor generado en cada etapa.

Evaporadores tipo film, como de película ascendente o descendente, usados para soluciones con sólidos.

Bombas de circulación y sistemas de vacío que controlan presión, temperatura y retención.

2.2.3. Cristalización

El jarabe concentrado ($\approx 65^\circ$ Brix) es cocido bajo vacío en vacuum pans, donde se agrega semilla cristalina para formar “massecuite” o “base” (mezcla de cristales y miel).

Para el crecimiento de cristales, se usan los vacuum pans continuos también conocidos como tachos.

2.2.4. Enfriamiento/condensación del vapor y gestión del agua

Condensadores barométricos enfrían el vapor generado durante evaporación/cristalización mediante contacto directo con agua fría, creando vacío en los pans (tachos).

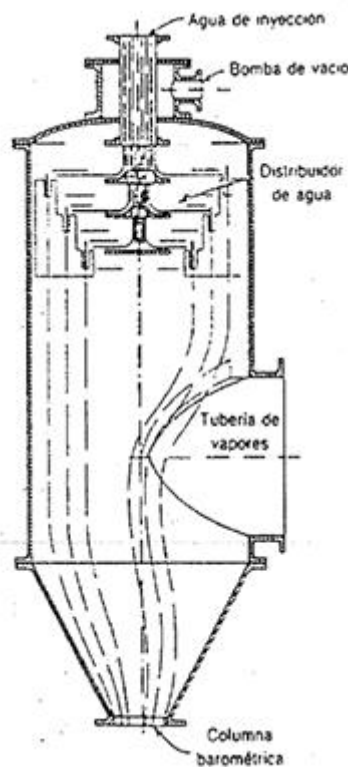
El agua de enfriamiento se evapora parcialmente y se descarga - una parte retorna al sistema con serpentines o torres de enfriamiento.

2.2.5. Condensador barométrico

El vapor de agua que se introduce en el primer cuerpo de un evaporador de múltiple efecto se condensa en su interior. De manera análoga, el vapor de jugo generado en el último efecto debe ser condensado para asegurar que se mantengan las caídas escalonadas de presión y temperatura a lo largo del evaporador de múltiple efecto. El vapor de jugo del último efecto, que generalmente se encuentra a una presión absoluta de 5 inHg o menos, suele estar demasiado frío para ser utilizado en el proceso y se condensa mediante contacto directo con agua fría en un condensador barométrico. (Cheng, 2000). Básicamente, un condensador barométrico es un recipiente cerrado en el que el vapor de jugo entrante se mezcla íntimamente con, y es condensado por, una corriente de agua más fría. Cada condensador también incluye medidas para eliminar los gases no condensables que ingresan al vapor o al agua. En un condensador barométrico de contracorriente, el vapor de jugo ingresa al condensador cerca de la parte inferior, se eleva a través de la corriente de agua que cae y se condensa en su camino hacia la salida de los gases no condensables ubicada en la parte posterior. (Cheng ,2000, p.260)

Figura 1

Condensador barométrico de contracorriente



Nota. Tomada de Manual del azúcar de caña (p.262), por Cheng (2000).

Las ventajas principales de la condensación por contacto directo incluyen un costo de construcción bajo del condensador y la capacidad de lograr una aproximación de temperaturas muy cercana. Esto es especialmente relevante debido a que las temperaturas de saturación del agua son bajas y la temperatura del agua de inyección es alta en las zonas cálidas donde se produce caña de azúcar. (Rein ,2012, p.370)

La cantidad de agua de inyección \dot{m}_W se puede determinar a través de un balance de entalpía en torno al condensador. Al igualar la entalpía del agua en la pierna barométrica a una temperatura t_o con la entalpía del vapor, que tiene una entalpía específica h_V a la temperatura de saturación del vapor t_{VS} y del agua de inyección, y suponiendo que la cantidad de gas saturado que se escapa al equipo de vacío es despreciable, se llega a la siguiente expresión.

$$\begin{aligned}\dot{m}_V \cdot h_V + \dot{m}_W \cdot C_p \cdot t_i &= (\dot{m}_V + \dot{m}_W) \cdot C_p \cdot t_o \\ \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_V} &= \frac{h_V + C_p \cdot t_o}{C_p \cdot (t_o - t_i)}\end{aligned}\quad (1)$$

Donde:

\dot{m}_W : Flujo de agua a inyectar al condensador.

\dot{m}_V : Flujo de vapor que ingresa al condensador.

h_V : Entalpía de vapor.

C_p : Capacidad calorífica del agua.

t_o : Temperatura de salida del agua.

t_i : Temperatura de entrada del agua.

La temperatura del agua de salida no debe sobrepasar la temperatura del vapor t_{VS} , aunque debe intentar acercarse al máximo. La variación entre las temperaturas del vapor saturado y del agua de salida ($t_{VS} - t_o$) se conoce como aproximación o aproximación de temperatura del condensador. (Rein, 2012, p.371)

2.2.6. Piscinas y torres de enfriamiento

El agua se enfría al entrar en contacto con aire ambiente a una temperatura inferior, ya sea en piscinas o en torres de enfriamiento convencionales. La mayor parte del enfriamiento ocurre por evaporación, mientras que solo una pequeña fracción se debe a la transferencia directa de calor (transferencia de calor sensible). Por lo tanto, una

proporción considerable del vapor condensado se evapora en el sistema de enfriamiento, típicamente entre el 80% y el 85% en torres de enfriamiento, con solo un 15% a 20% del enfriamiento total atribuible a la transferencia directa de calor.

2.2.7. Torres de enfriamiento

Generalmente, estos sistemas están equipados con mecanismos de tiro mecánico, aunque en ciertas ocasiones se han utilizado torres de circulación natural en fábricas de azúcar. En términos generales, las torres de enfriamiento se dividen en dos categorías: a contracorriente y de flujo cruzado, lo que describe la relación entre la dirección del aire y la del agua. Se considera que las torres a contracorriente son intrínsecamente más eficientes; sin embargo, las torres de flujo cruzado pueden funcionar con menores requerimientos de energía o con mayores velocidades de vapor. Es necesario emplear separadores de arrastres antes de los ventiladores para minimizar la pérdida de agua.

Durante la operación rutinaria, es fundamental garantizar que haya una distribución uniforme del agua sobre el paquete de relleno. Una distribución desigual del agua puede fácilmente incrementar la temperatura de salida de las torres de enfriamiento en más de 10°C.

Una torre de enfriamiento es un dispositivo de intercambio térmico cuyo objetivo principal es reducir la temperatura de grandes volúmenes de agua caliente que proviene de procesos industriales y de la condensación en plantas termoeléctricas convencionales, así como de la refrigeración de sistemas de aire acondicionado, con el propósito de poder reutilizarla en el proceso. Hasta hace algunas décadas, el agua caliente generada en los procesos de enfriamiento se vertía en estanques o ríos cercanos con el fin de disminuir su temperatura mediante el contacto directo con el agua de estos cuerpos, lo que ocasionaba daños significativos al ecosistema. Además de las ventajas relacionadas con la protección del medio ambiente, tras realizar un análisis exhaustivo de diferentes tipos de intercambiadores de calor, se concluyó que el uso de torres de enfriamiento es el método más eficiente y económico para enfriar los fluidos de los procesos. (Ramírez y Villareal, 2008).

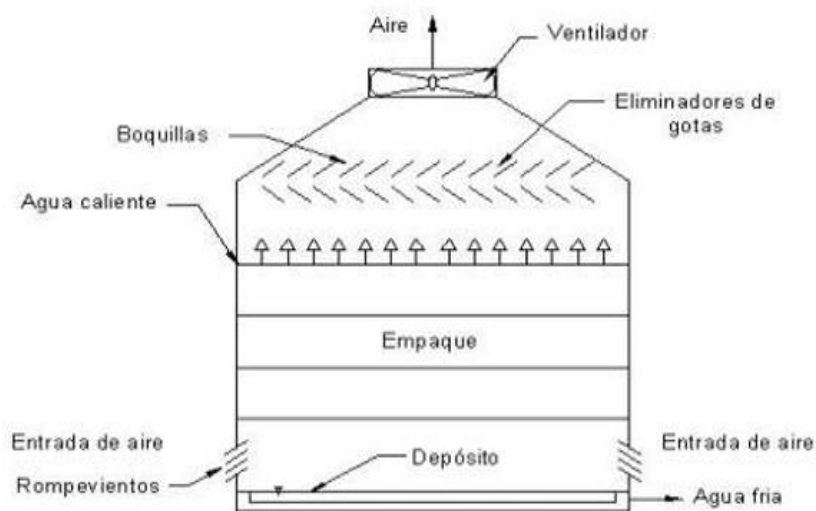
Las torres de enfriamiento son construcciones de amplio diámetro que albergan empaques diseñados para facilitar un óptimo contacto entre gas y líquido a presiones de vacío o

presiones muy reducidas. El uso de torres de enfriamiento representa el método más comúnmente utilizado en el mundo para el enfriamiento. (Wark, 2003)

La operación de una torre de enfriamiento implica la introducción de agua caliente proveniente de un proceso térmico a través de un conjunto de distribuidores de agua situados en la parte superior de la torre. El agua distribuida desciende por toda el área de la sección transversal de la torre, atravesando todo el relleno, mientras que el flujo de aire, impulsado por ventiladores, también circula a través del relleno, pero en dirección ascendente (contracorriente). Existen otras configuraciones para diferentes flujos de aire, como los de flujo cruzado, pero en todos los casos, el objetivo es maximizar el contacto entre el agua que cae y el aire. El agua que se recoge en la parte inferior del relleno tiene una temperatura más baja que la del agua de entrada, y es almacenada en el contenedor de agua fría. Asimismo, la fracción de agua que es arrastrada por el aire debe ser reabastecida para evitar la reducción del flujo de agua en el circuito de condensación. (Fernández y Celestino, 2017)

Figura 2

Torre de enfriamiento de tiro inducido



Nota. Tomado de *Rendimiento térmico de una torre de enfriamiento de tiro forzado en contracorriente*, por Fernández y Celestino, 2016, Universidad Nacional del Centro del Perú.

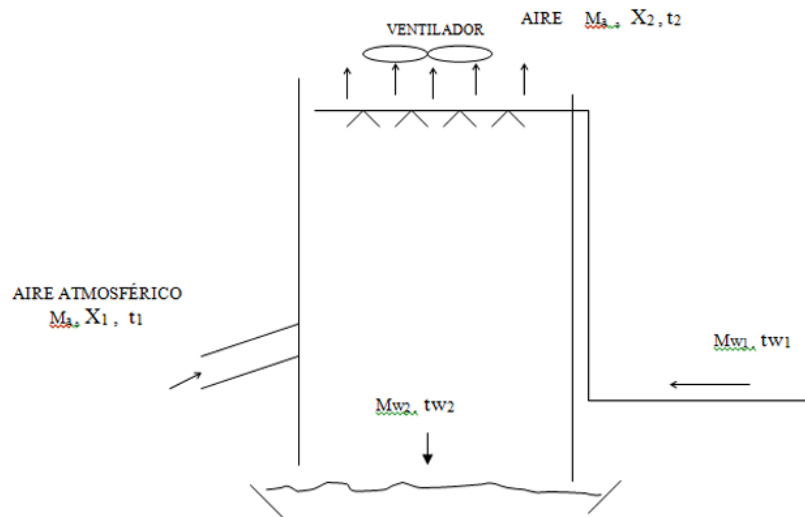
La transferencia de masa de agua al aire mediante evaporación ocurre a través de la evaporación pelicular o por la transferencia de calor de las gotas de agua al aire. Además,

se produce una transferencia de calor por radiación, aunque este último método es considerado insignificante. Durante el proceso de transferencia de masa y calor, el agua que desciende pierde energía, tanto en forma de calor sensible como latente, lo que provoca una disminución en su temperatura. Según la bibliografía especializada, la temperatura límite para el enfriamiento del agua es la temperatura de bulbo húmedo del aire en la entrada de la torre de enfriamiento. Se estima que aproximadamente entre el 80% y el 90% del enfriamiento logrado en la torre se atribuye a la transferencia de calor latente (es decir, por evaporación), mientras que el 10% a 20% restante se debe a la transferencia de calor sensible. (Fernández y Celestino, 2017).

Se presenta la figura continuación para el balance de energía y materia en una torre de enfriamiento:

Figura 3

Variables físicas para un balance de energía



Nota. Tomado de *Efecto del empleo de aerocondensadores en el desempeño del proceso de condensación en la central de ciclo combinado de termochilca*, por Bravo, 2021, Universidad Nacional del Santa.

El balance de materia correspondiente al agua será:

$$M_{W1} + (M_a * X_1) = M_{W2} + (M_a * X_2)$$

El equilibrio energético para el volumen de control:

$$(M_{W1} * h_{W1}) + (M_a * h_1) = (M_{W2} * h_{W2}) + (M_a * h_2)$$

Luego tenemos que:

$$M_{W2} = M_{W1} + (M_a * X_1) - (M_a * X_2)$$

$$M_{W2} = M_{W1} + M_a * (X_1 - X_2)$$

Reemplazando en la ecuación de Balance de Energía para el volumen de control:

$$(M_{W1} * h_{W1}) + (M_a * h_1) = (M_a * h_2) + [M_{W1} + M_a * (X_1 - X_2)] * h_{W2}$$

Reduciendo:

$$M_a = \left[\frac{M_{W1} * (h_{W2} - h_{W1})}{(h_1 - h_2) - (X_1 - X_2) * h_{W2}} \right] \quad (2)$$

A continuación, es necesario establecer los valores de los parámetros que hemos leído, por lo que tenemos:

M_{W1} = Masa de agua entrante

t_{W1} = Temperatura de ingreso del agua a la Torre.

t_{W2} = Temperatura de salida del agua de la Torre.

Ta_{1BS} = Temperatura de ingreso del aire (Bulbo seco).

Ta_{1BH} = Temperatura de ingreso del aire (Bulbo húmedo).

Ta_{2BS} = Temperatura de salida del aire (Bulbo seco).

Ta_{2BH} = Temperatura de salida de aire (Bulbo húmedo).

P = Presión atmosférica.

H_{R1} = Humedad relativa de ingreso del aire.

H_{R2} = Humedad relativa de salida del aire.

X_1 = Humedad absoluta de ingreso de aire.

X_2 = Humedad absoluta de salida de aire.

h_1 = Entalpía específica del aire húmedo de entrada.

h_2 = Entalpía específica del aire húmedo de salida.

2.2.8. Aerocondensadores

Para reducir el vapor húmedo que se produce en la descarga de la turbina de vapor de baja presión, se utilizan aerocondensadores en las plantas termoeléctricas. Estos intercambiadores de calor de tipo cruzado de un solo paso están compuestos por paneles de condensación que contienen tubos con aletas fabricados de un material de alta conductividad. El vapor húmedo a baja presión es transportado a través de grandes tubos hasta llegar a estos paneles. Se emplea aire forzado como medio de refrigeración, y a través de los haces de tubos aleteados que conforman los paneles, se impulsa aire a baja presión mediante ventiladores axiales ubicados en la parte inferior del condensador. El calor latente de la condensación del vapor es absorbido por el aire, lo que provoca un

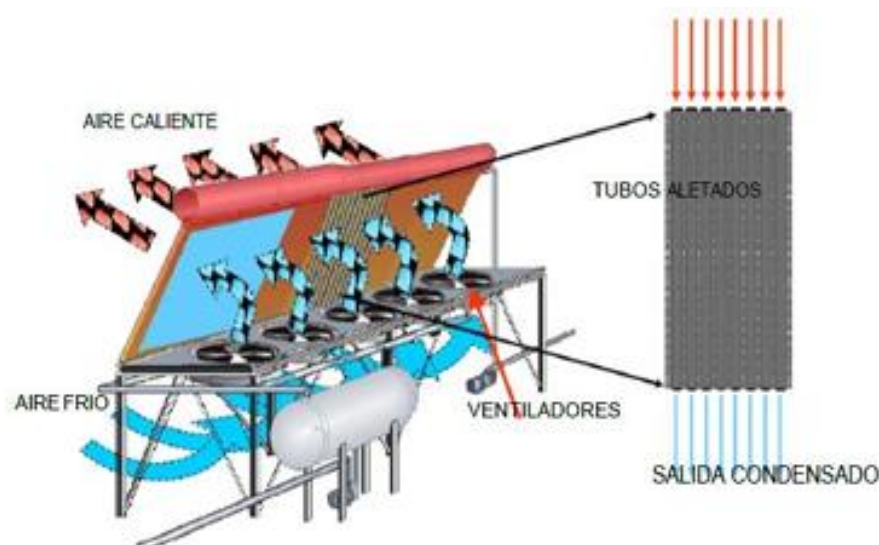
incremento en su temperatura. Por otro lado, el condensado se recupera en el aerocondensador y se transfiere al tanque de agua condensada. Una bomba de condensado se encarga de extraer el agua de este tanque. (Fernández, 2012)

El sistema térmico indirecto comprende un sistema de condensación que utiliza un banco de tubos y un equipo de refrigeración que se asemeja a un radiador de automóvil modificado. En ciertas ocasiones, se clasifica como un sistema de condensación o refrigeración con aerocondensador. El radiador de tubos con aletas efectúa un intercambio de calor con el aire que circula a través de él, condensando el vapor húmedo a baja presión. Los ventiladores de tiro forzado facilitan el paso del aire a través de un conjunto de tubos con aletas que constituyen el aerocondensador. (Gonzales, 2018)

El aerocondensador utiliza el aire de la atmósfera para transformar la fase del vapor de la turbina de vapor que se encuentra en su interior. En la parte superior de la estructura del aerocondensador se localiza el distribuidor (cabeza), por donde ingresa el vapor húmedo que proviene de la turbina. Posteriormente, el vapor húmedo se distribuye a través de los tubos que poseen superficies aleteadas organizadas en una configuración en forma de A en el techo. A medida que desciende por los tubos, el vapor húmedo se condensa debido a la influencia de la temperatura ambiente más baja. En la parte inferior del marco en forma de A, se sitúan los ventiladores que impulsan el aire sobre la superficie externa de las aletas de los tubos. (Aguilar, 2012)

Figura 4

Estructura de aerocondensador 01



Note. Tomado de *Modelo y simulación dinámica del aerocondensador de la central de ciclo combinado San Lorenzo*, por Aguilar, 2012, Instituto Politécnico Nacional.

Una estructura de soporte de acero sostiene un conjunto de paneles de tubos con aletas dispuestos en una configuración "A" o "V", formando así el condensador de aire. Según el sistema de impulsión de aire, los aerocondensadores pueden operar con convección forzada o convección natural. En el caso de los aerocondensadores de tiro forzado, el aire a temperatura ambiente se distingue por requerir menos energía para el mismo flujo másico de aire en comparación con los sistemas de tiro inducido, dado que los ventiladores están situados debajo de los haces de tubos. Esta disposición permite que los condensadores de aire de tiro forzado soporten temperaturas más elevadas en las aspas del ventilador en comparación con los de tiro inducido. (Gonzales, 2018)

Figura 5

Estructura de aerocondensadores 02



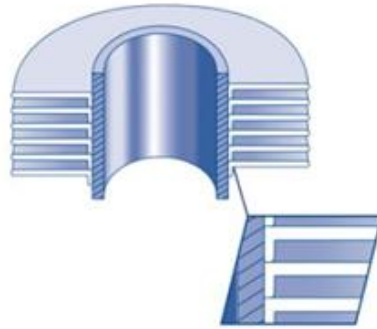
Nota. Tomado de *Estudio de un condensador de vapor de capacidad de 3.2 MWt acoplado a un ciclo "PWG" (Pressure Water Generation)*, el cual genera 300 kWe, por Duran, 2013, Universidad Nacional Autónoma de México.

Cada sección de la cabeza del aerocondensador está formada por entre siete y diez paquetes de tubos de condensador, tanto en las secciones más grandes como en las más pequeñas. La sección central, por su parte, incluye entre diez y quince paquetes del mismo tipo de tubos. En la conexión entre las secciones mayor y mediana, así como en la unión de la sección mediana a la sección menor, se localizan dos haces de tubos deflegmadores. Además, a cada lado de la cabeza se encuentran haces de tubos, siendo la parte más grande de estos haces de tubos condensadores y la parte más pequeña de tubos deflegmadores. En el caso de un aerocondensador empleado en una central termoeléctrica, se estima que posee entre 15.000 y 20.000 tubos de aletas altas de 1 pulgada de diámetro, con un flujo másico de 53 kg/sg. Estos tubos suelen estar elaborados con duraluminio, una aleación

que presenta una alta conductividad térmica y está compuesta por un 95% de aluminio y un 5% de cobre. (Aguilar, 2012)

Figura 6

Perfil de aleta larga de tubería de 1"

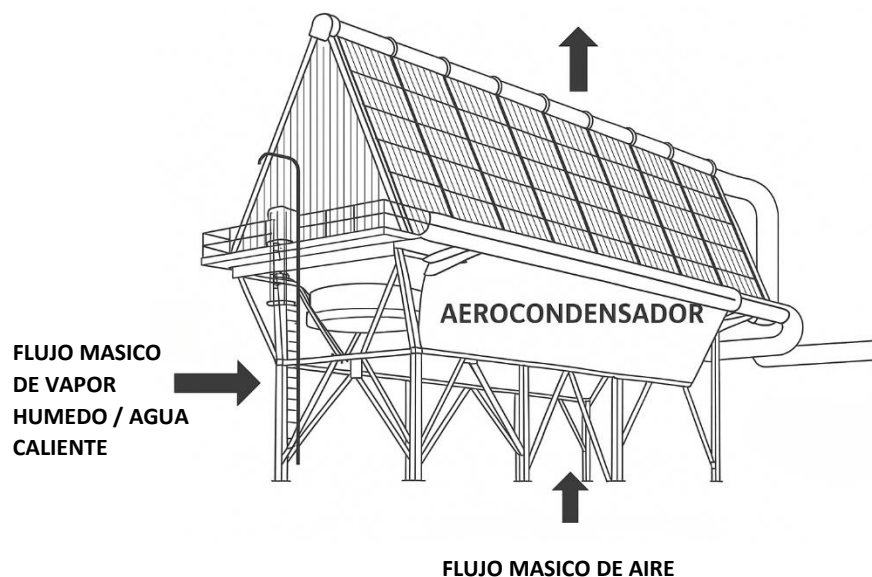


Nota. Tomado de *Efecto del empleo de aerocondensadores en el desempeño del proceso de condensación en la central de ciclo combinado de termochilca*, por Bravo, 2021, Universidad Nacional del Santa.

El equilibrio energético en un condensador es el siguiente:

Figura 7

Balance de energía en un aerocondensador.,



Nota. Elaboración propia

Se establece que el flujo de calor sensible que es extraído por el aire que ingresa al aerocondensador es equivalente a:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a * C_{p_a} * (T_{a_f} - T_{a_i}) \quad (3)$$

Donde:

\dot{Q}_a : Flujo de calor extraído por el aire de enfriamiento.

\dot{m}_a : Flujo másico de aire de enfriamiento.

C_{p_a} : Calor específico del aire a presión constante.

T_{a_f} : Temperatura final del aire de enfriamiento.

T_{a_i} : Temperatura inicial del aire de enfriamiento.

Por consiguiente, el calor transferido es captado por el aire de refrigeración en el aerocondensador.

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_c \quad (4)$$

Para los ventiladores utilizados en el aercondensador se tiene la potencia de los motores eléctricos según la siguiente ecuación:

$$P_{ven} = \frac{Q * \Delta P}{\eta_v * \eta_{el}} \quad (5)$$

Donde:

Q : Caudal de aire (m³/s)

H : Presión estática a desarrollar por el ventilador (0.2 kPa), valor de diseño de la torre de enfriamiento por la empresa Vettor para Agroindustrial Laredo.

η_v : Eficiencia del ventilador.

η_m : Eficiencia del motor eléctrico.

Para la energía eléctrica utilizada por las bombas centrífugas de agua en el proceso de condensación, se presenta la siguiente ecuación:

$$P_{bba} = \frac{Q * H * g}{\eta_{bba} * \eta_m} \quad (6)$$

Donde:

Q : Caudal de agua (m³/s)

H : Altura de presión (4 bar)

g : Aceleración de la gravedad (9.81 m/s²)

η_v : Eficiencia de la bomba.

η_m : Eficiencia del motor eléctrico

2.2.9. Eficiencia de enfriamiento

Cuando nos referimos a la eficiencia de enfriamiento, estamos hablando de qué tan efectivo es un sistema para disminuir la temperatura de un medio. La base de este fenómeno radica en la transferencia de calor.

2.2.10. Transferencia de calor

La energía se manifiesta en movimiento debido a una diferencia de temperaturas. Siempre que haya una variación térmica en un objeto o entre varios objetos, se producirá una transferencia de calor. Los diferentes tipos de procesos de transferencia de calor son conocidos como modos. Cuando hay un gradiente de temperatura en un medio en reposo, ya sea sólido o líquido, utilizamos el término conducción para describir la transferencia de calor que se realiza a través del medio. Por otro lado, el término convección se refiere a la transferencia de calor que se produce entre una superficie y un fluido en movimiento cuando estos se encuentran a diferentes temperaturas. El tercer modo de transferencia de calor se denomina radiación térmica. Todas las superficies con temperaturas finitas emiten energía en forma de ondas electromagnéticas. Por lo tanto, en ausencia de un medio, se genera una transferencia neta de calor por radiación entre dos superficies a distintas temperaturas, según Incropera & DeWitt (1999).

2.2.11. Transferencia de calor por conducción

La transferencia de energía a través de la conducción ocurre en sólidos, líquidos y gases. Podemos entender la conducción como el proceso mediante el cual la energía se transfiere desde las partículas más energéticas de una sustancia hacia las partículas adyacentes que poseen menos energía, gracias a las interacciones entre ellas. La tasa de transferencia de energía por conducción se establece a nivel macroscópico a través de la Ley de Fourier. (Moran y Shapiro, 2004, p.57)

Las temperaturas más altas están asociadas con energías moleculares superiores y, cuando las moléculas chocan entre sí, como sucede de forma continua, se genera una transferencia de energía de las moléculas más energéticas hacia las menos energéticas. En un contexto

de gradiente térmico, la transferencia de energía por conducción debe llevarse a cabo en la dirección donde la temperatura disminuye. (Incropera & DeWitt, 1999, p.3)

La tasa neta de transferencia de calor por conducción en una pared plana unidimensional se define como (Cengel y Ghajar, 2009, p.92).

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (7)$$

La ecuación es reconocida como la Ley de Fourier de la conducción de calor, la cual fue expresada en 1822. Esta ecuación se aplica a cualquiera de las fases de la materia: sólida, líquida y gaseosa.

Donde

\dot{Q}_{cond} : Flujo de calor o transferencia de calor por conducción.

A : Área de la transferencia de calor por conducción.

K : Conductividad térmica.

$\frac{dT}{dx}$: Gradiente de temperatura en la dirección del eje x.

2.2.12. Transferencia de calor por convección

Es el intercambio de energía entre la superficie de un sólido y un líquido o un gas como resultado del movimiento del fluido. El proceso real implica una combinación de conducción en la interfase sólido-fluido y el movimiento del fluido que transporta la energía. El cálculo del flujo de calor por convección desde una superficie hacia un fluido se lleva a cabo utilizando el modelo de la Ley de enfriamiento de Newton. (Wark y Richards, 2001, p.54)

La convección es el proceso a través del cual se transfiere energía entre una superficie sólida y el líquido o gas en movimiento que la rodea. Este fenómeno está vinculado a la combinación de la conducción y el movimiento del fluido: a mayor velocidad de movimiento, mayor será la transferencia de calor por convección. (Cengel y Ghajar, 2009, p.93)

La tasa de transferencia de calor por convección \dot{Q}_{conv} es expresada como:

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_{\infty}) \quad (8)$$

Donde:

\dot{Q}_{conv} : Flujo de calor o transferencia de calor por convección.

h_{conv} : Coeficiente de transferencia de calor por convección.

A_s : Área superficial de la transferencia de calor por convección.

T_s : Temperatura superficial del cuerpo.

T_{∞} : Temperatura del fluido alejado del cuerpo.

2.2.13. Transferencia de calor por radiación

La radiación térmica es emitida por la materia como resultado de cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas que la constituyen. La energía se propaga mediante ondas electromagnéticas (fotones). A diferencia de la conducción, la radiación térmica no requiere un medio para su propagación y puede ocurrir incluso en el vacío. (Moran y Shapiro, 2004, p.58)

La energía que emite la materia a una temperatura determinada se denomina radiación térmica. (Incropera & DeWitt, 1999, p.8)

La tasa neta de transferencia de calor por radiación entre dos superficies se expresa de la siguiente manera: (Cengel y Ghajar, 2009, p.95)

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alrededores}^4) \quad (9)$$

Donde:

\dot{Q}_{rad} : Flujo de calor o transferencia de calor por radiación.

ε : Emisividad; propiedad radioactiva ($0 \leq \varepsilon \leq 1$)

σ : Constante de Stefan Boltzman; $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

A_s : Área superficial de la transferencia de calor por radiación.

T_s : Temperatura superficial del cuerpo.

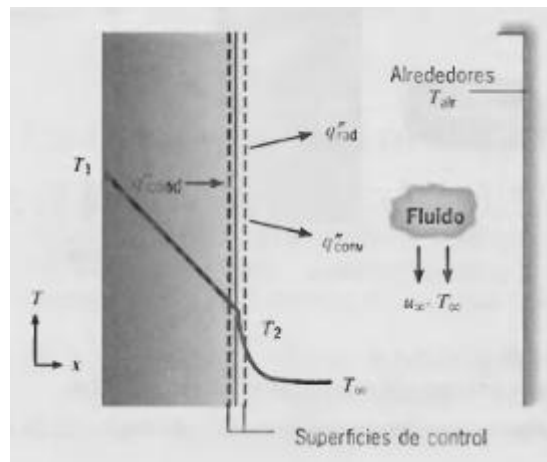
T_{alre} : Temperatura del alrededor que es la superficie circundante.

2.2.14. Balance de energía en una superficie

Frecuentemente, se nos ofrecerá la ocasión de implementar el principio de conservación de energía en la superficie de un medio. En esta circunstancia particular, la superficie de control carece de masa y volumen, y se ilustra como se observa en la figura.

Figura 8

Balance de energía para conservación de energía.



Nota. Tomada de *Fundamentos de transferencia de calor* (p.19), por Incropera & DeWitt, (1999).

En la figura se presentan las tres modalidades de transferencia de calor para la superficie de control. En una base de área unitaria, estas son la conducción desde el medio hacia la superficie de control (q''_{cond}), la convección desde la superficie hacia el fluido (q''_{conv}) y el intercambio de radiación neta desde la superficie hacia el entorno (q''_{rad}). Por lo tanto, el balance de energía se expresa de la siguiente manera.

$$q''_{cond} - q''_{conv} - q''_{rad} = 0 \quad (10)$$

2.2.15. Evaluación económica

2.2.15.1. Medida de riqueza (VAN, el criterio del valor actual neto)

Este indicador es comúnmente denominado Valor Actual Neto (VAN). Se le llama "actual" porque establece el tiempo presente, es decir, el día de hoy, como el punto de referencia para la comparación. Esta consideración es fundamental, ya que las decisiones

de inversión abarcan múltiples períodos y no todas tienen la misma duración; por lo tanto, es esencial unificar el momento de comparación, dado que la riqueza puede evaluarse en cualquier instante. Por razones de convención y comparabilidad, se ha decidido medir la riqueza en términos de valor presente. Se le denomina "neto" porque los flujos que se consideran deben ser diferenciales, es decir, reflejan el incremento en la riqueza atribuible al proyecto, de modo que su resultado indica el aumento en la riqueza derivado de la iniciativa. Así, este indicador de decisión representa el cambio en la riqueza asociado al proyecto

Matemáticamente el VAN se define de la siguiente manera:

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} \quad (11)$$

Donde:

F_t : Flujos de caja en cada período.

I_0 : Valor de desembolso inicial de la inversión

n : Número de períodos considerados.

k : Tipo de interés

El cálculo del Valor Actual Neto (VAN) está determinado por la tasa de costo de capital utilizada para descontar los flujos de efectivo. Esto significa que el valor proyectado de un proyecto variará según la tasa mínima de rendimiento que la empresa necesita. A medida que la tasa aumenta, los flujos de efectivo de los primeros años tendrán un efecto más notable en el cálculo del VAN, mientras que los flujos de años posteriores serán menos significativos. Por el contrario, si la tasa de costo de capital disminuye, la importancia de los flujos proyectados en el cálculo del VAN aumentará. Siguiendo este razonamiento, el VAN puede resultar en cero, lo que indica que el proyecto produce exactamente la rentabilidad que el inversionista requiere. En este escenario, se establece una compensación óptima, ya que el proyecto no solo cubre los costos operativos, sino que también recupera la inversión inicial y genera una rentabilidad equivalente a la tasa exigida. Si el resultado es, por ejemplo, 100 positivos, esto sugiere que el proyecto produce un excedente de esa cantidad sobre lo requerido; estos \$100 representan la riqueza adicional creada por el proyecto. En cambio, si el resultado es de 100 negativos,

debe interpretarse como el monto que falta para que el proyecto logre la rentabilidad esperada por el inversionista. Esto no significa necesariamente que el proyecto carezca de rentabilidad, sino que no cumple con la rentabilidad que debería generar de acuerdo con las expectativas del inversionista.

2.2.15.2. Medida de rentabilidad (TIR, tasa de interna de retorno)

El criterio de la tasa interna de retorno evalúa el proyecto tomando en cuenta una única tasa de rendimiento por periodo, de modo que la suma total de los beneficios actualizados se iguale exactamente a los desembolsos expresados en términos monetarios actuales.

Matemáticamente el TIR se define de la siguiente manera:

$$TIR = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+TIR)^t} = 0 \quad (12)$$

Donde:

F_t : Flujos de caja en cada período

I_0 : Valor de desembolso inicial de la inversión

TIR / i : Tasa de descuento.

La tasa calculada se contrasta con el costo de capital que la empresa o el inversionista emplea para descontar los flujos de caja proyectados. Si la Tasa Interna de Retorno (TIR) es igual o superior a este costo, se recomienda aceptar el proyecto; de lo contrario, se sugiere su rechazo. La decisión de aceptar un proyecto cuya TIR coincide con la tasa de descuento se fundamenta en los mismos principios que orientan la aceptación de un proyecto cuyo Valor Actual Neto (VAN) es cero. Este criterio permite evaluar la viabilidad de un proyecto al comparar la rentabilidad inherente del mismo con la rentabilidad que se pierde al destinar recursos a dicho proyecto. La rentabilidad a determinar es la Tasa Interna de Retorno (TIR), que indica la tasa máxima de descuento que el proyecto puede soportar sin que el VAN se torne negativo, o la tasa máxima de interés que se puede abonar por el capital invertido sin incurrir en pérdidas. En términos simples, la TIR es la tasa de descuento que iguala el VAN a cero.

III. MATERIALES Y METODOS

Referente a la fábrica Agroindustrial Laredo SAA.

Se toma como fuente los datos de operación de los equipos en el proceso de elaboración de azúcar. Los datos se tomaron del sistema SCADA Experion de Honeywell, que es el software para la supervisión y control de las variables, los que se reflejan en tiempo real y quedan registrados en la memoria del sistema. De donde se tomaron los datos para el desarrollo de esta investigación.

También fuente de información de equipos que tiene en su banco de datos técnicos Agroindustrial Laredo SAA.

3.1. Materiales

3.1.1. Operación de la torre de enfriamiento

Temperatura de entrada del agua: 52°C

Temperatura de salida del agua: 35°C

Presión de entrada del agua (bar): 2

Presión de salida del agua (bar): 4

Flujo de agua (T/h): 700 – 750

3.1.2. Operación de evaporador

Presión de vacío: 24.63 inHg

Temperatura del cuerpo: 56.19 °C

Presión de trabajo del evaporador: 0.1699 kg/cm²

3.1.3. Soporte informático

Para la identificación de los vales de psicometría, se utilizó la herramienta informática Diagrama y Calculadora de Parámetros Psicométricos Online de la empresa Herramientas Ingeniería, que se encuentra en el siguiente enlace:

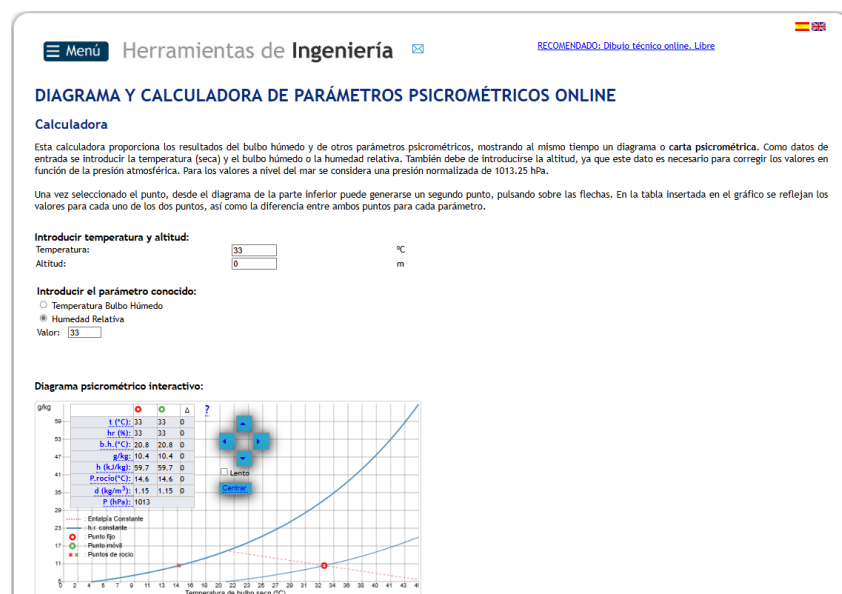
<https://www.herramientasingeneria.com/onlinecalc/spa/psicrometricos/psicrometricos.html>

Considerando los valores de TBS y TBH para el flujo de aire de entrada y salida, se establecen los valores de:

- Humedad relativa.
- Humedad absoluta.
- Entalpía específica.
- Densidad.

Figura 9

Ambiente de diagrama y calculadora de parámetros psicrométricos.



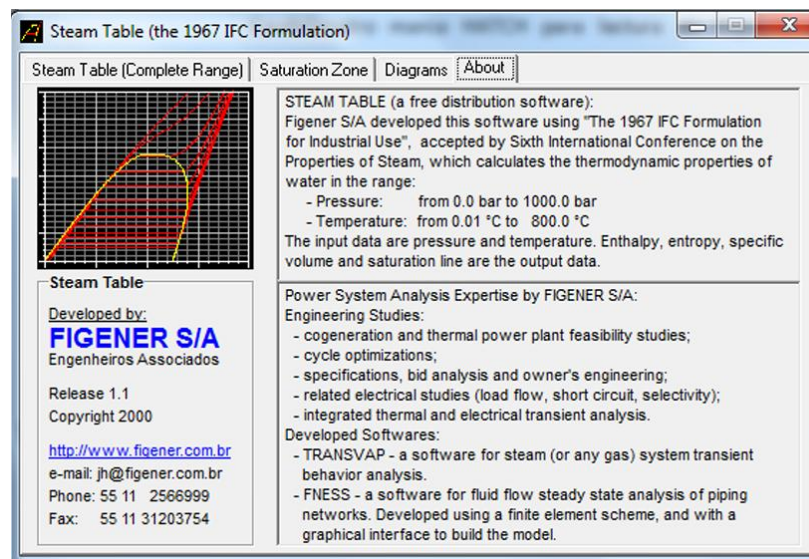
Nota. *Aplicaciones informáticas para la ingeniería. Software de cálculo. (s.f.).*

<https://www.herramientasingeneria.com/>

Para establecer las propiedades del vapor se utilizó el software libre STEAM TABLE 1967IFC de la empresa FIGENER S/A.

Figura 10

Software para propiedades del agua STEAM TABLE 1967IFC



Nota: FIGENER. (2025, 27 octubre). *Início* / FIGENER. <http://www.figener.com.br/>

3.2. Método

3.2.1. Método de investigación

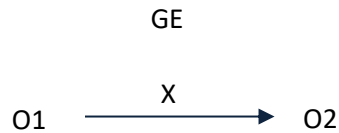
El presente estudio de investigación emplea los siguientes métodos:

Método deductivo: El plan de investigación propone un enfoque que va de lo general a lo específico, de manera que se obtendrán resultados a partir de información preliminar de carácter documental, con el objetivo de determinar en qué medida se mejora la eficiencia de enfriamiento mediante el uso de aerocondensadores.

Método descriptivo: Se busca abordar la cuestión de cómo la sustitución de una tecnología específica optimiza la eficiencia del enfriamiento del agua utilizada en el proceso de producción de azúcar.

3.2.2. Diseño de la investigación

El diseño de la investigación es de tipo cuantitativo, no experimental, y se clasifica como descriptiva causal explicativo. Su objetivo es identificar las causas que caracterizan a la variable independiente (aerocondensador) y que afectan, modifican o influyen en la variable dependiente, que en este caso es la eficiencia de enfriamiento. Además, se detalla en qué aspectos se manifiesta dicha influencia. Este diseño se vincula con situaciones que presentan causas que generan un efecto.



O1: Mediciones en el proceso de condensación antes del empleo de aerocondensadores.

O2: Mediciones en el proceso de condensación al emplearse aerocondensadores.

X: Empleo de aerocondensadores.

G.E.: Agroindustrial Laredo SAA.

3.2.3. Metodología de cálculo

Se describe el procedimiento de la investigación:

- Determinar las condiciones operativas de la torre de enfriamiento en el proceso de evaporación de la empresa Agroindustrial Laredo SAA. Este análisis se llevará a cabo mediante la aplicación de un balance energético, para esto se tomarán los datos registrados por el sistema SCADA en tiempo real.
- Se tomarán datos técnicos de los equipos existentes que participan en el sistema de enfriamiento, ya que estos datos servirán como referencia para el cálculo en el balance de energía y dimensionamiento.
- Establecer las condiciones de funcionamiento del aerocondensador en el proceso de enfriamiento del agua en el proceso de evaporación de la empresa Agroindustrial Laredo SAA, para este paso se tomarán los datos obtenidos y los resultados de los balances mencionados anteriormente para usarlos en las ecuaciones respectivas que se usarán en el sistema de aerocondensadores.
- Determinar las condiciones de operación del aerocondensador en el ciclo de enfriamiento del agua en el proceso de evaporación, evaluando las temperaturas de entrada y salida del agua en el aerocondensador y como este afecta los vacíos requeridos en los equipos del área de evaporación para así de esta manera compararla con los resultados de la torre de enfriamiento y determinar cómo varían las variables del proceso de evaporación.
- Se evaluará económicamente el sistema de condensadores, tomando en cuenta como este afecta al proceso de fábrica, la molienda de caña, producción de azúcar y venta del producto. Así se determinará la viabilidad de la inversión para esta tecnología.

IV. RESULTADOS Y DISCUSION

4.1. Resultados

4.1.1. Evaluación del proceso de enfriamiento con condensadores barométricos y torre de enfriamiento

Se muestra a continuación la tabla que contiene los valores correspondientes al balance de energía en el condensador barométrico.

Tabla 1

Parámetros del proceso del sistema de evaporación obtenidos del sistema SCADA

Parámetro	Valor	Unidad
Datos de entrada		
Flujo de vapor	21	Ton/h
Presión de vacío (P)	24.63	inHg
Temperatura del vapor cuerpo (T_1)	57.75	°C
Entalpía del vapor (Hs)	2602.8	kJ/kg
Flujo de agua al condensador (\dot{m}_w)	–	Ton/h
Temperatura del agua de ingreso (T_1)	35	°C
Entalpía del agua de ingreso (hw)	146.64	kJ/kg
Datos de salida		
Flujo de agua descargado del condensador ($V_o + W_o$)	–	Ton/hr
Temperatura del agua a la salida del condensador (T_2)	52	°C
Entalpía del agua de descarga del condensador (hs)	217.6	kJ/kg

Nota. Elaboración propia.

La Tabla 1 presenta los parámetros operativos del sistema de evaporación obtenidos del SCADA, evidenciando las condiciones térmicas y de vacío bajo las cuales trabaja el proceso. El vapor ingresa con una entalpía elevada y un vacío de 24.63 inHg, lo cual influye directamente en la eficiencia del intercambio de calor. Asimismo, la temperatura del agua de ingreso al condensador (35 °C) y la elevada temperatura de salida (52 °C) indican una transferencia térmica limitada, lo que repercute en la estabilidad del vacío y en la capacidad de condensación. Estos valores permiten identificar restricciones en el sistema de enfriamiento convencional y justifican la evaluación de alternativas tecnológicas que optimicen el rendimiento térmico del proceso.

Aplicando la ecuación (1):

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_v} = \frac{H_v - h_o}{C_p \cdot (t_o - t_i)}$$

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{m}_v(h_v + h_o)}{(h_o - h_i)}$$

$$\dot{m}_w = \frac{21 \frac{\text{Ton}}{\text{h}} \left(2602.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 217.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)}{\left(217.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 146.64 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)} = \frac{21 \frac{\text{Ton}}{\text{h}} (2385.2) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{(70.96) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = \frac{(50089.2) \text{Ton}}{(70.96) \text{h}}$$

$$\dot{m}_w = 738.45 \text{ Ton/h} \approx 740 \text{ Ton/h}$$

En unidades de caudal es igual a:

$$\dot{Q}_w = 740 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \times \frac{1000 \text{ kg}}{\text{Ton}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ kg}} = 0.2056 \text{ m}^3/\text{s}$$

A continuación, se establece el valor de la potencia del motor de la bomba que moverá el agua.

Tabla 2

Parámetros para calcular la potencia del motor eléctrico de la bomba

Parámetros	Valor	Unidad
Altura de presión (Equivalente a 4 bar de presión de impulsión)	40	mca
Caudal	0.2056	m ³ /s
Aceleración de la gravedad	9.81	m/s ²
Eficiencia hidráulica	0.8	
Eficiencia eléctrica	0.9	

Nota. Elaboración propia

Los parámetros presentados permiten determinar la capacidad operativa de la bomba del sistema. La altura de 40 mca y el caudal de 0.2056 m³/s definen la carga hidráulica que debe vencer el equipo, mientras que las eficiencias hidráulica y eléctrica corrigen las pérdidas reales del sistema. En conjunto, estos valores permiten estimar la potencia requerida y evaluar el rendimiento del sistema de recirculación. Los valores de las eficiencias fueron tomados de Bravo (2021).

A continuación, aplicamos la ecuación (6):

$$P_{MEB} = \frac{Q * H * g}{\eta_h * \eta_e} = \frac{0.2056 \text{ m}^3/\text{s} * 40 \text{ mca} * 9.81 \text{ m}/\text{s}^2}{0.8 * 0.9} = 112.10 \text{ kW}$$

4.1.2. Balance de energía de la torre de enfriamiento

Se han realizado las siguientes mediciones para el balance energético en la torre de enfriamiento.

- Latitud Sur: -8.0866°
- Longitud Oeste: -79.9595°
- Altitud: 89 msnm

Tabla 3

Parámetros para balance de torre de enfriamiento

Parámetros	Valor	Unidad
Caudal de agua	0.2056	m ³ /s
Temperatura de ingreso del agua	52	°C
Temperatura de salida del agua	35	°C
TBS ingreso de aire	25	°C
TBH ingreso de aire	22.92	°C
TBS salida de aire	43	°C
TBH salida de aire	41.26	°C

Nota. Elaboración propia

Los datos evidencian la capacidad térmica del sistema para extraer calor del caudal de agua de **0.2056 m³/s**, generando una disminución de temperatura desde **52 °C hasta 35 °C**. Asimismo, las variaciones observadas en las temperaturas de bulbo seco y húmedo del aire, que alcanzan **43 °C** y **41.26 °C**, respectivamente, confirman el incremento significativo de la carga térmica absorbida por el flujo de aire. Estas condiciones psicrométricas, registradas a partir de información climática de referencia (SENAMHI, s. f.), permiten estimar con mayor precisión la efectividad del intercambio de calor y su relación con el desempeño global del sistema de enfriamiento. Además, la caracterización ambiental y metodológica disponible en documentos técnicos especializados (Ministerio del Ambiente, 2014) contribuye a contextualizar la operación del sistema dentro de parámetros ambientales adecuados.

Utilizando los valores de la tabla anterior, se establecen los valores de los parámetros físicos necesarios para el balance energético en la torre de enfriamiento.

Tabla 4

Información tomada de diagrama y calculadora de parámetros psicrométricos online

Parámetros	Valor	Unidad
Flujo masico de agua	205.6	kg/s
HR1 (%)	84	%
X1	0.016964	kg agua/kg aire seco
h1	68.34	kJ/ kg de aire seco
HR2 (%)	90	%
X2	0.052355	kg agua/kg aire seco
h2	178.26	kJ/ kg de aire seco

Nota. *Aplicaciones informáticas para la ingeniería. Software de cálculo.* (s. f.).
<https://www.herramientasingeneria.com/>

Los parámetros psicrométricos muestran un aumento notable de la humedad y de la energía del aire durante el proceso. La humedad relativa pasa de 84% a 90% y la humedad específica de 0.016964 a 0.052355 kg/kg, evidenciando una alta absorción de vapor. Paralelamente, la entalpía se incrementa de 68.34 a 178.26 kJ/kg, lo que confirma un proceso dominante de humidificación y calentamiento. En conjunto, estos cambios reflejan un intercambio térmico intenso entre el aire y el flujo másico de agua de 205.6 kg/s.

Para los valores de entalpía del agua en la entrada y en la salida, se consideran las siguientes condiciones de operación.

Entrada del agua

- Presión de bombeo = 2 bar (Bomba de impulsión de agua a torre de enfriamiento).
- Temperatura de agua = 52°C.
- Entalpía del agua (h_{w1}) = 217.6 kJ/kg

Salida del agua

- Presión de bombeo = 4 bar (Equivalente a 40 metros de altura, ubicación de los condensadores barométricos)
- Temperatura de agua = 35°C
- Entalpía del agua (h_{w2}) = 146.6 kJ/kg

Aplicando la ecuación (2) se determina el valor del flujo másico del aire M_a .

$$M_a = \frac{M_{w1} * (h_{w2} - h_{w1})}{(h_1 - h_2) - [(x_1 - x_2) * h_{w2}]}$$

Reemplazando valores tenemos el siguiente resultado:

$$M_a = \frac{205.6 \text{ kg/s} * (146.6 \text{ kJ/kg} - 217.6 \text{ kJ/kg})}{(68.34 - 178.26) \text{ kJ/kg aire seco} - [(0.016964 - 0.052355) \text{ kg agua/kg aire seco} * 146.6 \text{ kJ/kg}]}$$

$$M_a = \frac{14,555 \text{ kJ/s}}{104.73 \text{ kJ/kg}} = 139.38 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

A continuación, calculamos el flujo de agua de aportación, que se produce por el arrastre de partículas generado durante el proceso de humidificación del aire que entra en contacto directo con el agua caliente que se va a enfriar, para lo cual utilizamos la siguiente ecuación:

Flujo de agua de aportación = ΔM_w

Luego tenemos que:

$$\Delta M_w = M_{w1} - M_{w2}$$

Donde el vapor del flujo de agua M_{w2} se obtiene en función a la ecuación (2):

$$M_{w2} = M_{w1} + (M_a * \text{densidad del aire} * (x_1 - x_2))$$

No se toma en cuenta la densidad del aire en el cálculo ya que los valores del flujo másico de agua y aire están en kg/s.

$$M_{w2} = 205.6 \text{ kg/s} + (139.38 \text{ kg/s} * (0.016964 - 0.052355) \text{ kg agua/kg aire seco})$$

$$M_{w2} = 200.66 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

En el cálculo anterior se puede observar que x_1 es mejor que x_2 lo cual se puede interpretar que el agua se transfiere desde el sistema al aire (evaporación).

Finalmente, lo que se debe aportar de agua es:

$$\Delta M_w = M_{w1} - M_{w2}$$

$$\Delta M_w = 205.6 \frac{kg}{s} - 200.59 \frac{kg}{s} = 5.01 \frac{kg}{s}$$

Potencia eléctrica de los ventiladores

En función a la ecuación (5) se determina la potencia del motor eléctrico del ventilador en kW.

$$P_{ven} = \frac{Q * \Delta P}{\eta_v * \eta_{el}}$$

$$\text{Caudal del aire } M_{ah} = 139.38 \frac{kg}{s} + 5.01 \frac{kg}{s} = 144.39 \frac{kg}{s}$$

$$Q = 144.39 \frac{kg}{s} * \frac{m^3}{1.2 kg} = 120.325 \frac{m^3}{s}$$

$$P_{MEV} = \frac{Q * \Delta P}{\eta_v * \eta_{el}} = \frac{120.325 \frac{m^3}{s} * 200 \frac{N}{m^2}}{0.8 * 0.9} = \frac{24,065 \frac{N.m}{s}}{0.72} = 33.42 kW$$

4.2. Evaluación del proceso de enfriamiento con aerocondensador

4.2.1. Balance de energía en el aerocondensador

En este caso, se analizará el aerocondensador considerando los datos obtenidos del balance energético con la torre de enfriamiento, así como el nuevo valor de agua enfriada.

Además, según la ecuación (4), el flujo de calor transferido por el agua de enfriamiento que sale de los condensadores barométricos es absorbido por el aire de enfriamiento en la torre.

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_c$$

Donde:

\dot{Q}_{aire} = Flujo de calor extraído por el aire de enfriamiento.

\dot{m}_{aire} = Flujo másico de aire de enfriamiento.

Cp_{aire} = Calor específico del aire a presión constante (1.003 kJ/kg°C)

Ta_f = Temperatura final del aire de enfriamiento 43°C.

Ta_i = Temperatura inicial del aire de enfriamiento 25°C

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a * Cp_a * (Ta_f - Ta_i)$$

$$\dot{Q}_c = 205.6 \frac{kg}{s} * 4.184 \frac{kJ}{kg^\circ C} * (52 - 35)^\circ C$$

$$\dot{Q}_c = 14,623.92 \frac{kJ}{s} \approx 14.62 MW$$

Reemplazando en la ecuación (3):

$$\dot{Q}_{aire} = \dot{m}_{aire} * Cp_{aire} * (Ta_f - Ta_i)$$

$$14,623.92 \frac{kJ}{s} = \dot{m}_{aire} * 1.003 \frac{kJ}{kg^\circ C} * (43 - 25)^\circ C$$

$$\dot{m}_{aire} = \frac{14,623.92 \frac{kJ}{s}}{1.003 \frac{kJ}{kg^\circ C} * (43 - 25)^\circ C} = \frac{14,623.92 \frac{kJ}{s}}{18.054 \frac{kJ}{kg}} = 810 \frac{kg}{s}$$

El caudal del aire es igual a:

$$\dot{Q}_{aire} = 810 \frac{kg}{s} * \frac{m^3}{1.225 kg} = 661.22 \frac{m^3}{s}$$

4.2.2. Dimensionamiento de los motores eléctricos de los ventiladores

Para calcular la potencia del motor eléctrico del ventilador en kW, se utiliza la siguiente fórmula:

$$P_{ven} = \frac{Q * \Delta P}{\eta_v * \eta_{el}}$$

Donde:

Q = Caudal del aire $\left(661.22 \frac{m^3}{s}\right)$

ΔP = Presión estática a desarrollar por el ventilador (200 Pa)

η_v = Eficiencia del ventilador (0.8).

η_{el} = Eficiencia del motor eléctrico (0.9).

$$P_{MEV} = \frac{661.22 \frac{m^3}{s} * 200 \frac{N}{m^2}}{0.8 * 0.9} = 183.67 \text{ kW}$$

El valor de presión estática asumido (200 Pa) proviene de los parámetros de diseño reportados por Vettor para sistemas de torre de enfriamiento, constituyendo un valor típico para ventiladores axiales en aplicaciones de alta capacidad. Las eficiencias del ventilador (0.8) y del motor eléctrico (0.9) fueron adoptadas a partir de Bravo (2021), quien reporta estos rangos como representativos para equipos industriales de características similares.

4.3. Evaluación del proceso de enfriamiento con aerocondensador con rango de 52°C de agua de salir a 28°C de agua de entrada.

4.3.1. Dimensionamiento de los motores eléctricos de los ventiladores

Para este caso se evaluará el aerocondensador tomando en cuenta la fórmula empleada anteriormente.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a * C_{p_a} * (T_{a_f} - T_{a_i})$$

$$\dot{Q}_c = 205.6 \frac{kg}{s} * 4.184 \frac{kJ}{kg^\circ C} * (52 - 28)^\circ C$$

$$\dot{Q}_c = 20,645.53 \frac{kJ}{s} \approx 20.65 \text{ MW}$$

Reemplazando en la ecuación (3):

$$\dot{Q}_{aire} = \dot{m}_{aire} * C_{p_{aire}} * (T_{a_f} - T_{a_i})$$

$$20,645.53 \frac{kJ}{s} = \dot{m}_{aire} * 1.003 \frac{kJ}{kg^\circ C} * (43 - 25)^\circ C$$

$$\dot{m}_{aire} = \frac{20,645.53 \frac{kJ}{s}}{1.003 \frac{kJ}{kg^\circ C} * (43 - 25)^\circ C} = \frac{20,645.53 \frac{kJ}{s}}{30.09 \frac{kJ}{kg}} = 1143.54 \frac{kg}{s}$$

El caudal del aire es igual a:

$$\dot{Q}_{aire} = 686.13 \frac{kg}{s} * \frac{m^3}{1.225 kg} = 933.5 \frac{m^3}{s}$$

4.3.2. Dimensionamiento de los motores eléctricos de los ventiladores

Para determinar la potencia del motor eléctrico del ventilador en kW, se aplica la siguiente fórmula:

$$P_{ven} = \frac{Q * \Delta P}{\eta_v * \eta_{el}}$$

Donde:

Q = Caudal del aire $\left(933.5 \frac{m^3}{s}\right)$

ΔP = Presión estática a desarrollar por el ventilador (200 Pa)

η_v = Eficiencia del ventilador (0.8).

η_{el} = Eficiencia del motor eléctrico (0.9).

$$P_{MEV} = \frac{933.5 \frac{m^3}{s} * 200 \frac{N}{m^2}}{0.8 * 0.9} = 259.31 kW$$

4.4. Eficiencia de enfriamiento

Tomando en cuenta la literatura (Cengel & Boles, 2009) la eficiencia de enfriamiento de un sistema se calcula como de la siguiente manera:

$$\eta = \frac{T_{agua,entrada} - T_{agua,salida}}{T_{agua,entrada} - T_{aire,entrada}} * 100$$

Donde:

- $T_{agua,entrada}$ = Temperatura del agua caliente ($^{\circ}C$)
- $T_{agua,salida}$ = Temperatura del agua fría ($^{\circ}C$)
- $T_{aire,entrada}$ = Temperatura del aire ambiente ($^{\circ}C$)

Tabla 5

Datos de temperaturas que se tomaron en el balance para la torre de enfriamiento y aerocondensador

Parámetro	Torre de enfriamiento	Aerocondensador
$T_{agua, entrada}$	52 °C	52 °C
$T_{agua, salida}$	35 °C	28 °C
$T_{aire, entrada}$	25 °C	25 °C

Nota. Elaboración propia.

Las temperaturas registradas muestran que ambos sistemas reciben agua a 52 °C; sin embargo, la torre de enfriamiento reduce la temperatura hasta 35 °C, mientras que el aerocondensador alcanza un enfriamiento más profundo hasta 28 °C. Dado que las condiciones de entrada del aire son iguales (25 °C), la diferencia en la temperatura final del agua evidencia una mayor capacidad de transferencia de calor en el aerocondensador bajo las condiciones evaluadas.

Sustituyendo:

Para la torre de enfriamiento.

$$\eta = \frac{52 - 35}{52 - 25} * 100$$

$$\eta = 62.96 = 63\%$$

Para el aerocondensador.

$$\eta = \frac{52 - 28}{52 - 25} * 100$$

$$\eta = 88.8 = 89\%$$

4.4.1. Eficiencia de Enfriamiento Global

- Balance de energía de la torre de enfriamiento:

$$\dot{Q}_c = 14,623.92 \frac{kJ}{s} \approx 14.62 MW$$

- Balance de energía teórica máxima

La energía máxima que se puede extraer, en caso de que el agua se enfríe hasta alcanzar la temperatura de bulbo húmedo del aire, que es de 22.9°C.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a * c_{p_a} * (T_{a_f} - T_{a_{b.h.}})$$

$$\dot{Q}_c = 205.6 \text{ kg/s} * 4.184 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} * (52 - 22.9)^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_c = 25,044.67 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \approx 25.045 \text{ MW}$$

- Eficiencia de enfriamiento para el caso del condensador

$$\eta_{TE} = \frac{14.62}{25.045} * 100 = 58.37\%$$

- Eficiencia de enfriamiento para el caso del aerocondensador

$$\eta_A = \frac{20.65}{25.045} * 100 = 82.45\%$$

4.4.2. Consideración de pérdidas mecánicas y eficiencia global

En condiciones reales, siempre hay perdidas, tanto térmicas, eléctricos y operacionales.

Para calcular la eficiencia operacional a considerar, se toma la siguiente ecuación:

- Potencia térmica útil = 20.65MW
- Potencia total teórica = 25.55 MW
- Pérdidas eléctricas y mecánicas = 259.31 kW = 0.259 MW

$$\eta_{operacional} = \frac{20.65}{25.045 + 0.259 + 0.11210} = 0.814$$

Este porcentaje indica que el 81.4 % de la energía total disponible se utiliza de manera efectiva, mientras que el restante 18.6 % se pierde en consumo auxiliar y en las limitaciones físicas del proceso.

Según Cengel y Ghajar (2009), la eficiencia térmica de un sistema de refrigeración se define por la relación entre la energía que se transfiere efectivamente y la cantidad máxima que podría alcanzarse en condiciones ideales. Sin embargo, para una evaluación completa del rendimiento, es fundamental tener en cuenta un coeficiente operativo que contemple las pérdidas eléctricas, hidráulicas y mecánicas (ASHRAE,

2021; Bejan, 2019). En este contexto, dicho coeficiente fue fijado en 0.814, calculado como el cociente entre la potencia térmica útil y la potencia total, que incluye los consumos auxiliares (como ventiladores y bombas).

Teniendo la eficiencia operacional, podemos calcular la eficiencia global:

$$\eta_{global} = \eta_{térmica} * \eta_{operacional}$$

$$\eta_{global} = 82.45 * 0.814 = 67.11\%$$

El valor de 67.11 % indica la eficiencia total de enfriamiento del sistema de aerocondensadores. Este resultado abarca tanto la capacidad de transferencia de calor como las pérdidas eléctricas y mecánicas del sistema.

El aumento en comparación con el sistema convencional (torre de enfriamiento) - que tuvo una eficiencia promedio del 63 %— representa una mejora relativa del 6.5 %, lo que respalda la hipótesis formulada al inicio de la investigación.

$$\Delta\eta = \frac{67.11 - 63}{63} = 6.5\%$$

4.5. Cálculo del área de transferencia de calor del aerocondensador

La zona en la que se lleva a cabo la transferencia de calor del agua caliente que proviene de los condensadores barométricos hacia el aire que es impulsado por los ventiladores del equipo será a través de los tubos aleteados.

4.5.1. Características del tubo aleteado

Existen diferentes tipos de tubos aleteados disponibles en el mercado, dependiendo del uso que se les quiera dar. Se tomó como referencia la consulta realizada a Cofimco, una empresa reconocida en el sector de tubos aleteados, que recomendó elegir tubos de aleta alta, específicamente tubos devanados a presión en forma de L. Este tipo de tubos es bastante común en el mercado, debido a sus propiedades técnicas y su costo. Las dimensiones de los tubos obtenidas de la consulta son las que se presentan en la siguiente tabla

Tabla 6

Dimensiones de los tubos aleteados para el aerocondensador

Parámetros	Valor
Diámetro exterior del tubo, D_e	1 pulgada = 25,4 mm
Altura de la aleta, h_f	1/2 pulgada = 12.7 mm
Número de aletas por unidad de longitud, N_f	9 aletas/pulgada = 354 aletas/m
Longitud del tubo, L	376 pulgadas = 9.55 m
Espesor del tubo, e_t	1/8 pulgada = 3.18 mm
Espesor de la aleta, e_f	0.279 mm

Nota. De *Diseño y análisis del comportamiento de un aerocondensador en una central termosolar*, por Adame, 2015, p.76.

Las dimensiones presentadas caracterizan el diseño geométrico de los tubos aleteados empleados en el sistema de transferencia de calor. El diámetro exterior, la altura y la densidad de aletas indican una configuración orientada a maximizar el área de intercambio térmico, mientras que la longitud y espesores del tubo y la aleta reflejan requisitos estructurales y de conducción térmica propios de aplicaciones industriales. En conjunto, estos parámetros permiten estimar el rendimiento térmico y evaluar la eficiencia del conjunto aleteado dentro del proceso.

Estos tubos están formados por una aleación de aluminio (95%) y cobre (5%), junto con pequeñas proporciones de magnesio. Esta aleación es conocida como duraluminio, cuyas características (tabla 6) se obtienen de la recopilación de tablas y gráficos sobre la transmisión de calor.

Tabla 7

Propiedades térmicas del duraluminio.

Parámetros	Valor
Densidad, ρ	2770 kg/m ³
Calor específico, C_p	903 J/kg.K
Difusividad, α	73x10 ⁻⁵ m ² /s
Conductividad térmica, k	1770 W/m.K

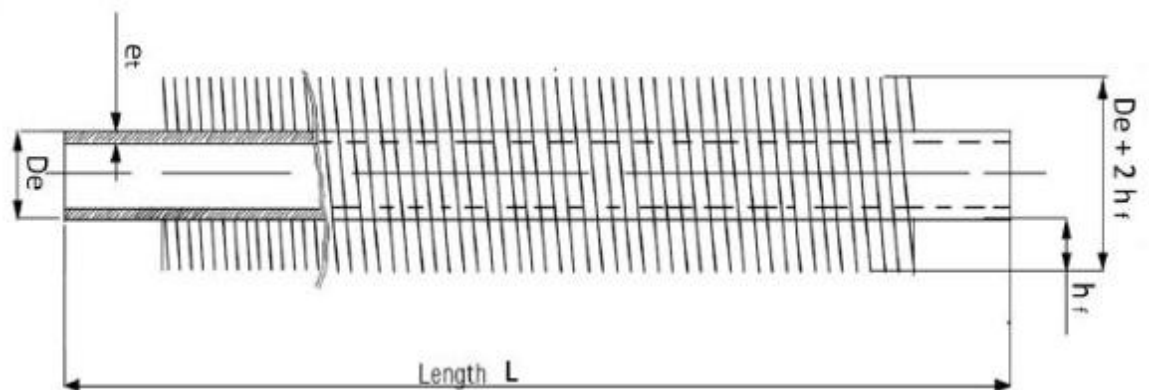
Nota. De *Diseño y análisis del comportamiento de un aerocondensador en una central termosolar*, por Adame, 2015, p.76.

Los valores presentados corresponden a propiedades térmicas del material analizado. La densidad de 2770 kg/m^3 y el calor específico de $903 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ indican una capacidad moderada de almacenamiento de energía térmica. La difusividad térmica de $7.3 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ y la elevada conductividad de $1770 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ evidencian un material con alta capacidad de transferencia de calor, adecuado para aplicaciones donde se requiere rápida disipación térmica. Estas propiedades fundamentan su selección en procesos de intercambio de calor de alta eficiencia.

Figura 11

Diagrama de tubo aleteado para el aercondensador

La ilustración detalla la disposición axial de las aletas y su integración con el cuerpo tubular, permitiendo visualizar la estructura física que incrementa el área superficial de transferencia de calor.



Nota. De *Diseño y análisis del comportamiento de un aerocondensador en una central termosolar*, por Adame, 2015, p.76.

La figura muestra cómo la incorporación de aletas amplía el área externa de intercambio térmico, lo que incrementa la capacidad de disipación de calor del aerocondensador. El aumento del diámetro efectivo y la densidad de aletas optimizan la transferencia al aire, mientras que el espesor del tubo y de las aletas determinan la resistencia térmica del conjunto. En síntesis, la geometría presentada confirma la idoneidad del tubo aleteado para mejorar el rendimiento del proceso de condensación.

La superficie de intercambio de calor A se define como el área total externa que está en contacto con el aire de enfriamiento, abarcando tanto la superficie de las aletas como la superficie de los tubos que no está ocupada por las aletas.

$$A = N_{tubos} \cdot (A_a + A_e)$$

Donde N_{tubos} representa la cantidad de tubos que forman el aerocondensador El área ocupada por una aleta se determina mediante la siguiente ecuación:

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

Radio interior y exterior de la aleta:

$$r_i = \frac{D_e}{2} = \frac{0.0254 \text{ m}}{2} = 0.0127 \text{ m}$$

$$r_o = r_i + h_f = 0.0127 + 0.0127 = 0.0254 \text{ m}$$

En donde, el **área exterior de un tubo** completo es:

$$A_e = \pi \cdot D_e \cdot (L - e_f \cdot N_{tubo}) + A_a \cdot N_{tubo}$$

$$A_e = \pi \cdot D_e \cdot L$$

$$A_e = \pi * 0.0254 \text{ m} * 9.55 \text{ m}$$

$$A_e = 0.7621 \text{ m}^2$$

El **número total de aletas** en el tubo:

$$N = N_b \cdot L$$

$$N = 354 \frac{\text{aletas}}{\text{m}} * 9.55 \text{ m} = 3381.7 \text{ aletas}$$

$$N = 3381 \text{ aletas (se redondea)}$$

Área (dos caras) de una aleta anular:

$$A_{fin,caras} = 2\pi(r_o^2 - r_i^2)$$

$$r_o = (0.0254)^2 = 0.00064516 \text{ m}^2$$

$$r_i = (0.0127)^2 = 0.00016129 \text{ m}^2$$

$$r_o^2 - r_i^2 = 0.00064516 - 0.00016129 = 0.00048387$$

$$A_{fin,caras} = 2\pi * (0.00048387)$$

$$A_{fin,caras} = 0.003040245 \text{ m}^2$$

Área total de todas las aletas:

$$A_{aletas} = N_{tubos} \cdot A_{total}$$

$$A_{aletas} = 3381 * 0.003040245 \text{ m}^2$$

$$A_{aletas} = 10.2791 \text{ m}^2$$

Área externa total del tubo aleteado:

$$A_{total} = A_{tubo} + A_{aletas}$$

$$A_{total} = 0.7621 + 10.2791$$

$$A_{total} = 11.0412 \text{ m}^2$$

4.5.2. Cálculo de la temperatura media logarítmica.

Para calcular el área de transferencia de calor, a, comenzaremos por estimar el coeficiente global de transferencia de calor. Como se mencionó anteriormente, el coeficiente U tiene valores típicos que varían entre 30 y 300 W/m²C; en esta ocasión, estimaremos que su valor es de 30.

Debemos calcular la variación de temperatura media logarítmica.

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} = 52 - 43 = 9^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in} = 35 - 25 = 10^\circ\text{C}$$

$$LMTD = \frac{10 - 9}{\ln(10/9)} = \frac{1}{\ln(1.1)} = \frac{1}{2.014} = 9.49^{\circ}\text{C}$$

De la ecuación que describe el balance de energía en el aerocondensador, se obtiene:

- Tomando en cuenta el balance del delta de 52°C a 35°C:

$$A = \frac{Q}{U \cdot LMTD} = \frac{14,623,920 \text{ W}}{30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} * 9.49^{\circ}\text{C}} = 51,366.07 \text{ m}^2$$

- Tomando en cuenta el balance del delta de 52°C a 28°C:

$$A = \frac{Q}{U \cdot LMTD} = \frac{20,645,530 \text{ W}}{30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} * 9.49^{\circ}\text{C}} = 72,516.79 \text{ m}^2$$

De acuerdo con Incropera, los valores típicos del coeficiente global de transferencia de calor para intercambiadores de calor de tubos con aletas (agua en los tubos, aire en flujo cruzado) oscilan entre 25 y 50 W/m²°K; en este contexto, utilizamos un valor de 30 W/m²°K.

4.6. Determinación de indicadores de proceso

4.6.1. Referido al tiempo de cocimiento

El tiempo de cocción en los tachos de azúcar es aproximadamente 3 – 3.5 horas con un vacío de 24.63 inHg. Al aumentar el vacío, la cocción de azúcar permite hervir a menor temperatura, protege la sacarosa contra la descomposición, mejora la eficiencia energética y la calidad del cristal producido en los tachos.

Lo importante de aumentar el vacío para disminuir el tiempo es porque la evaporación ocurre más rápido y a temperaturas más seguras para la sacarosa.

A continuación, se mostrará la tabla con los valores a diferentes presiones de vacío dentro del tacho.

Tabla 8

Relación entre el nivel de vacío y velocidad del proceso de cocción del jugo

Vacío (inHg)	Temp ebullición (°C)	Gradiente (°C)	Mejora velocidad (%)	Tiempo estimado (hh:mm)	Ahorro (min)
24.63	57.78	62.22	0.00%	03:00:00	0
24.83	56.96	63.04	1.32%	02:57:39	2.3
25	56.24	63.76	2.48%	02:55:39	4.3
25.18	55.46	64.54	3.73%	02:53:31	6.5
25.35	54.7	65.3	4.95%	02:51:30	8.5
25.51	53.96	66.04	6.14%	02:49:35	10.4
25.67	53.19	66.81	7.38%	02:47:38	12.4
25.82	52.45	67.55	8.57%	02:45:47	14.2

Como se puede observar el pasar de una presión de vacío de 24.63 inHg a 25.82 inHg, el tiempo de cocción se reduce aproximadamente de 14 minutos por temple (3:00 a 2:45 h).

Tabla 9

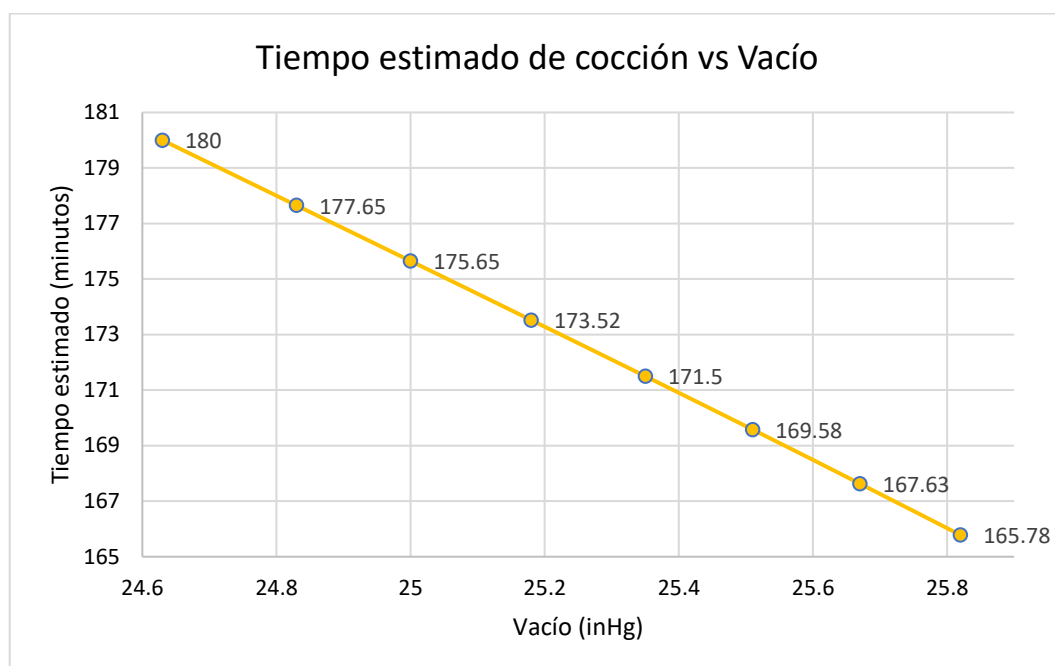
Relación de presión de vacío (inHg) vs tiempo de cocción.

Vacío (inHg)	Tiempo estimado (minutos)
24.63	180
24.83	177.65
25	175.65
25.18	173.52
25.35	171.5
25.51	169.58
25.67	167.63
25.82	165.78

Nota. Elaboración propia.

Figura 12

Gráfica de tendencia de presión de vacío (inHg) vs tiempo de cocción.



Nota. Elaboración propia.

En conclusión, subir de 24.63 → 25.82 inHg baja la temperatura de ebullición de 57.78°C → 52.45°C (-5.33°C), lo que da una **mejora estimada en velocidad ≈ 7.8%**, respecto a los 180 minutos que le tomaba inicialmente.

4.6.2. Referido a la molienda de caña

Teniendo en cuenta la ganancia de tiempo por la mejora del tiempo de cocción en los tachos, se tiene que en un día se logró ganar 2 horas por día.

Se calculó la ganancia en molienda que genera, teniendo como base el presupuesto de un año de trabajo por la fábrica.

Tabla 10

Comparación del tiempo de cocción y productividad diaria en función del nivel de vacío.

Vacío en el tacho (inHg)	Tiempo de cocción en un tacho (hora)	Templas por día (Und)	Horas ganadas en el día (hr)
24.63	03:00:00	8	0
25.82	02:45:00	8.73	2

Nota. Elaboración propia.

El incremento del vacío en el tacho de 24.63 a 25.82 inHg reduce el tiempo de cocción por ciclo de 3:00 h a 2:45 h, lo que incrementa la productividad de 8 a 8.73 toneladas por día. Este aumento en la eficiencia operativa se traduce en una ganancia de 2 horas diarias, evidenciando el impacto directo de un mayor nivel de vacío en la optimización del proceso de cocción.

Tabla 11

La tabla presenta la comparación de la producción de caña procesada bajo dos escenarios operativos: un tiempo de cocción de 3 horas y otro optimizado de 2 horas con 45 minutos. Se muestran las variaciones mensuales en la caña anual, días efectivos de molienda, caña diaria y caña procesada por hora, con el fin de evaluar el impacto productivo de la reducción del tiempo de cocción.

Mes	3 horas				2:45 horas			
	Caña año (T)	Días molienda	Caña diaria (T)	Caña/hora (T/h)	Caña año (T)	Días molienda	Caña diaria (T)	Caña/hora (T/h)
Enero	100,216.68	22.00	4,555.30	189.80	108,568.07	22.00	4,934.91	205.62
Febrero	124,047.79	25.50	4,864.62	202.69	134,385.11	25.50	5,270.00	219.58
Marzo	131,644.75	27.50	4,787.08	199.46	142,615.15	27.50	5,186.01	216.08
Abril	127,448.62	27.54	4,627.06	192.79	138,069.34	27.54	5,012.65	208.86
Mayo	136,908.80	29.00	4,720.99	196.71	148,317.86	29.00	5,114.41	213.10
Junio	130,652.45	27.00	4,838.98	201.62	141,540.15	27.00	5,242.23	218.43
Julio	124,574.07	26.00	4,791.31	199.64	134,955.24	26.00	5,190.59	216.27
Agosto	122,689.80	25.17	4,875.09	203.13	132,913.95	25.17	5,281.35	220.06
Septiembre	120,389.36	26.50	4,542.99	189.29	130,421.80	26.50	4,921.58	205.07
Octubre	144,021.83	29.17	4,937.89	205.75	156,023.65	29.17	5,349.38	222.89
Noviembre	139,526.12	28.17	4,953.59	206.40	151,153.30	28.17	5,366.39	223.60
Diciembre	133,628.02	27.00	4,949.19	206.22	144,763.69	27.00	5,361.62	223.40
Total	1,535,748.28	320.54	4,787.01	199.46	1,663,727.31	320.54	5,185.93	216.08

Nota: Elaboración propia.

La reducción del tiempo de cocción incrementa la capacidad de molienda por hora en todos los meses analizados, generando un aumento global de la caña procesada anual sin modificar los días operativos. Esto evidencia una mejora sustancial en la productividad y eficiencia del sistema al optimizar únicamente el tiempo de cocción.

Tabla 12:

Resumen comparativo de la molienda total según el tiempo de cocción.

	3 horas	2:45 horas	Ganancia
Caña año (T)	1,535,748.28	1,663,727.31	127,979.02
Caña diaria (T)	4787.01	5185.93	398.92
Caña/hora (T/h)	199.46	216.08	16.62

Nota: Elaboración propia.

La reducción del tiempo de cocción de 3:00 h a 2:45 h incrementa la productividad del sistema, elevando la caña procesada anualmente (+127,979 t), diariamente (+398.92 t) y por hora (+16.62 t/h). Estos resultados confirman una mejora directa en la capacidad operativa sin requerir ampliaciones en la infraestructura ni aumentar los días de molienda.

4.6.3. Referido al costo de azúcar

El rendimiento de producción de azúcar por tonelada de caña es:

100.468 kg azúcar/TC

Tabla 13:

Comparativo anual y diario de molienda y producción de azúcar según el tiempo de cocción.

	3 horas		2:45 horas		Ganancia	
	Caña (T)	Azúcar (T)	Caña (T)	Azúcar (T)	Caña (T)	Azúcar (T)
Año	1,535,748.28	154,293.56	1,663,727.31	167,151.36	127,979.02	12,857.80
Día	4,787.01	480.94	5,185.93	521.02	398.92	40.08

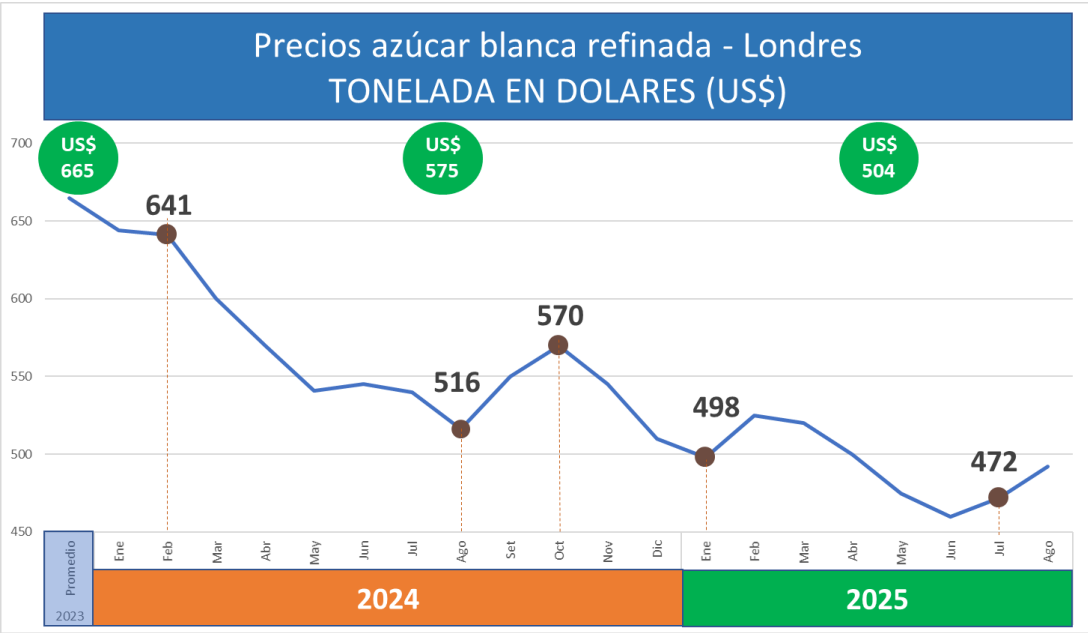
Nota: Elaboración propia.

Podemos ver que reduciendo los tiempos de cocción generamos 40.08 toneladas más de azúcar diaria.

En Perú, Agroindustrial Laredo para tener referencia al precio del azúcar, tiene 2 referencias, el precio de la tonelada de azúcar blanca refinada que en la Bolsa de Londres a nivel internación y el precio en el Mercado Santa Anita en Lima a nivel nacional.

Figura 13

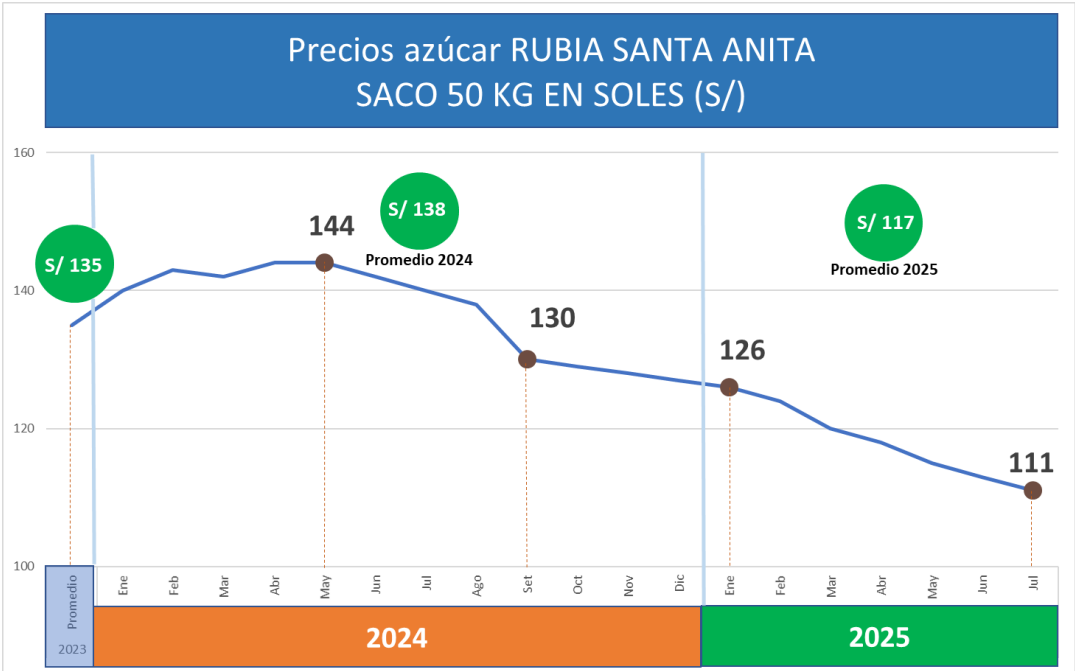
Precio histórico de la azúcar blanca



Nota. Reporte anual de Agroindustrial Laredo.

Figura 14

Precio de la azúcar rubia



Nota. Reporte anual de Agroindustrial Laredo.

El presupuesto de producción de azúcar de Agroindustrial Laredo se reparte en azúcar rubio y blanca.

Tabla 14

Presupuesto de producción de azúcar en Agroindustrial Laredo SAA.

Couta de azúcar	Valor
Rubia Total	67,747 Tn
Blanca Total	97,046 Tn

Nota. Presupuesto anual Agroindustrial Laredo.

Tomando en cuenta estos datos de la producción ganada por la disminución de tiempo de cocción se tomará la proporcionalidad presupuestada y se repartirá de la misma manera el total generado por la ganancia.

La producción de azúcar presupuestada es un total de 164,793 toneladas de azúcar donde la rubia es 41.10% y la blanca 58.88%.

Tabla 15

Distribución del incremento en la producción de azúcar según tipo de producto.

	Ganancia	Producción de azúcar			
	Azúcar (T)	% Rubia	% Blanca	Rubia (T)	Blanca (T)
Año	12,857.80	41.10%	58.88%	5,285	7,571

Nota. Elaboración propia.

Teniendo estos datos, ya podemos calcular cuánto es el ingreso anual por el tipo de azúcar extra generada por mejorar el tiempo de cocción.

Se usará el promedio del costo del azúcar en lo que va del año.

Tabla 16:

Evolución del precio internacional de la azúcar blanca (2023–2025).

Fecha	Precio \$
01.09.2025	461.1
01.08.2025	492.7
01.07.2025	467.8
01.06.2025	472.9
01.05.2025	476.1
01.04.2025	492.8
01.03.2025	534.9
01.02.2025	532.6
01.01.2025	519.5
01.12.2024	507
01.11.2024	547.7
01.10.2024	576.5
01.09.2024	577.5
01.08.2024	546.8
01.07.2024	535
01.06.2024	598.4
01.05.2024	541.7
01.04.2024	569.3
01.03.2024	652.5
01.02.2024	615.1
01.01.2024	666.3
01.12.2023	596.2
01.11.2023	717.1
01.10.2023	733
01.09.2023	705.9
01.08.2023	715.2
01.07.2023	683.3
01.06.2023	633.4
01.05.2023	696.1
01.04.2023	711.6
01.03.2023	630.3
01.02.2023	562.4
01.01.2023	580.7
Promedio	586.35

Nota. *Datos históricos del azúcar No5 Londres - Investing.com.* (s. f.). Investing.com

Español. <https://es.investing.com/commodities/london-sugar-historical-data>

Teniendo en cuenta estos datos, tenemos el promedio del precio de la azúcar blanca que es \$568.35 la tonelada de azúcar blanca.

Para el precio de la azúcar rubia se toma en cuenta el precio del mercado Santa Anita en Perú, para eso tomaremos como referencia la figura 14.

Tomaremos el precio de azúcar rubia en S/117.00 el saco de 50 kg de azúcar rubia.

Con el precio definido y la cantidad de producción de azúcar anual, obtenemos la ganancia anual por la producción ganada por el tiempo de cocción.

Tabla 17

Valorización económica del incremento en la producción de azúcar rubia y blanca.

	Ganancia	Producción de azúcar				Costo del azúcar			
	Azúcar (T)	% Rubia	% Blanca	Rubia (T)	Blanca (T)	S/. / Rubio	S/. Blanca	S/. Total Rubia	S/. Total Blanca
Año	12,857.80	41.10%	58.88%	5285	7571	117.00	1984.82	12,365,857	15,026,418

Nota. Elaboración propia.

La ganancia anual de 12 857.80 t de azúcar se traduce en una producción compuesta por 41.10 % de azúcar rubia y 58.88 % de azúcar blanca, equivalente a 5 285 t y 7 571 t respectivamente. Considerando los precios unitarios, los ingresos estimados alcanzan S/ 12.36 millones para azúcar rubia y S/ 15.03 millones para azúcar blanca. En conjunto, los datos evidencian que la mayor contribución económica proviene de la azúcar blanca debido a su mayor volumen y mayor valor agregado.

Con esos datos tenemos una ganancia anual de S/ 27,392,276.00 que en dólares el valor sería US\$ 7,843,733.88

4.7. Evaluación económica

Teniendo la ganancia anual de ingreso por la azúcar generada debido al mejor tiempo de cocción y el costo de fabricación del aerocondensador, podemos evaluar si el cambio de tecnología es viable.

Debemos tener en cuenta la siguiente:

- Se usará las bombas de agua caliente y fría existentes, accesorios y tuberías existentes en el proceso.

- Se busco el precio del duraluminio y se encontró que esta entre US\$ 3.79 – 4.39 por Kg. (Alibaba, s.f.).
- Para la estimación del costo por m² para el duraluminio, se tomará la densidad similar al aluminio que es 2700 kg/m³.
- Se tomará el espesor de 3.18 mm.

Cálculo de la masa por m²:

$$Masa = Espesor \cdot Densidad$$

$$Masa = 0.00318 \text{ m} * 2700 \text{ kg/m}^3$$

$$Masa = 8.586 \text{ kg/m}^2$$

Cálculo del costo por m²:

$$Costo \text{ m}^2 = Masa \cdot (4 \text{ US\$/kg})$$

$$Costo \text{ m}^2 = 8.586 \text{ kg/m}^2 * (4 \text{ US\$/kg})$$

$$Costo \text{ m}^2 = 34.344 \text{ US\$/m}^2$$

Costo aproximado material del aerocondensador:

$$Costo \text{ Aercondensador} = \text{Área}_{aercond} * Costo \text{ m}^2$$

$$Costo \text{ Aercondensador} = 72,516.79 \text{ m}^2 * 34.344 \text{ US\$/m}^2$$

$$Costo \text{ Aercondensador} = \text{US\$ } 2,490,516.64$$

4.7.1. Variables de evaluación económica

Datos generales:

- Ingreso anual útil solo se tomará el 15% del total generado: USD 1,176,560.082
- CAPEX total (materiales * 1.8 – incluye fabricación, instalación, transporte, obra civil, etc.): USD 4,482,929.952
- O&M anual (3% del CAPEX): USD 134,487.89
- Horizonte: 25 años.
- Tasa descuento: 12%

Cálculo del flujo neto actual

$$\text{Flujo neto actual} = \text{Ingreso anual} - O\&M$$

$$\text{Flujo neto actual} = 1,176,560.082 - 134,487.89$$

$$\text{Flujo neto actual} = 1,042,072.192 \text{ USD/año}$$

El flujo neto anual estimado (USD 1,042,072.19) refleja la ganancia real que produce el proyecto anualmente, tras deducir los costos de operación y mantenimiento. Este monto valida que el sistema conserva una rentabilidad operativa positiva y constante a lo largo de su vida útil.

Valor presente neto (VPN)

$$VPN = -C_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F}{(1+i)^t}$$

C_0 = Inversión inicial.

F = Flujo de caja anual.

i = Tasa de descuento.

t = Período en años.

$$VPN = -C_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F}{(1+i)^t}$$

$$VPN = -4,482,929.952 + 1,042,072.192 * \left(\frac{1 - (1+i)^{-n}}{i} \right)$$

$$VPN = -4,482,929.952 + 1,042,072.192 * \left(\frac{1 - (1+0.12)^{-25}}{0.12} \right)$$

$$VPN = -4,482,929.952 + 1,042,072.192 * (7.739)$$

$$VPN = -4,482,929.952 + 8,070,558.9$$

$$VPN = 3,587,629 \text{ USD}$$

El Valor Presente Neto (VPN) calculado, que asciende a USD 3,587,629, sugiere que, al descontar los flujos futuros a una tasa del 12%, el proyecto produce un valor económico adicional considerable en comparación con la inversión inicial. Un VPN positivo de tal envergadura valida la viabilidad financiera y el atractivo económico de su ejecución.

Recuperación simple con flujo neto

$$RS = \frac{CAPEX}{Ingreso\ neto\ anual} = \frac{4,482,929.952}{1,042,072.192}$$
$$RS = 4,30\ años$$

El periodo de recuperación simple de 4.30 años indica que la inversión inicial se recupera en un tiempo breve en comparación con el horizonte de evaluación de 25 años. Esto pone de manifiesto una elevada capacidad de retorno y un riesgo financiero relativamente bajo.

TIR

$$0 = -C_0 + \sum_{i=1}^n \frac{F}{(1+r)^t}$$

C_0 = Inversión inicial (CAPEX)

F = Flujo neto anual (constante)

r = Tasa buscada (TIR)

n = número de años

$$0 = -C_0 + F \left(\frac{1 - (1+r)^{-n}}{r} \right)$$
$$0 = -4,482,929.952 + 1,042,072.192 \left(\frac{1 - (1+r)^{-25}}{r} \right)$$
$$r \approx 23.8\%$$

La TIR estimada ($\approx 23.8\%$) excede considerablemente la tasa de descuento del 12%, lo que respalda la viabilidad del proyecto incluso en contextos conservadores. Un nivel de TIR como este asegura que el proyecto es económicamente robusto y competitivo en comparación con otras opciones de inversión que presentan un riesgo similar.

4.8. Discusiones

En este trabajo se determinó la influencia y evaluó un sistema de aerocondensadores para la fábrica Agroindustrial Laredo SAA. Los resultados fueron:

- Carga térmica disipada: 20.65 MW

- Flujos y potencias auxiliares:
 - Flujo de aire: 1143.543 kg/s
 - Potencia del ventilador: 259.31 kW
 - Flujo de agua: 0.2056 m³/s
 - Potencia del motor de bomba 112.10 kW
- Área y transferencia:
 - Área total calculada: 72,516.79 m²
 - Área de tubo: 11.0412 m²
 - Coeficiente global: 30 W/m²°C
 - LMTD: 9.49°C
- El aerocondensador permite bajar la temperatura del agua de 52°C a 28°C, mejorando el vacío desde 24.63 inHg a 25.82 inHg; esto redujo el tiempo de cocción de 3:00 horas a 2:45 horas, incrementando la molienda y producción de azúcar, siendo 127,979.02 toneladas de caña/año y 12,857.80 toneladas de azúcar/año.
- En los resultados económicos:
 - CAPEX: 4,482,929.952 USD
 - O&M anual: 134,487.89 USD
 - Flujo neto anual: 1,042,072.192 USD
 - Horizonte: 25 años
 - Interés: 12%
 - VPN: 3,587,629 USD
 - TIR: 23.8 %

Estos hallazgos muestran que, desde el punto de vista técnico y económico, la implementación o sustitución de un aerocondensador en la fábrica es prometedora y genera beneficios operativos y productivos.

Se ve que el área calculada es 72,516.79 m² refleja un diseño térmico robusto, lo cual es característico en sistemas de condensación por aire operando en ambientes cálidos.

El número de tubos es 6,568 tubos, esto demuestra que el diseño es de gran capacidad, que va con el flujo de agua que se necesita enfriar (0,2056 m³/s) y con el propósito de alcanzar una temperatura de salida de 28°C que es menor a la obtenida con el sistema anterior (35°C).

Bravo llevó a cabo una evaluación de un aerocondensador en la central Termochilca, donde se registró un flujo de aire de 5,782.8 kg/s y un consumo eléctrico auxiliar de 4.473 MW. En contraste, este análisis utilizó 1,143.54 kg/s de aire y 259.31 kW de potencia en los ventiladores, lo que pone de manifiesto una diferencia de escala atribuible a la variación en el tipo de proceso (termoeléctrico frente a industrial agroalimentario). No obstante, ambos estudios coinciden en que la implementación de aerocondensadores optimiza la eficiencia del proceso de condensación y disminuye el consumo de agua.

Gonzáles desarrolló un aerocondensador para una planta eléctrica de 20 MW, con un coeficiente $U = 31.39 \text{ W/m}^2\text{K}$ y una superficie de 15,541 m². En este estudio, el valor $U=30 \text{ W/m}^2\text{K}$ se alinea con los datos teóricos y experimentales presentados, lo que valida el modelo térmico. La discrepancia en el área total (15,541 frente a 72,516.79 m²) se explica por un mayor flujo térmico y un menor LMTD, característico de condiciones ambientales más cálidas en regiones tropicales.

Ericastilla desarrolló un sistema de recirculación de agua en un ingenio azucarero, con una potencia de bomba de 171.83 kW y una inversión de USD 3.78 millones, alcanzando una TIR del 90%. En el presente análisis, la potencia de bombeo (112.10 kW) es inferior, lo que sugiere un mejor aprovechamiento hidráulico. A pesar de que el CAPEX (USD 4.48 M) es ligeramente más alto, esto se justifica por la inclusión del sistema de condensación por aire, que elimina la necesidad de grandes volúmenes de agua y proporciona beneficios productivos gracias a la reducción del tiempo de cocción.

Según Adame y Fernández, los dos autores llevaron a cabo un análisis de aerocondensadores en el ámbito de la generación termoeléctrica y solar, llegando a la conclusión de que estos dispositivos mantienen un rendimiento satisfactorio durante la mayor parte del año, aunque su eficiencia puede verse comprometida por temperaturas ambientales elevadas. En el estudio actual, el sistema mostró una buena adaptación a un rango térmico de 25–30 °C, preservando la capacidad de enfriamiento necesaria sin pérdidas significativas en su rendimiento.

4.9. Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

- Se concluye que la implementación del sistema de aerocondensadores incrementa la eficiencia de enfriamiento del agua en aproximadamente 6.5 %, alcanzando una eficiencia total del 67.11 %. Esta mejora se atribuye al incremento de la transferencia convectiva y a la reducción de pérdidas térmicas en comparación con el sistema húmedo convencional, demostrando una influencia positiva y significativa sobre el desempeño térmico del proceso de evaporación.
- Del análisis del sistema de torre de enfriamiento existente, se determinó que este reduce la temperatura del agua de 52 °C a 35 °C, alcanzando un diferencial térmico de 17 °C. No obstante, su desempeño se encuentra limitado por la elevada humedad relativa local (80–85 %) y la temperatura de bulbo húmedo (24–26 °C), lo que restringe la capacidad de evaporación. Estas limitaciones térmicas afectaron el vacío alcanzado en los tachos de cocción (24.63 inHg), generando tiempos de proceso de 3 horas por templa y restringiendo la productividad diaria a 8 templeas.
- El sistema de aerocondensadores evaluado fue capaz de disipar una carga térmica de 20.65 MW y alcanzar una temperatura de salida del agua de 28 °C, lo que representa una reducción adicional de 7 °C respecto del sistema de torre. Esta mejora incrementó el vacío del proceso de 24.63 a 25.82 inHg, disminuyendo el punto de ebullición del jugo de 57.78 °C a 52.45 °C y elevando la eficiencia del proceso de cocción en 7.8 %. El sistema operó con una potencia total de ventilación de 259.31 kW y una bomba de 112.10 kW, logrando un adecuado balance entre capacidad térmica y consumo energético.
- La evaluación de la eficiencia térmica del sistema permitió verificar que los parámetros de diseño —coeficiente global de transferencia de calor (U) de 30 W/m²·°C, LMTD de 9.49 °C y un área total de intercambio de 72,516.79 m²— fueron suficientes para alcanzar la potencia requerida (20.65 MW) sin necesidad de evaporación de agua. Esta mejora térmica incrementó la frecuencia de templeas de 8 a 8.73 por día, generando una ganancia operativa de 2 horas diarias y una producción adicional anual de 127,979.02 toneladas de caña molida y 12,857.80 toneladas de azúcar. Estos resultados demuestran la elevada eficiencia del sistema y su contribución directa a la productividad industrial.

- La evaluación económica determinó una inversión total (CAPEX) de USD 4,482,929.95 y costos anuales de operación y mantenimiento equivalentes al 3 % del CAPEX. El proyecto generó un flujo neto anual de USD 1,042,072.19, obteniendo un Valor Presente Neto (VPN) de USD 3,587,629 y una Tasa Interna de Retorno (TIR) de 23.8 %, bajo una tasa de descuento del 12 % y un horizonte de 25 años. Los ingresos derivados de la producción adicional —equivalentes a S/ 27,392,275 anuales— confirman que la sustitución del sistema húmedo por aerocondensadores es técnica y económicamente viable, proporcionando un retorno financiero sostenido y reduciendo significativamente el consumo de agua.

Recomendaciones

- Se sugiere llevar a cabo investigaciones adicionales que examinen la problemática del uso del agua en los procesos industriales de la industria azucarera, particularmente en áreas donde la disponibilidad de agua es escasa. La implementación de sistemas de enfriamiento por aire en lugar de sistemas húmedos constituye una opción factible para disminuir la dependencia de este recurso hídrico, alineándose con las tendencias globales en tecnologías de enfriamiento seco utilizadas en plantas termoeléctricas y agroindustriales.
- Se propone llevar a cabo un estudio sobre el dimensionamiento y diseño estructural de aerocondensadores que se adapten a las condiciones climáticas y operativas del norte de Perú, con el objetivo de fomentar la producción nacional de estos dispositivos. Esto facilitaría la disminución de los costos de importación, la optimización de los materiales de construcción (como el tipo de aleta o el recubrimiento anticorrosivo) y la promoción de la transferencia tecnológica hacia la industria metalmecánica local.
- Se sugiere implementar, en investigaciones futuras, análisis de sensibilidad para examinar la variación de los resultados técnicos y económicos ante modificaciones en parámetros críticos, como las horas de operación, los costos de energía, la velocidad de los ventiladores o los coeficientes de transferencia de calor (U). Este tipo de análisis facilita la estimación de rangos de incertidumbre y optimiza la precisión de los modelos de rentabilidad industrial.
- Desde una perspectiva económica, aunque los condensadores húmedos tienen costos iniciales más bajos, no se debe considerar únicamente la inversión como un criterio de comparación. La disponibilidad y el costo del agua deben ser parte del análisis integral del ciclo de vida del sistema, ya que los aerocondensadores eliminan los gastos relacionados con el consumo, tratamiento y reposición de agua, además de proporcionar una mayor estabilidad operativa en situaciones de sequía o restricciones hídricas.

V. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

5.1. Tesis

Celestino y Hernández. (2017). *Rendimiento térmico de una torre de enfriamiento*.

Tesis para optar el título de Ingeniero Químico. Universidad Nacional del Centro.

Gonzales (2018). *Diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia de 20 MW en Cuba, a partir del método de la Temperatura Media Logarítmica (LMTD)*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas de Cuba.

Adame (2015). *Diseño y análisis del comportamiento de un aerocondensador en una Central Termosolar*. Tesis para optar el título de Ingeniero Térmico en la Universidad de Sevilla.

Fernández (2012). *Diseño y análisis operativo de un aerocondensador para una planta solar térmica de 50MW*. Tesis para optar el título de Ingeniero Térmico y de Procesos en la Universidad Carlos III de España.

Aguilar (2017). *Diseño y optimización de una torre de enfriamiento de tiro inducido*. Tesis para optar el título de Ingeniero Químico Industrial en el Instituto Politécnico Nacional de México.

Bravo (2021). *Efecto del empleo de aerocondensadores en el desempeño del proceso de condensación en la central de Ciclo Combinado de Termochilca*. Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía en la Universidad Nacional del Santa de Perú

Mendoza y Gallardo (2016). *Diseño y construcción de un prototipo de Torre de Enfriamiento de Tiro Inducido a Contraflujo*. Tesis para optar el título de Ingeniero Industrial en la Universidad Politécnica Salesiana de Ecuador.

Escaff y Herrera (2012). *Balance de masa y energía de una Torre de Enfriamiento de Tiro Inducido de la empresa Propilco S.A*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Tecnológica de Bolívar de Colombia.

5.2. Textos

Cengel, Y., & Boles, M. (2009). *Termodinámica*. Mexico: McGraw-Hill.

Chen, J.C. (2000). *Manual del azúcar de caña*. México: LIMUSA S.A.

Hugot, E. (1974). *Manual para Ingenieros Azucareros*. México: Continental S.A.

- Incropera, F., & DeWitt, D. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor*. México: PRENTICE HALL.
- Moran, M., & Shapiro, H. (2018). *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. Barcelona: Reverté.
- Peter, R. (2012). *Ingeniería de la Caña de Azúcar*. Alemania: Elbe Druckerei Wittenberg
- Sapag Chain, N., Sapag Chain, R., & Sapag, J. (2014). *Preparación y evaluación de proyectos*. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES S.A.
- Aguilera Vidal, R., Fuentes Valdés, J., & Sepúlveda Palacios, F. (2017). *Preparación y evaluación económica de proyectos de inversión*. Chile: Universidad de Concepción.
- ASHRAE. (2021). *HVAC Systems and Equipment Handbook*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

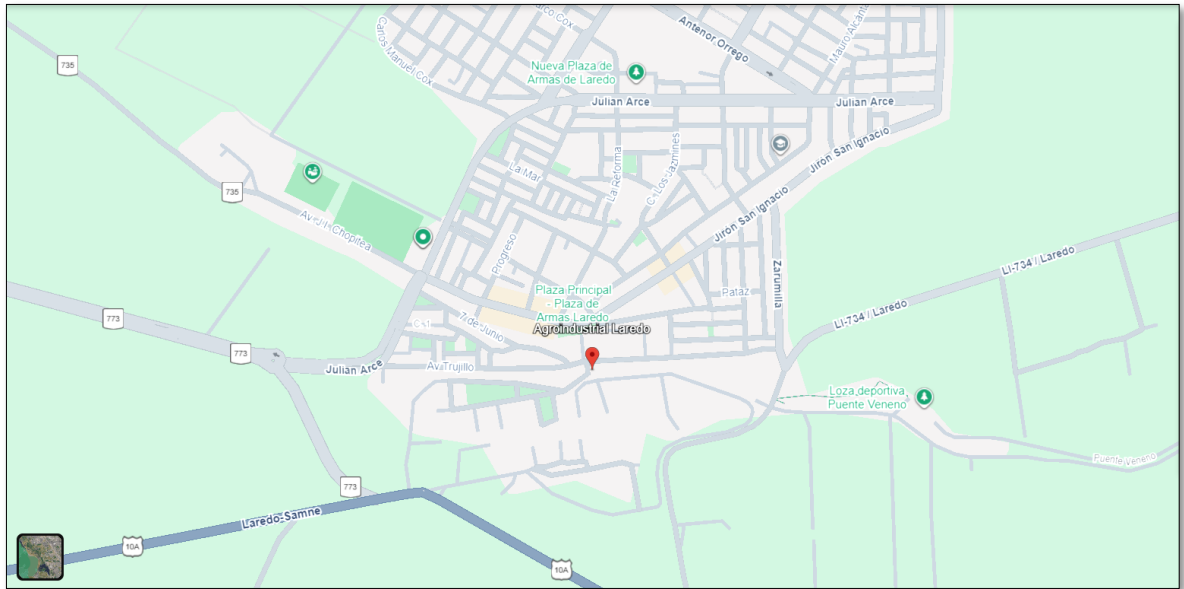
5.3. Linkografía

- Diagrama psicrométrico online y cálculo de las propiedades del aire húmedo*. (s. f.b). <https://www.herramientasingeneria.com/onlinecalc/spa/psicrometricos/psicrometricos.html>
- Precio del duraluminio por kg de bajo precio y resistente a la corrosión Alibaba.com*. (s. f.). https://spanish.alibaba.com/g/duralumin-price-per-kg.html?utm_source=chatgpt.com
- Datos históricos del azúcar No5 Londres - Investing.com*. (s. f.-b). Investing.com español. <https://es.investing.com/commodities/london-sugar-historical-data>
- Nardo. (s. f.). *Aerocondensadores.pdf*. Scribd. <https://es.scribd.com/document/290779019/aerocondensadores-pdf>
- SENAMHI - Normales estaciones*. (s. f.). <https://www.senamhi.gob.pe/?p=normales-estaciones&utm>
- Ministerio del Ambiente. (2014). *Evaluación del impacto ambiental en la gestión de residuos sólidos*. https://sinia.minam.gob.pe/sites/default/files/siar-lalibertad/archivos/public/docs/4494_0.pdf

VI. ANEXOS

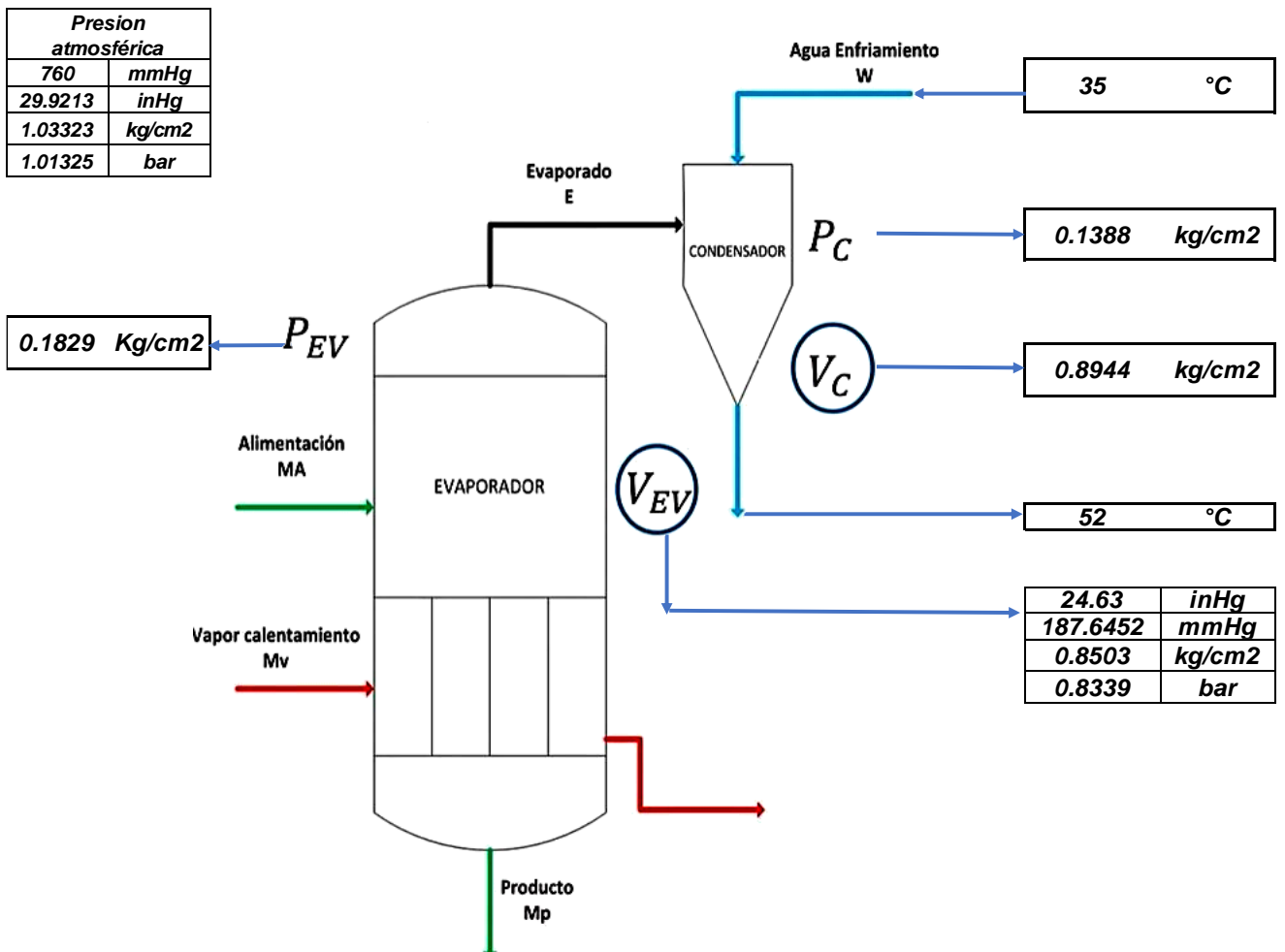
ANEXO 1

Ubicación de la fábrica Agroindustrial Laredo



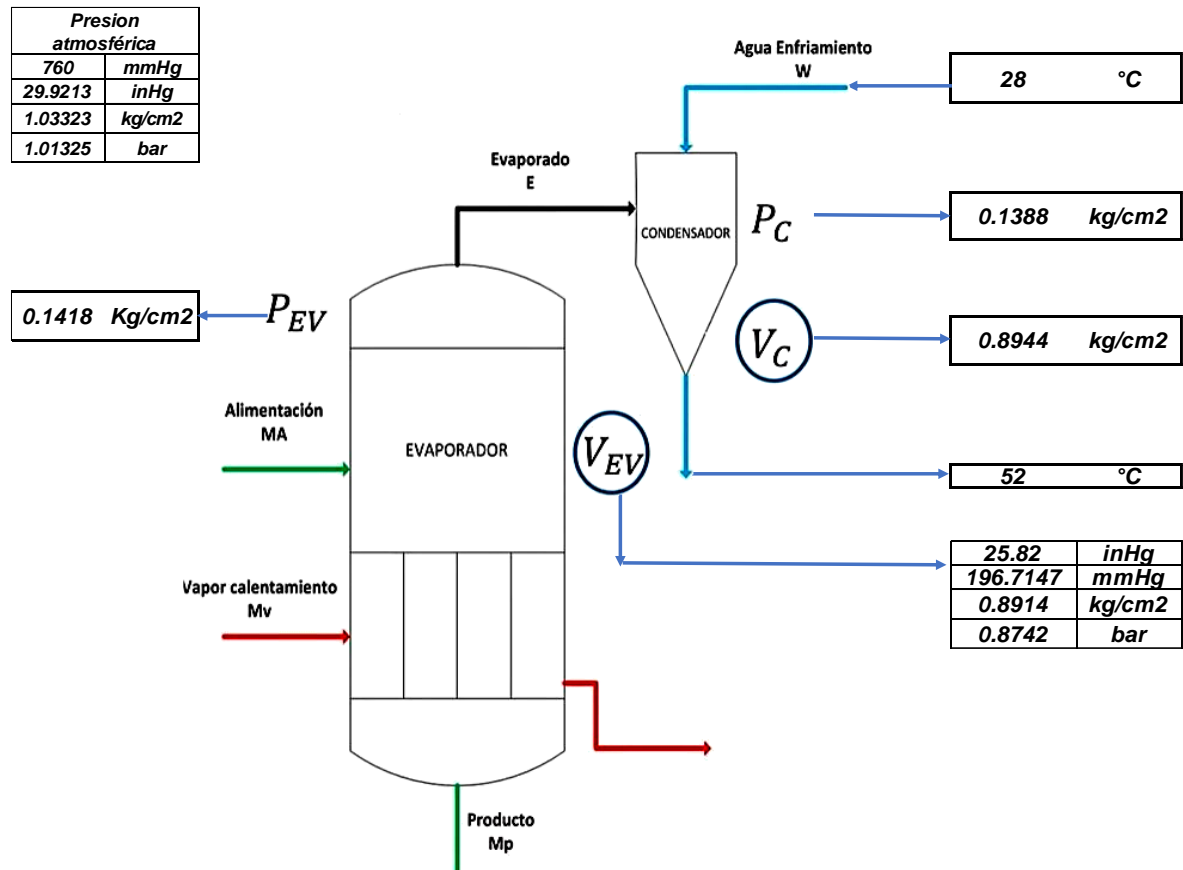
ANEXO 2

Balance de energía en tacho, temperatura agua ingreso 52°C – temperatura agua salida 35°C



ANEXO 3

Balance de energía en tacho, temperatura agua ingreso 52°C – temperatura agua salida 28°C



ANEXO 4

Tabla de propiedades del aire a 1 atm

Propiedades del aire a 1 atm de presión							
Temp. T , °C	Densidad ρ , kg/m ³	Calor específico c_p J/kg · K	Conductividad térmica k , W/m · K	Difusividad térmica α , m ² /s	Viscosidad dinámica μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática ν , m ² /s	Número de Prandtl Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para gases ideales, c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P distinta a 1 atm se determinan cuando se multiplican los valores de ρ a la temperatura dada por P (en atm) y cuando se dividen ν y α entre P (en atm).

Fuente: Datos generados a partir del Software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables; Wiley, 1983 and Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, y P. Hestermann, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

Fuente: Cengel, Y., & Boles, M. (2009)

ANEXO 5

Extracto de presupuesto caña 2025

PPTO 2025		enero	febrero	marzo	abril	mayo	junio	julio	agosto	septiembre	octubre	noviembre	diciembre	AÑO
CAÑA														
Caña Total	Tn	100,217	124,048	131,645	127,449	136,909	130,652	124,574	122,680	120,389	144,022	139,526	133,628	1,535,748
Caña Tradicional	Tn	70,717	124,048	131,645	127,449	136,909	130,652	124,574	122,680	87,085	144,022	139,526	133,628	1,472,943
Caña Orgánica	Tn	29,500	0	0	0	0	0	0	0	33,305	0	0	0	62,805
Sacarosa en Caña	Tn	13,586	16,486	17,048	16,305	17,205	16,528	16,206	16,185	16,158	19,592	19,160	18,311	202,770
Sacarosa Apte. % Caña	%	13.56%	13.29%	12.95%	12.79%	12.57%	12.65%	13.01%	13.19%	13.42%	13.60%	13.73%	13.70%	13.20%
TCH Técnico	Tn/h	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00
TCH	Tn/h	219.68	226.72	223.81	215.44	219.33	225.84	225.59	230.53	212.51	229.26	230.04	231.91	224.27
TCH Tradicional	Tn/h	227.35	226.72	223.81	215.44	219.33	225.84	225.59	230.53	220.19	229.26	230.04	231.91	225.51
TCH Orgánica	Tn/h	203.23								194.74				198.64
TCD	Tn/h	4,555.30	4,864.62	4,787.08	4,627.06	4,720.99	4,838.98	4,791.31	4,875.09	4,542.99	4,937.89	4,953.59	4,949.19	4,791.07
TCD Tradicional	Tn/h	4,714.44	4,864.62	4,787.08	4,627.06	4,720.99	4,838.98	4,791.31	4,875.09	4,707.27	4,937.89	4,953.59	4,949.19	4,820.72
TCD Orgánica	Tn/h	4,214.30	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	4,163.10	0.00	0.00	0.00	4,186.99
Velocidad	%	89.66%	92.54%	91.35%	87.93%	89.52%	92.18%	92.08%	94.09%	86.74%	93.58%	93.90%	94.66%	91.54%
Velocidad Tradicional	%	92.80%	92.54%	91.35%	87.93%	89.52%	92.18%	92.08%	94.09%	89.87%	93.58%	93.90%	94.66%	92.05%
Velocidad Orgánica	%	82.95%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	79.48%	0.00%	0.00%	0.00%	81.08%

Fuente: Presupuesto 2025 – Agroindustrial Laredo S.A.

ANEXO 6

Extracto de presupuesto de molienda de caña 2025

MOLIENDA																		
CAÑA																		
Caña Total	Tn	100,217	124,048	131,645	127,449	136,909	130,652	124,574	122,690	120,389	144,022	139,526	133,628	133,628	133,628	133,628	1,535,748	
Caña Tradicional	Tn	70,717	124,048	131,645	127,449	136,909	130,652	124,574	122,690	87,085	144,022	139,526	133,628	133,628	133,628	133,628	1,472,943	
Caña Orgánica	Tn	29,500	0	0	0	0	0	0	0	33,305	0	0	0	0	0	0	62,805	
Sacrosaa en Caña	Tn	13,586	16,485	17,048	16,305	17,205	16,528	16,206	16,185	16,158	19,592	19,160	18,311	18,311	18,311	18,311	202,770	
Sacrosaa Apte. % Caña	%	13.56%	13.29%	12.95%	12.79%	12.57%	12.65%	13.01%	13.19%	13.42%	13.60%	13.73%	13.70%	13.70%	13.70%	13.70%	13.20%	
TCH Técnico	Tn/h	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	245.00	
TCH	Tn/h	219.68	226.72	223.81	215.44	219.33	225.84	225.59	230.53	212.51	229.26	230.04	231.91	231.91	231.91	231.91	224.27	
TCH Tradicional	Tn/h	227.35	226.72	223.81	215.44	219.33	225.84	225.59	230.53	220.19	229.26	230.04	231.91	231.91	231.91	231.91	225.51	
TCH Orgánica	Tn/h	203.23								194.74							198.64	
TOD	Tn/h	4,555.30	4,864.62	4,787.08	4,627.06	4,720.99	4,838.98	4,791.31	4,875.09	4,542.99	4,937.89	4,953.59	4,949.19	4,949.19	4,949.19	4,949.19	4,791.07	
TOD Tradicional	Tn/h	4,714.44	4,864.62	4,787.08	4,627.06	4,720.99	4,838.98	4,791.31	4,875.09	4,707.27	4,937.89	4,953.59	4,949.19	4,949.19	4,949.19	4,949.19	4,820.72	
TOD Orgánica	Tn/h	4,214.30	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	4,163.10	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	4,186.99	
Velocidad	%	89.66%	92.54%	91.35%	87.93%	89.52%	92.18%	92.08%	94.09%	86.74%	93.59%	93.90%	94.66%	94.66%	94.66%	94.66%	91.54%	
Velocidad Tradicional	%	92.80%	92.54%	91.35%	87.93%	89.52%	92.18%	92.08%	94.09%	89.87%	93.59%	93.90%	94.66%	94.66%	94.66%	94.66%	92.05%	
Velocidad Orgánica	%	82.95%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	79.48%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	81.08%	

Fuente: Presupuesto 2025 – Agroindustrial Laredo S.A.

ANEXO 7

Extracto de presupuesto de azúcar 2025

CUOTA AZÚCAR													
Rubia Totales	Tn	2,838	5,686	6,223	6,429	7,073	6,673	6,436	5,456	3,516	5,856	5,814	5,747
Rubia Doméstica	Tn	2,838	5,686	6,223	6,429	7,073	3,094	3,424	5,456	3,516	5,856	5,814	5,747
Rubia Exportación	Tn	0	0	0	0	0	3,580	3,012	0	0	0	0	0
Morena	Tn	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Blanca Total	Tn	4,692	7,537	7,920	6,691	7,362	7,749	7,489	8,184	7,076	10,875	10,798	10,674
Blanca Doméstica	Tn	282	904	950	803	736	620	449	491	425	652	648	640
Blanca Industrial	Tn	1,642	3,015	3,168	2,676	2,798	2,712	2,546	2,864	2,477	3,262	3,239	3,202
Refino (45-60)	Tn	1,642	1,884	1,990	1,673	1,841	2,518	2,707	2,959	2,477	4,078	4,017	3,896
Refino (0-45)	Tn	602	843	861	577	975	956	878	991	1,052	1,863	1,910	1,992
Grano Fino	Tn	274	465	502	503	529	463	475	459	338	532	514	493
Pulverizada	Tn	250	425	459	459	484	450	434	420	308	486	470	450
Orgánica	Tn	2,980	0	0	0	0	0	0	0	3,472	0	0	0

Fuente: Presupuesto 2025 – Agroindustrial Laredo S.A.

ANEXO 8

Valores representativos del coeficiente global de transferencia de calor

Combinación de fluidos	U (W/m ² -K)
Agua con agua	850 – 1 700
Agua con aceite	110 – 350
Condensador de vapor (agua en tubos)	1 000 – 6 000
Condensador de amoníaco (agua en tubos)	800 – 1 400
Condensador de alcohol (agua en tubos)	250 – 700
Intercambiador de calor de tubos con aletas (agua en tubos, aire en flujo cruzado)	25 – 50

Fuente: Incropera (1999)