

OSCAR ANTONIO AGUILERA RODRIGUEZ

**APROVECHAMIENTO TÉRMICO Y EFICIENTIZACIÓN
ENERGÉTICA DE UNA FÁBRICA DE PROCESAMIENTO DE
ACEITE Y BAGAZO DE OLIVA**

TESIS

BRAGANÇA 2020

APROVECHAMIENTO TÉRMICO Y EFICIENTIZACIÓN ENERGÉTICA DE UNA FÁBRICA DE PROCESAMIENTO DE ACEITE Y BAGAZO DE OLIVA

Tesis presentada al programa de doble titulación entre la Universidad de La Coruña y el Instituto Politécnico de Bragança como requisito para la obtención de los títulos de Maestría en Eficiencia y Aprovechamiento Energético y Maestría en Energías Renovables y Eficiencia Energética, respectivamente.

Orientador: Luis Frólén Ribeiro

Co-orientador: José Luis Calvo Rolle

Bragança 2020

Agradecimientos

Agradezco primeramente a Dios por ser mi guía, mi fortaleza y la inspiración para siempre hacer las cosas bien a lo largo de toda mi vida estudiantil y profesional.

A mis padres Antonio Aguilera y Edith Rodríguez que, con su apoyo incondicional, sus consejos, sus atenciones en todos los momentos, han sido la fuerza motriz que me ha permitido alcanzar cada uno de nuestros logros.

A mi tío Juan Sánchez que con sus consejos y su buen ejemplo de cómo hacer las cosas siempre bien en las labores cotidianas de la vida me sirvieron de mucha inspiración para siempre tener presente, hacer bien todo lo que se haga en el ámbito personal, estudiantil y profesional.

A mi abuela, mis hermanos, tíos, primos, amigos que con sus demostraciones de admiración me inspiraron a seguir siempre adelante hasta conseguir mis propósitos.

Al Programa Presidencial de Becas Honduras 20/20 por hacer realidad mis sueños de estudiar una maestría en dos de las mejores instituciones de educación superior de España y Portugal.

A la Universidad de La Coruña y al Instituto Politécnico de Bragança por permitirme participar en sus programas de posgrado.

Al Profesor Dr. Luis Frólén Ribeiro y al Profesor Dr. José Luis Calvo Rolle por su paciencia y sus consejos a lo largo del programa.

A todos los que de alguna u otra forma me apoyaron en la realización de éste sueño.

Muchas gracias.

Toda persona debe decidir una vez en su vida,
si se lanza a triunfar arriesgándolo todo, o si se
sienta a ver el paso de los triunfadores

Thomas A. Edison

RESUMEN

Este trabajo de fin de Master consiste en el planteamiento sistemático de una serie de modificaciones técnicas del actual sistema de condensación, y diseño de un condensador industrial como una segunda alternativa, para llevar a cabo el proceso de condensación del hexano utilizado en la extracción de aceite de oliva de la fábrica Mirabaga, ubicada en la comunidad de Mirandela, Portugal.

El actual sistema de condensación consiste en un estanque que es llenado con agua del río Tua, en cuyo interior está sumergido la tubería por la cual circula el hexano que se va a condensar. La primera modificación es hacer que el estanque funcione en estado estacionario, haciendo que la misma cantidad de agua que ingrese, salga del estanque. Al interior se construirán 8 canales de 1,0 m de ancho y 1,5 m de altura que alcanzara el agua, que permitan el cambio de dirección y un flujo cruzado, para aumentar la turbulencia y haya un mayor flujo de transferencia de calor.

La selección del flujo másico del agua a utilizar dependerá primeramente de la época del año en que se trabaje ya que, para invierno, la temperatura del agua oscila alrededor de los 10 °C y en verano en los 18 °C, y lo otro es si habrá o no un aprovechamiento térmico del calor ganado por el agua de enfriamiento.

Se ha decidido, en caso de aprovechamiento térmico, precalentar la corriente de bagazo al inicio del proceso de extracción, de la cual se debe evaporar 0,436 kg/s de agua. Después que el agua proveniente del estanque cumpla con ceder parte de su calor, debe retornar al río cumpliendo con la diferencia mínima de temperatura recomendada de 5 °C para invierno y 3 °C para verano.

El flujo másico de agua a utilizar habiendo aprovechamiento térmico en verano, será de 36,59 kg/s y de 21,95 kg/s para invierno; en ambos casos la temperatura para descarga será de 30 °C. La bomba que garantice el flujo másico más grande, debe tener una potencia hidráulica de 44,43 kW.

El flujo másico requerido en el caso de no haber aprovechamiento térmico será de 43,91 kg/s en verano como en invierno, pero con temperaturas de descarga directa de 28 °C y 20 °C, respectivamente, y la potencia hidráulica de la bomba será de 67,29 kW.

En cualquiera de los casos en los que ocurra o no aprovechamiento térmico, las temperaturas de descarga seleccionadas se verán disminuidas aún más debido a la falta de aislamiento térmico alrededor del estanque y la pérdida de calor a lo largo del trayecto al río, que es de aproximadamente 420 m.

Palabras Clave: Condensación, eficiencia, aprovechamiento.

ABSTRACT

This final project of Master's program, consists of the systematic approach of a series of technical modifications to the current condensation system, and the design of an industrial condenser as a second alternative to carry out the condensation process of hexane used in the extraction of oil from olive from the Mirabaga factory, located in the community of Mirandela, Portugal.

The current condensation system consists of a pond that is filled with water from the Tua river, inside which the pipe through which the hexane to be condensed circulates is submerged. The first modification is to make the pond work in a steady state, making the same amount of water that enters, leaves the pond. Inside, 8 channels, 1.0 m wide and 1.5 m high that water will reach, will be built to allow a change of direction and a cross flow, to increase turbulence and find a better heat transfer rate.

The selection of the mass flow of the water to be used will depend first of all on the time of the year in which the factory is working, for winter, the temperature of the water oscillates around 10 °C and in summer at 18 °C, and the other thing is whether there will be or not a thermal use of the heat gained by the cooling water.

It has been decided, in case of thermal energy recovery, to preheat the bagasse stream at the beginning of the extraction process, from which 0.436 kg / s of water must evaporate. After the water from the pond complies with giving up part of its heat, it must return to the river with the minimum recommended temperature difference of 5 °C for winter and 3 °C for summer.

The mass flow of water to be used, having thermal energy recovery in summer, will be 36.59 kg/s and 21.95 kg/s for winter; in both cases the discharge temperature will be 30 °C. The pump that guarantees the largest mass flow must have a hydraulic power of 44.43 kW.

The required mass flow in the case of no thermal energy recovery will be 43.91 kg/s in summer and in winter, but with direct discharge temperatures of 28 °C and 20 °C respectively and the pump hydraulic power will be 67.29 kW.

In any case in which thermal energy recovery does or does not occur, the selected discharge temperatures will be further decreased due to the lack of thermal insulation around the pond and the loss of heat along the path to the river, which is approximately 420 m.

Key Words: Condensation, efficiency, thermal energy recovery.

Índice

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Generales	2
1.2.2 Específicos	2
1.3 Estructura de la Tesis	3
2. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	4
2.1 Estado del Arte	4
2.2 Fundamentos Teóricos	8
3. METODOLOGÍA	20
3.1 Modificación estructural del estanque	22
3.1.1 Diseño de canales internos	22
3.1.2 Determinación del flujo másico de agua	26
3.2 Diseño del condensador	39
3.2.1 Balances de Energía	40
3.2.2 Coeficiente Global de Transferencia U	43
3.2.3 Diferencia Media de Temperatura	50
4. RESULTADOS Y DISCUSIONES	53
5. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	61
5.1 Conclusiones	61
5.2 Trabajos Futuros	63
BIBLIOGRAFÍA	65

Lista de Símbolos

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	UNIDADES
\dot{q}	Flujo de calor	[W]
\dot{m}_a	Flujo másico de agua	[kg/s]
A	Área de transferencia de calor	[m ²]
ρ_a	Densidad del agua	[kg/m ³]
λ_h	Calor latente de vaporización del hexano	[kJ/kg]
Nu	Número de Nusselt	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]
h_i	Coeficiente interno de transferencia de Calor	[W/m ² °C]
h_o	Coeficiente externo de transferencia de Calor	[W/m ² °C]
k	Conductividad térmica	[W/m ² °C]
μ_a	Viscosidad dinámica del Agua	[Pa s]
\dot{m}_h	Flujo másico del Hexano	[kg/s]
C_{pa}	Calor específico del Agua	[J/kg °C]
T_{fa}	Temperatura final del Agua	[°C]
T_{ia}	Temperatura inicial del Agua	[°C]
T_4	Temperatura de salida del agua del estanque	[°C]
T_3	Temperatura de entrada del agua al estanque	[°C]
T_1	Temperatura de saturación del hexano	[°C]
\dot{v}_T	Flujo volumétrico total del agua	[m ³ /s]
H_{sa}	Entalpía del salida del agua del estanque	[kJ/kg]
H_{ea}	Entalpía del entrada del agua del estanque	[kJ/kg]
H_{sh}	Entalpía del salida del hexano del estanque	[kJ/kg]
H_{eh}	Entalpía del entrada del hexano del estanque	[kJ/kg]
D_o	Diámetro externo del tubo	[m]
D_i	Diámetro interno del tubo	[m]
h_{di}	Factor de ensuciamiento interno	[m ² °C/W]
h_{do}	Factor de ensuciamiento externo	[m ² °C/W]
x_m	Espesor de pared tubular	[m]
k_m	Conductividad térmica del material del tubo	[W/m ² °C]
\bar{D}_L	Diámetro logarítmico	[m]

μ_w	Viscosidad dinámica a la temperatura de pared	[Pa s]
k_{hL}	Conductividad térmica del hexano líquido	[W/m ² °C]
ρ_{hL}	Densidad del hexano líquido	[kg/m ³]
ρ_{hv}	Densidad del hexano gaseoso	[kg/m ³]
μ_{hL}	Viscosidad dinámica del hexano líquido	[Pa s]
Γ	Carga del condensado por unidad de longitud de tubo	[kg/m s]
g	Aceleración gravitacional	[m/s ²]
N_r	Número de tubos en una fila vertical	[-]
W_c	Flujo total de condensado	[kg/s]
L	Longitud del tubo	[m]
N_T	Número total de tubos en el paquete	[-]
N_p	Número de pasos del lado de los tubos	[-]
f	Factor de Fricción	[-]
c_t	Velocidad a lo interno de los tubos	[m/s]
ΔP_t	Caída de presión del lado de los tubos	[Pa]
ΔP_c	Caída de presión del lado de la coraza	[Pa]
D_c	Diámetro de la coraza	[m]
d_e	Diámetro equivalente	[m]
l_B	Espacio del deflector	[m]
c_s	Velocidad en la coraza	[m/s]
p_t	Paso de tubos	[-]
T_{cb}	Temperatura del líquido refrigerante a la salida	[K]
T_{ca}	Temperatura del líquido refrigerante a la entrada	[K]
T_{sat}	Temperatura de saturación	[K]
h_{A1}	Carga total sobre la bomba 1 en el río	[N m/N]
h_{A2}	Carga total sobre la bomba 2 en el estanque	[N m/N]
γ	Peso específico del fluido a bombear	[N/m ³]
P_A	Potencia hidráulica de la bomba	[W]
h_p	Pérdidas de energía por fricción y accesorios	[N m/N]

Listado de Figuras

<i>N_o</i>	<i>Descripción de la Figura</i>	<i>Pag</i>
Figura 1	Fotografía de gotas de una variedad de líquidos y agua de baja tensión superficial que descansan sobre un disco metálico recubierto con iCVD	7
Figura 2	Diagrama de flujo de la FASE I de extracción de aceite	9
Figura 3	Secador de bagazo	9
Figura 4	Tanques de decantación de aceite-hexano	10
Figura 5	Diagrama de flujo de la FASE II de extracción de aceite	11
Figura 6	Circuito del hexano en la planta extractora de aceite	14
Figura 7	Estanque de condensación de hexano	15
Figura 8	Diagrama de flujo de las opciones técnicas para el sistema de condensación de la planta de procesamiento de Aceite.	16
Figura 9	Condensador de un solo paso o paso simple	17
Figura 10	Condensador tipo 1-2, un paso del lado de la coraza y dos del lado de los tubos	19
Figura 11	Vista Aérea de ubicación de planta Mirabaga, vía N213, junto al río Tua	20
Figura 12	Punto de Bombeo desde el río Tua a la planta	20
Figura 13	Canal de desagüe del agua utilizada en el proceso de condensación del hexano	21
Figura 14	Vista transversal al flujo de Agua de un canal rectangular abierto	24
Figura 15	Esquema de Vista aérea del estanque con la distribución de canales internos	25
Figura 16	Relaciones Solvente-Sólido en la extracción de Aceite de Oliva	26
Figura 17	(a) Simulación de descarga a 90° (b) Simulación de descarga a 60°	28
Figura 18	<i>Flujo másico de agua versus Temperatura del agua a la salida del estanque (invierno)</i>	32
Figura 19	<i>Flujo másico de agua versus Temperatura del agua a la salida del estanque (verano)</i>	33
Figura 20	Bagazo FASE I 65% humedad	34
Figura 21	Diagrama de flujo de las modificaciones y posibilidades técnicas de aprovechamiento térmico del actual sistema de condensación.	38
Figura 22	Flujo de Condensados sobre bancos de tubos	46
Figura 23	Patrones de Arreglo de Tubos en el intercambiador	49
Figura 24	Perfil de temperatura, condensador 1-2	51
Figura 25	Vista transversal del sistema de bombeo del río hacia la planta.	55
Figura 26	Gráfico de los datos de la Tabla 13 del área del condensador versus la temperatura de salida del agua.	60

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

El presente trabajo de fin de máster se ha enfocado en el desarrollo secuencial y sistemático de las ecuaciones que permitan establecer las modificaciones técnicas de parámetros de operación, y diseño de equipo de transferencia de calor para el proceso de condensación de hexano. Con las modificaciones realizadas se pretende aprovechar las oportunidades existentes para eficientizar la energía térmica involucrada, principalmente en los procesos de condensación del hexano y precalentamiento del bagazo húmedo de aceite de oliva, de la fábrica de procesamiento de aceite Mirabaga, ubicada en la comunidad de Mirandela, Portugal.

El estado actual de funcionamiento de la planta en cuanto al proceso de transferencia de calor desde el hexano hacia el agua de enfriamiento carece de un aprovechamiento óptimo de dicha energía. El potencial térmico del fluido de enfriamiento al final del proceso es elevado, y dicho potencial es desperdiciado desechándolo directamente al río, lo que genera, además, un problema de contaminación física por la diferencia de temperatura, lo que puede conllevar a la destrucción de la fauna y la flora acuática en el punto de vertido del efluente, así como multas por partes de las autoridades ambientales portuguesas.

Al bagazo húmedo con 65% de humedad que es utilizado en la primera fase de extracción se le deberá reducir la cantidad de agua hasta un 55% antes de pasar a la segunda fase de extracción, por lo que una posible oportunidad de aprovechamiento térmico es localizada en este punto del proceso, ya que se deben adicionar grandes cantidades de calor sensible y latente para poder evaporar esa masa de agua.

Las diferentes oportunidades de aprovechamiento térmico que se presentan a lo largo de todos los procesos deben ser energéticamente cuantificables, para poder medir la posibilidad de adiciones o sustracciones de calor que permitan tener operaciones más eficientes, evitando en la medida de lo técnicamente posible los desperdicios energéticos.

1.2 Objetivos

1.2.1 Generales

1. Identificar las oportunidades de aprovechamiento térmico, modificando los parámetros de funcionamiento del sistema actual de condensación de hexano que permitan evitar focos de contaminación térmica en el punto de descarga en el río Tua y tener una mayor eficiencia en el proceso.
2. Plantear las ecuaciones necesarias de diseño de un condensador industrial como una segunda alternativa para llevar a cabo el proceso de condensación del hexano.

1.2.2 Específicos

1. Establecer balances de exergía que permitan conocer el potencial de trabajo del sistema de condensación de la planta.
2. Modificar la estructura del estanque actual, así como el flujo másico de agua de enfriamiento basándose en las necesidades de la planta, y además cumplir con el reglamento nacional de descargas de aguas residuales en ríos.
3. Plantear la relación entre la temperatura de salida del agua de enfriamiento en el condensador y el área requerido de dicho equipo.

1.3 Estructura de la Tesis

La presente tesis está dividida en 5 capítulos:

El **capítulo 1**, una introducción, contextualiza y presenta los objetivos de éste trabajo.

El **capítulo 2**, presenta el Estado del Arte y la fundamentación teórica de soporte en el área de la Termodinámica, procesos de transferencia de calor y la mecánica de fluidos.

El **capítulo 3**, presenta la metodología que fue utilizada para la elaboración de la tesis, y en donde se detalla cada una de las modificaciones técnicas del actual sistema de condensación y las ecuaciones de diseño para la adquisición de un equipo condensador; que pudiesen tener un mayor rendimiento en la planta de procesamiento de aceites de Oliva.

El **capítulo 4**, discute los resultados obtenidos tanto para la reestructuración del sistema actual, así como del diseño del condensador industrial, realizados en el capítulo 3.

El **capítulo 5**, presenta las conclusiones de la tesis, y también indica los trabajos futuros previstos para la continuación de ésta tesis.

2. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

2.1 Estado del Arte

La eficiencia energética es uno de los pilares de la Unión Europea en la contribución para reducir los efectos en el deterioro del medio ambiente por el consumo de combustibles fósiles. Ha sido propuesta como una solución altamente efectiva como un camino para mejorar la competitividad económica y la sostenibilidad de la economía de Europa. Con ello se logran bajas emisiones de gases de efecto invernadero, se reduce la dependencia de la energía, se incrementa la seguridad de suministro y hay creación de empleos.

Alrededor de tres cuartas partes de la energía consumida por la Unión Europea proviene de combustibles fósiles, como el carbón, petróleo y gas natural, usados para la generación de electricidad, calor e insumos para transporte. [1]

La eficiencia energética puede ayudar a reducir la dependencia de importaciones de combustibles fósiles, y por lo tanto ayudar a fortalecer la seguridad energética, tanto a corto como a largo plazo, en una manera que sea efectiva en término de costos económicos. [2]

Uno de los factores que mayor impacto tiene en las medidas establecidas para la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero en el Acuerdo de París (2015) es precisamente la eficiencia energética, ya que, al reducir el consumo de combustibles fósiles, y no tener tanta dependencia de éstos se logra reducir las emisiones, principales responsables de la contaminación y deterioro del medio ambiente.

El acuerdo establece las directrices para que cada país en la medida de sus posibilidades técnicas, se esfuercen por formular y comunicar estrategias orientadas a la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero; por lo que eficientizar energéticamente los procesos de cada de una de las operaciones de las empresas, de los consumos de energía en los edificios, de desarrollar medios de transporte más eficientes en el consumo de combustibles o basados en energías limpias se convierte en una de las estrategias más

notorias en la contribución por reducir la concentración de los gases de efecto invernadero. [3]

En la industria, la recuperación de calor proveniente de los procesos de condensación, se convierte en una de las muchas formas de recuperación de energía térmica para efficientizar los procesos, por lo que los avances en cuanto a tener sistemas de condensación más eficientes permite un mayor porcentaje de recuperación de esta energía.

Procesos de Condensación

Un vapor puede condensar sobre una superficie fría en una de dos formas, las cuales se describen por los términos **goteo y película**. En la condensación por formación de película, que es más común y la más desarrollada a escala industrial que la condensación por formación de gotas, el líquido condensado forma una película, o capa continua de líquido que fluye sobre la superficie del tubo por acción de la gravedad. Esta capa de líquido interpuesta entre el vapor y la pared del tubo es la que provoca la resistencia al flujo de calor, y por lo tanto fija el valor del coeficiente de la transferencia de calor. [4]

Aunque la condensación por película es la más desarrollada a escala industrial, no es la más deseable, debido a la resistencia térmica para la transferencia de calor por conducción que presenta la película formada.

Con el objetivo de romper la película de condensado formada, se debe promover la formación de gotas móviles discretas con diámetro equivalente cerca de la longitud capilar del condensado; este modo de formación de gotas de condensado ha mejorado notablemente el proceso de transferencia de calor.

En la actualidad se están enfocando esfuerzos en el desarrollo de superficies **superhidrofóbicas**; con ellas se han obtenido mayores rendimientos en los procesos de condensación por goteo que los rendimientos del condensado convencional. [4]

La adhesión de las gotas de agua sobre las superficies superhidrofóbicas presentan una menor resistencia térmica a la transferencia de calor; esta mejora se atribuye a que cuando dos o más gotas a escala microscópica se unen espontáneamente, saltan de la superficie de condensación debido al exceso de

energía superficial, dejando libre la superficie, para la formación de nuevas gotas.

Boreyko y sus compañeros [5], presentaron un estudio experimental acompañado de un modelo analítico del efecto de la orientación de la superficie de condensación en el proceso de transferencia enfocándose siempre en superficies superhidrofóbicas.

La orientación vertical mejora la salida de las gotas formadas de la superficie, seguido por una orientación angulada y por último la posición horizontal.

Recientemente, se han incorporado la textura de superficies basados en la hidrofobicidad y la nanoingeniería, con el objetivo de mejorar aún más los coeficientes de transferencia de calor de condensación por goteo.

La investigación orientada en la ingeniería de superficie de materiales para la promoción de la condensación por goteo se ha enfocados en vapor de agua, debido a la alta tensión superficial de este fluido; y se ha prestado menos atención a los fluidos con bajas tensiones superficiales como ser los hidrocarburos y los refrigerantes los cuales son usados en muchos procesos en la industria. [5]

En los fluidos con baja tensión superficial y, con el fin de mejorar los coeficientes de transferencia de calor, se hace uso de aletas para aumentar la superficie de transferencia, y uso de vibraciones mecánicas para remover el condensado en forma de películas de las superficies del intercambiador.

Los líquidos que tienen valores bajos de tensión superficial se esparcen inmediatamente en todo el metal caliente del intercambiador de calor. A medida que disminuye la tensión superficial del líquido condensante, se vuelve más desafiante promover una condensación estable por goteo.

Para poder promover las gotas en las superficies del intercambiador, la energía de la superficie debe ser suficientemente baja; las superficies de los intercambiadores típicos están hechas de conductores térmicos metales como el acero inoxidable, titanio, cobre que tienen altas energías superficiales.

Polímeros fluorados han sido utilizados para promover la hidrofobicidad de los metales, sin embargo, los ángulos de equilibrio de contacto de líquidos de baja

tensión superficial como el etanol, **el hexano** y pentano en una superficie fluorada lisa están muy por debajo de 90 grados.

La condensación por goteo se basa en gotas altamente móviles que se desprenden rápidamente, eliminando la resistencia térmica líquida agregada, exponiendo la superficie del intercambiador de calor fresco para nuevos eventos de nucleación de condensación.

Minimizando la diferencia entre el ángulo de contacto de avance y retroceso, o el ángulo de histéresis, decrecerá el diámetro promedio de una gota de desprendimiento, que se ha demostrado que aumenta el coeficiente de transferencia de calor en el caso de agua.

A diferencia del caso del agua, donde baja histéresis se puede lograr a través de una combinación de química de superficie y textura, 31 fluidos de baja tensión superficial no pueden experimentar un comportamiento igual que el del agua en la textura, debido a la completa extensión dentro de las texturas superficiales durante la condensación.

Por lo tanto, se necesita un diferente enfoque que minimiza la histéresis del ángulo de contacto de fluidos de baja tensión superficial para promover la condensación gota a gota. El proceso de injerto iCVD (Initiated Chemical Vapor Deposition) se usa para controlar la rugosidad de la superficie de los recubrimientos de polímeros hasta la escala nanométrica. [5]



Figura 1

Fotografía de gotas de una variedad de líquidos y agua de baja tensión superficial que descansan sobre un disco metálico recubierto con iCVD. [4]

2.2 Fundamentos Teóricos

Descripción del funcionamiento de la planta de procesamiento de aceites y bagazo de oliva

El proceso de extracción de aceite de oliva en la planta se lleva a cabo a través de dos Fases, las cuales dependen del principio utilizado, y que se describen a continuación.

FASE I: Extracción Física

Una vez que la aceituna, que es la materia prima de todo el proceso llega a la planta, pasa por un proceso de limpieza y lavado. Una vez lavada se hacen pasar por los molinos para su trituración donde se obtiene como subproducto bagazo molido con un alto contenido de agua, 65% de humedad aproximadamente.

Este bagazo a una tasa de 400 Ton/día es separado en cuatro corrientes, una denominada **Bagazo Húmedo Extraído (BHE)** con 67% del bagazo y una humedad del 55%, la otra una combinación de aguas residuales con un 20% del bagazo y 1% de aceite, la otra representa el 2% de aceite extraído, y por último una corriente de vapor con el 10% de agua, en el cual se ha utilizado un intercambiador de calor para poder proporcionar la energía térmica necesaria para su evaporación.

A continuación, se muestra la Tabla 1 con el flujo de la entrada y la salida del agua en toneladas por día involucrada en esta primera fase:

Tabla 1. Balance de Agua en la FASE I de extracción de Aceite.

PARÁMETRO	CANTIDAD (Ton/día)
Agua de entrada en el bagazo de 65%	260,0
Agua de salida en el bagazo húmedo extraído 55%	147,4
Agua de salida evaporada	40,0
Aguas residuales	72,6

Se detalla en la Figura 2 el diagrama de flujo de la Fase I del proceso de extracción de aceite.

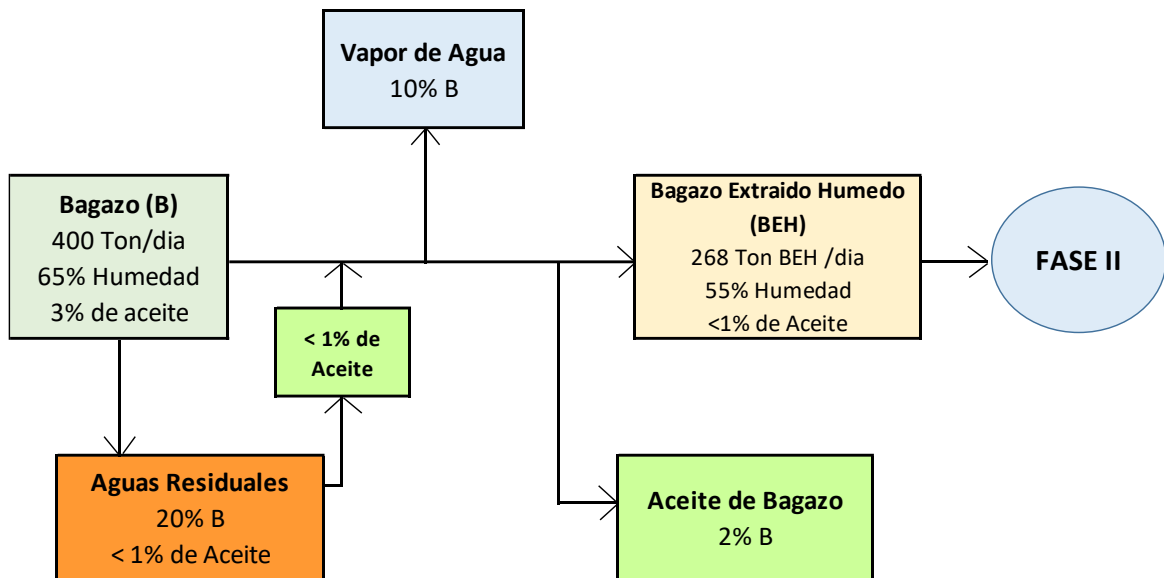


Figura 2

Diagrama de Flujo de la FASE I de extracción de Aceite

FASE II: Extracción Química

Ésta extracción química se dá debido a que hay un remanente de aceite contenido en el Bagazo Húmedo Extraído con un porcentaje de aproximadamente 1%. Ésta fase de extracción comienza con reducir la cantidad de agua del BHE que es un subproducto de la Fase I, desde 55% hasta un 10% de humedad, lo cual se logra con un proceso de secado a través de un secador de aire como el que se muestra en la Figura 3 a continuación:



Figura 3

Secador de Bagazo

Después que el bagazo ha sido secado, es colocado en unas cubas o depósitos de decantación de acero inoxidable como se muestra en la Figura 4, en donde se inyecta hexano como disolvente no polar por la afinidad química del aceite que es un compuesto también no polar con éste [6]. Ocurrirá una separación sólido-líquida del aceite del bagazo, arrastrando el aceite por el hexano hasta la parte inferior para su decantación o separación, por lo que a partir del BHE se obtienen tres subproductos; el primero es el 45% del vapor que es separado del bagazo, el segundo una mezcla de aceite y hexano y por último el bagazo empobrecido con aproximadamente 0.1% de aceite y humedad del 10% al cual se le denomina Bagazo Seco Extraído (BSE).



Figura 4

Tanques de Decantación de Aceite-Hexano

La mezcla hexano-aceite que se extrae de los tanques de decantación debe ser separada a través de un proceso de separación líquido-líquido por medio de un proceso de evaporación aprovechando la marcada diferencias en puntos de ebullición entre el aceite ($T_{b \text{ aceite}} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$) y el hexano ($T_{b \text{ hex}} = 68 \text{ }^\circ\text{C}$) [7]- [9]. Al tener el hexano el punto de ebullición más bajo, será éste el que logre evaporarse primero durante el proceso de transferencia de calor hacia la mezcla, que se logra a través de una caldera a base de biomasa. La caldera se ajustará de modo que cuando se alcance la temperatura máxima de operación programada, ésta se desactive y se vuelva a activar cuando la temperatura haya caído hasta la

temperatura mínima de operación programada, hasta lograr evaporar todo el hexano contenido en la mezcla. Cuando ya no hay más flujo de hexano evaporándose, la caldera se desactivará por completo, quedando en el tanque donde se lleva a cabo la evaporación únicamente aceite con pequeñas trazas de hexano cumpliendo con los límites mínimos permisibles de calidad.

El hexano que es evaporado debe ser recuperado a través de un proceso de condensación para volver a ser reutilizado en el proceso de extracción de aceite del BHE, y de esta forma cerrar su ciclo.

Actualmente el hexano es condensado utilizando como líquido de enfriamiento agua del río Tua. Se muestra a continuación en la Figura 5 el diagrama de flujo de la FASE II del proceso de extracción de aceite de oliva.

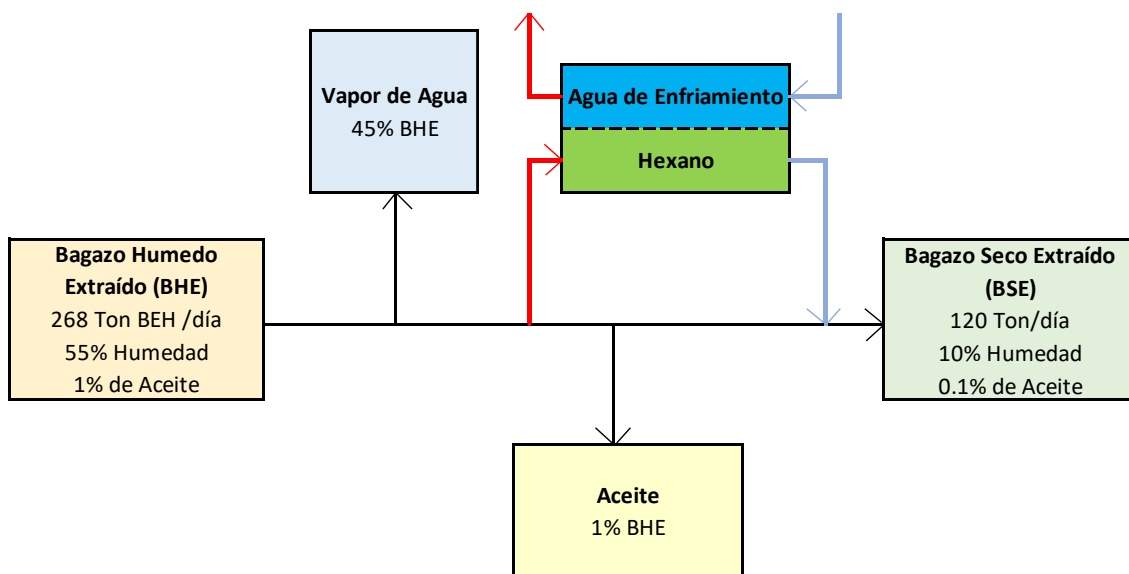


Figura 5

Diagrama de Flujo de la FASE II de extracción de Aceite

Oportunidad de aprovechamiento térmico en el proceso de condensación del hexano.

El hexano es un compuesto orgánico de uso muy común en los procesos en los que se requiere hacer una separación líquido-sólido; como en el caso de la separación del aceite del bagazo de la aceituna, o líquido-líquido en el caso de los procesos de purificación de aguas contaminadas con exceso de grasas y aceites; dicho compuesto por tener una afinidad química con los aceites por la polaridad de sus moléculas, cumple el objetivo de separar las grasas o aceites y posteriormente debe ser recuperado a través de un proceso de separación líquido-líquido, siendo el más común la evaporación, para poder ser reutilizado nuevamente. [7]

El objetivo de la evaporación es concentrar una solución aprovechando la marcada diferencia de los puntos de ebullición de los productos que se encuentran en la mezcla. La evaporización se realiza transfiriendo energía térmica a la mezcla logrando de esta forma que se evapore el compuesto más volátil que en éste caso será el hexano, para obtener una solución concentrada del compuesto menos volátil o con punto de ebullición más alto, el aceite de oliva. Una vez que el hexano se ha evaporado casi en su totalidad y dejando muy pequeñas trazas en la solución concentrada de aceite, este debe ser recuperado a través de un proceso de condensación.

El proceso de condensación consiste en extraer energía térmica del vapor para que este pueda cambiar de la fase gaseosa a la fase líquida, dicha cantidad de energía se denomina calor latente de condensación y representa cantidades considerables de energía en juego, cuantificando esa energía de cambio de fase con la ecuación (1).

$$\dot{q} = \dot{m}_h \lambda_h \quad (1)$$

La ecuación anterior establece que la cantidad de calor en un cambio de fase estará definido como el producto de la masa en estado gaseoso, la del hexano \dot{m}_h en punto de saturación, y el calor latente de λ_h , que es la energía por unidad de masa que se debe extraer para que ocurra el cambio de fase de gas a líquido.

Los procesos de transferencia de calor en los cuales hay un cambio de fase de uno de los fluidos involucrados son más complejos que los procesos de transferencia de calor donde solo existen variaciones de temperatura debido a la adición y o sustracción de calores sensibles. [7]

Un cambio de fase significa la remoción o adición de cantidades muy grandes de energía en forma de calor en un proceso que se lleva a cabo a temperatura constante o con variaciones muy pequeñas de temperatura, ya que el vapor se encuentra en la zona de saturación; y la velocidad con la que un fluido cambia de fase está regida por la intensidad de transferencia de calor.

Para poder extraer el calor del hexano que se encuentra en forma gaseosa, debe de existir un fluido que sea capaz de aceptar la energía térmica o calor, éste fluido se denominará fluido refrigerante, que en éste caso específico será agua del río Tua. En el proceso de condensación, tanto el vapor como el fluido refrigerante, no entran en contacto directo, sino más bien a través de paredes sólidas tubulares que permitan la transferencia debido al gradiente de temperatura entre los dos fluidos, y en el cual la energía será transferida del fluido más caliente al más frío. Dicho proceso regido por el principio de conservación de la energía, el cual se cuantifica con la ecuación (2). [7]

$$\dot{q}_{ganado} = -\dot{q}_{perdido} \quad (2)$$

La ecuación anterior, para el proceso de condensación, en el cual el vapor no está sobrecalentado y con el hexano condensado a su temperatura de saturación sin un subenfriamiento, se transforma en la forma de la ecuación (3):

$$\dot{m}_a C_{pa} (T_{fa} - T_{ia}) = \dot{m}_h \lambda_h \quad (3)$$

La temperatura del río Tua durante el año oscila entre los 10 °C en invierno y los 18 °C en verano, lo cual significa que durante cualquiera de las etapas del año en que se trabaje, el agua que se ha utilizado para la condensación del hexano debe ser devuelta al río con las mismas características físico químicas con que ha sido succionada para ser utilizada como refrigerante.

La temperatura del agua que se va a descargar al río, después de haber cumplido su misión en la planta, es una de los parámetros físicos que más control se debe tener, ya que una brusca diferencia entre la corriente descargada y la del río favorecería al deterioro de la vida en el ecosistema acuático. [10]

En cuanto a las características químicas, el principal contaminante serían trazas de aceite o hexano y que se devuelvan sin un tratamiento de separación previo.

Circuito del hexano en la planta

La principal función del hexano es separar el aceite que se encuentra adherido en la masa sólida del bagazo. A continuación, se muestra en la Figura 6 el recorrido realizado por el hexano en la planta.

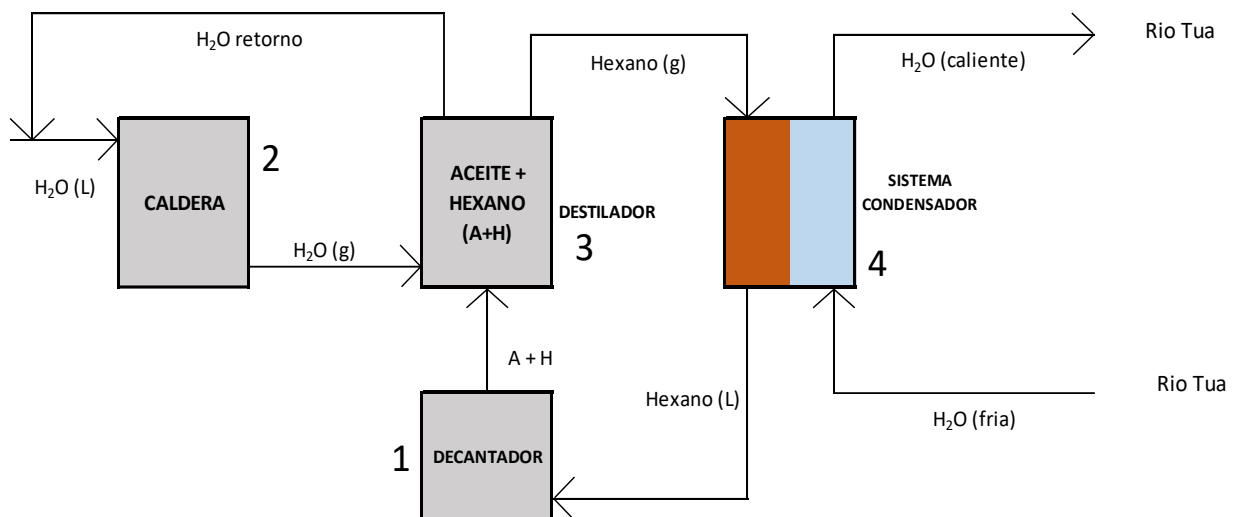


Figura 6

Circuito del hexano en la planta extractora de aceite.

Una mezcla homogénea de aceite y hexano es transportada del decantador hacia el destilador. En el destilador se separará el hexano del aceite aprovechando las diferencias en los puntos de ebullición, a través de un proceso de transferencia de calor asistido por el vapor de agua proveniente de la caldera. El hexano en estado gaseoso es transportado hacia el sistema condensador, donde cederá todo su calor latente para cambiar nuevamente al estado líquido, y posteriormente retornar hacia el decantador cerrando de esta forma el circuito.

El agua del río Tua utilizada como fluido de enfriamiento, recibirá todo el calor latente cedido por el hexano, aumentando su temperatura. El agua debe ser retornada al río con las características más óptimas de temperatura.

Se muestra a continuación, en la Figura 7, la instalación actual utilizada para llevar a cabo la condensación; en cuyo interior de los tubos fluye el hexano y a la intemperie en el estanque se observa el agua del río Tua.



Figura 7

Estanque de Condensación de Hexano

Durante el proceso de condensación la temperatura del agua aumenta como una variable cuantitativa de que la transferencia de calor se ha llevado a cabo; por lo que se debe garantizar disminuir la temperatura de dicho fluido hasta el valor correspondiente dependiendo de la época del año que se trabaje.

Para lograr las temperaturas recomendables de desagüe del flujo que ha sido utilizada como refrigerante, técnicamente se podrían apreciar las siguientes posibilidades:

1. Modificación de la estructura del estanque y selección adecuada de los flujos máxicos de agua.
2. Uso de un condensador térmico industrial.

Dentro de las dos opciones anteriores se presenta la posibilidad de poder aprovechar el calor ganado por el agua y utilizarlo en otro proceso que requiera de suministro de energía. Para tener una idea visual de las opciones que se tienen para el sistema de condensación de la planta se muestra el diagrama de flujo de la Figura 8.

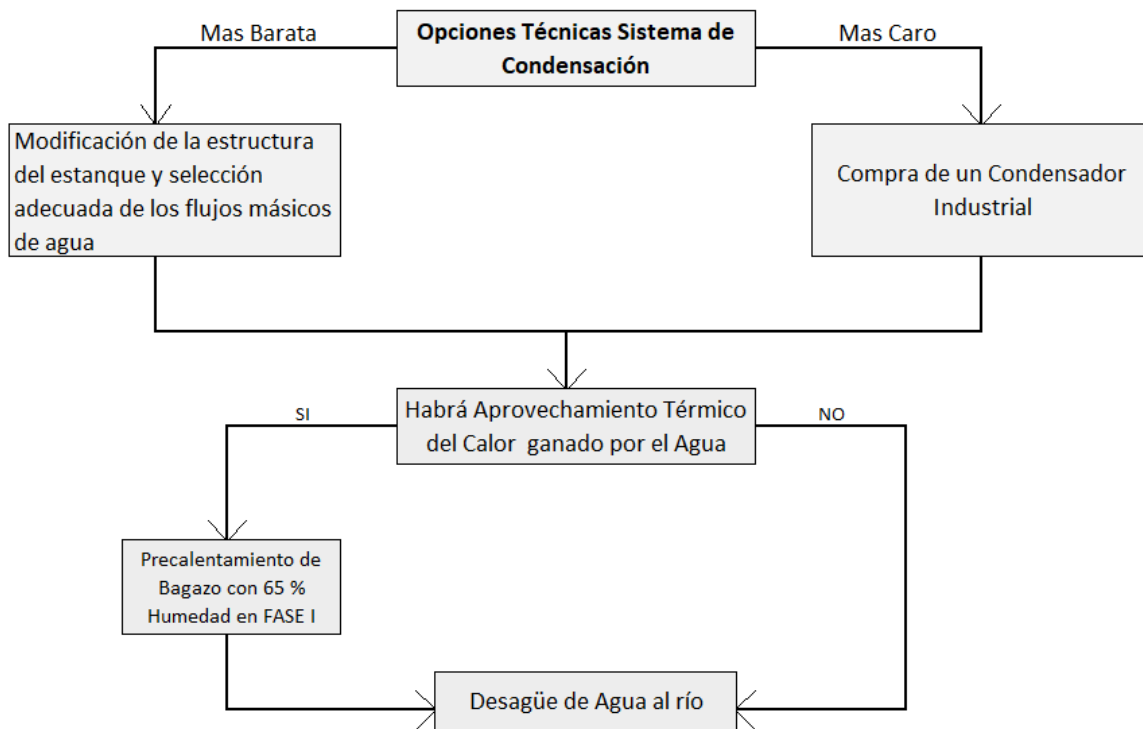


Figura 8

Diagrama de Flujo de las opciones técnicas para el sistema de condensación de la planta de procesamiento de Aceite.

Sistema con flujo continuo o estacionario

El actual funcionamiento del proceso de condensación del hexano dentro de la fábrica no se realiza con un equipo condensador propiamente dicho, el proceso por el cual se licua el hexano funciona haciendo circular el hexano a través de una tubería que es sumergida en un estanque que es llenado con agua del río Tua, Figura 7, y que dicha agua permanece allí a una temperatura superior que la temperatura del río.

El flujo estacionario o continuo se da cuando la velocidad del fluido en cualquier punto no varía con el tiempo [11], lo que permite que no haya una acumulación dentro del volumen de control que se está analizando, en este caso de la masa

de agua dentro del estanque. La acumulación del agua en actual sistema de condensación hace que el sistema no funcione en régimen permanente o flujo estacionario.

Condensadores

Los equipos que comúnmente se utilizan para licuar vapores, extrayendo el calor latente de estos, se llaman condensadores, que son intercambiadores de calor en los cuales hay transferencia de calor del vapor al ceder todo su calor latente a un fluido refrigerante, que es el encargado de recibir toda esa cantidad de energía, elevando así su temperatura al salir del condensador. [7]

Los condensadores comerciales más útiles para licuar vapores son los de tubo y coraza, en donde el vapor y el fluido refrigerante nunca están en contacto directo y si separados por una pared tubular; por el interior de la tubería circula el refrigerante y en la coraza, el fluido en fase gaseosa que se condensa en forma de película sobre la superficie tubular externa. A continuación, se muestra la Figura 9, un condensador de tubo y coraza de un solo paso.

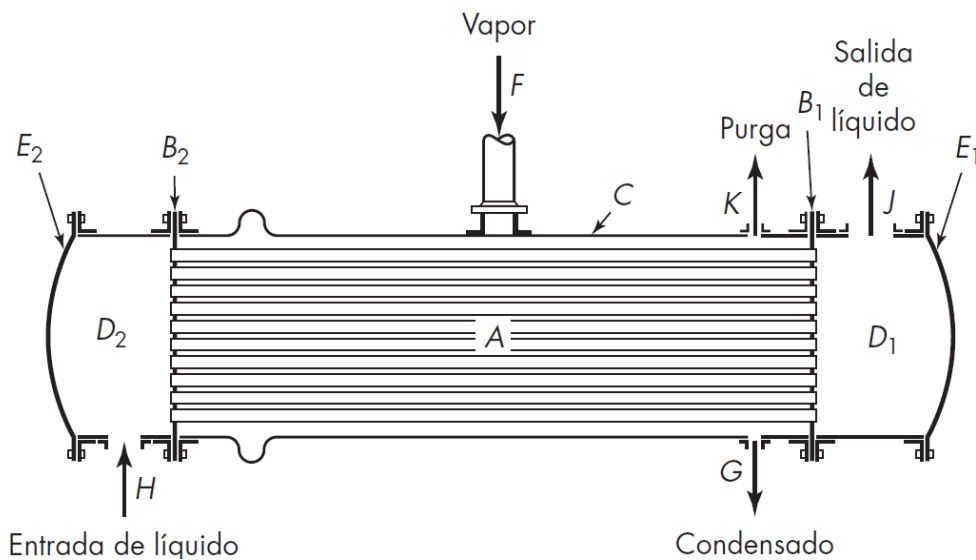


Figura 9

Condensador de un solo paso o paso simple, A, tubos; B1, B2, placas tubulares; C, carcasa; D1, D2, canales; E1, E2, tapaderas; F, entrada de vapor; G, salida del condensado; H, entrada de líquido frío; J, salida de líquido caliente; K, purga de gas no condensado. [7]

El proceso de transferencia de calor a través de un condensador está regido por la ecuación (4):

$$\dot{q} = U A \Delta\bar{T}_L \quad (4)$$

en donde \dot{q} es la cantidad de calor latente que requerimos extraer del vapor; U es una constante de proporcionalidad denominada coeficiente global de transferencia de calor y que es una función tanto de los diámetros internos y externos de la tubería, de los coeficientes individuales de transferencia tanto en la parte interna de los tubos, como en la parte externa o carcasa, de la conductividad térmica del material del cual están hechos los tubos, del grosor de éstos y de los factores de ensuciamiento; A es el área total de transferencia involucrada, calculada a partir de los diámetros y la longitud de los tubos del condensador; $\Delta\bar{T}_L$ es la diferencia media logarítmica de las temperaturas de entrada y salida de ambas corrientes. [7]-[8]

Con el diseño adecuado y uso de un condensador, se puede establecer las variables de diseño para poder lograr con la mayor efectividad el objetivo principal, condensar la totalidad del hexano, y poder establecer la temperatura de salida deseada de la corriente del fluido refrigerante. Fijando dichas variables, el proceso de condensación será una función del flujo másico del agua y del área de transferencia; fijando la temperatura de salida deseada se obtiene una corriente con potencial para poder transferir energía térmica y poder disminuir la temperatura para su posterior desagüe al río; pudiendo ser utilizada para precalentar el bagazo de 65% de humedad de la primera fase de extracción.

Para poder hacer un mayor análisis cualitativo y cuantitativo de esa energía que poseería la corriente del fluido refrigerante al salir del condensador se debe de hacer un análisis exergético y un balance de entropía del sistema de condensación. [11]

Condensadores de múltiples pasos.

El líquido en los tubos generalmente se dirige hacia adelante y luego hacia atrás en una serie de pasadas a través de grupos de tubos dispuestos en paralelo para aumentar la longitud de la ruta del flujo. El número de pasadas o pasos se selecciona para mejorar la velocidad de diseño de transferencia [7]. Entre los diseños de condensadores más comunes se encuentran los siguientes:

Condensadores 1-1

Estos condensadores son aquellos que tienen solo un paso del lado de la coraza y un paso del lado de los tubos. Un ejemplo de este tipo de condensador es el que se ilustra en la Figura 9.

Condensadores 1-2

Un condensador de este tipo es aquel que tiene un paso del lado de la coraza y dos pasos del lado de los tubos. La siguiente Figura 10 representa un intercambiador de este tipo.

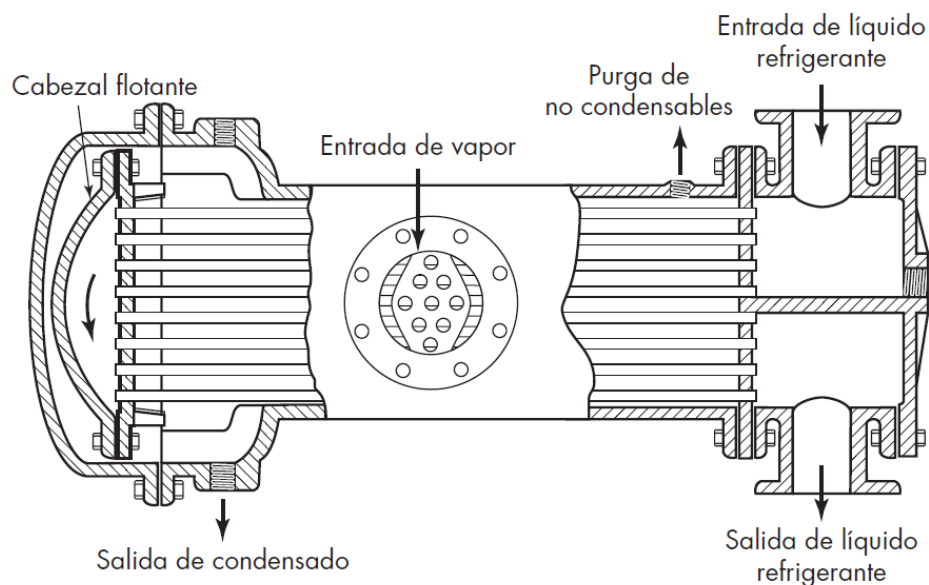


Figura 10

Condensador tipo 1-2, un paso del lado de la coraza y dos del lado de los tubos. [1]

3. METODOLOGÍA

La planta de Procesamiento de Aceite Mirabaga, está ubicada en la comunidad de Mirandela, distrito de Bragança en Portugal como se muestra en la Figura 11:

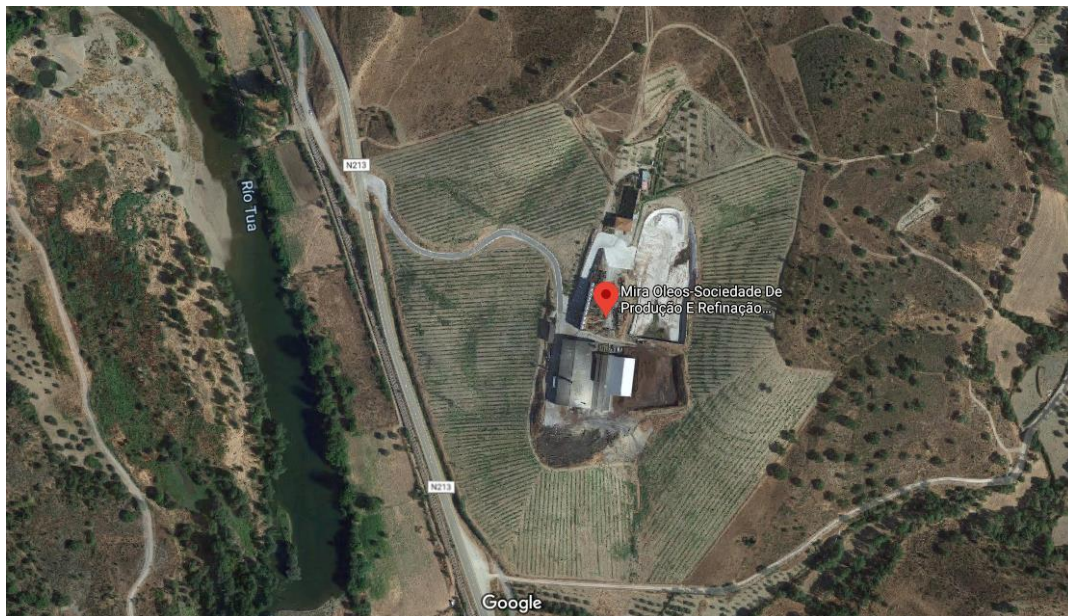


Figura 11

Vista Aérea de ubicación de planta Mirabaga, vía N213, junto al río Tua

La carretera N213 se encuentra entre el río Tua y la planta de procesamiento, la cual está a una elevación considerable con respecto al río, lo que se mostrará posteriormente como una condición indirecta para el gasto de energía por bombeo.



Figura 12

Punto de Bombeo desde el río Tua a la planta.

La succión del agua se realiza a través de un sistema de bombeo ubicado en una caseta en la orilla del río Tua como se describe en la Figura 12.

Después que el agua cumple las diferentes funciones para la que ha sido llevada a la planta, principalmente el proceso de condensación del hexano, debe retornar al río, lo cual se hace a través del canal que se muestra a continuación en la Figura 13:



Figura 13

Canal de desagüe del agua utilizada en el proceso de condensación del hexano.

Ya que el agua debe ser devuelta al río en condiciones apropiadas de temperatura y calidad, se detallará a continuación a lo largo de todo el capítulo las dos posibles opciones técnicas para el logro del objetivo en cuanto al proceso de condensación de hexano y retorno del agua al río.

Las opciones propuestas para el proceso de condensación se discutirán en el siguiente orden:

1. Modificación estructural del estanque que permita un funcionamiento en flujo estacionario, que se logre el régimen turbulento del agua cuando pase por el estanque para tener una mayor velocidad de transferencia de calor y elección del flujo másico de agua.
2. Diseño de un condensador industrial.

3.1 Modificación estructural del estanque

3.1.1 Diseño de canales internos

De acuerdo con la Figura 8, se presenta la posibilidad de poder aprovechar el calor ganado por el agua, así como de no aprovecharlo; la elección de la mejor opción estaría regida por factores técnicos, como capacidad del estanque actual, parámetros de operación y factores económicos.

Independientemente de las opciones anteriores de aprovechamiento térmico, se deben hacer ciertas modificaciones estructurales al estanque, donde éstas modificaciones están estrechamente ligadas a tener un proceso más eficiente en cuanto a condensar la masa total de hexano; esto pasaría por el hecho de contar con mayores velocidades de transferencia de calor al interior del estanque.

Por otro lado, existen pérdidas de energía térmica hacia los alrededores por no contar con un sistema de aislamiento; además el sistema no funciona en estado estacionario, por lo que actualmente, se llena primero el estanque y después se hace circular vapor de hexano por la tubería. La acumulación del agua en el depósito hace que el proceso de transferencia de calor no sea muy eficiente porque la diferencia de temperatura entre la superficie del tubo exterior y la capa de fluido refrigerante próxima a la pared del tubo se hace cada vez más pequeña, disminuyendo el gradiente térmico. La convección natural originada en el estanque representa un proceso lento de transferencia de calor, también por lotes. La variación de temperatura del agua acumulada en el estanque podría presentar un inconveniente si se quisiera precalentar el bagazo de la fase I debido a la falta de uniformidad de ésta.

Por todo lo anteriormente planteado y en busca de la forma técnica más eficiente de condensar el hexano se deben hacer las siguientes dos modificaciones:

- a. Sistema funcionando con flujo estacionario; que la cantidad de agua ingresando al estanque, deba salir al mismo tiempo y así evitar acumulaciones.
- b. Construcción interna de canales abiertos que permitan una mayor turbulencia del agua debido a los cambios de direcciones e impactos contra paredes y tuberías; dicho aumento de turbulencia favorecerá una

mayor velocidad de transferencia de calor del hexano para el agua [7] - [12].

Basado en las dos opciones anteriores, el flujo estacionario en el estanque se lograría con una bomba que sea capaz de retirar del estanque la misma cantidad de flujo másico de agua que está ingresando; se detalla a continuación la construcción de canales internos, así como el comportamiento del fluido involucrado.

La construcción de los canales permitirá flujos de agua de forma paralela y particularmente cruzada favoreciendo la turbulencia que permitirá una mayor velocidad de la transferencia de calor hacia el fluido refrigerante. [7]

Una vez que se haya determinado el flujo másico de agua \dot{m}_a al despejarlo de la ecuación (3), como se hará posteriormente, se calculará el flujo volumétrico necesario que pasaría por cada canal mediante la ecuación (5).

$$\dot{v}_T = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} \quad (5)$$

Donde ρ_a es la densidad del agua que viene del río.

El flujo volumétrico que pasará por el canal que tendrá un determinado ancho, y la altura quedará definida por el paso del agua, definirá un área transversal del canal al paso del flujo volumétrico. Por lo tanto, quedará establecida la velocidad a la que dicho flujo pasa por cada canal mediante la ecuación (6)

$$c_L = \frac{\dot{v}_T}{A_{te}} \quad (6)$$

Y el área transversal que genera el agua a su paso por el canal según la Figura 14 sería:

$$A_{te} = b y \quad (7)$$

Las dimensiones del canal deben permitir que el flujo volumétrico se desarrolle en un régimen turbulento. El régimen turbulento en canales abiertos se logra para números de Reynolds $Re > 2000$, el régimen de transición está dado para $500 < Re < 2000$ y el régimen laminar para $Re < 500$. El número de Reynolds

Re es un número adimensional que en mecánica de fluidos se utiliza para caracterizar si un fluido se mueve de forma laminar o turbulenta. El régimen turbulento se caracteriza por movimiento aleatorio y desordenado en las tres direcciones de las partículas [12]. A continuación, se muestra la ecuación (8) que permite calcular el número de Reynolds en canales abiertos.

$$Re = \frac{c_L R \rho_a}{\mu_a} \quad (8)$$

R está definido como el radio hidráulico, y que, para canales rectangulares abiertos, como el mostrado en la Figura 14 estaría definido mediante la ecuación (9)

$$R = \frac{b y}{b + 2y} \quad (9)$$

Para una mayor ilustración, la Figura 14 también muestra de la geometría del canal y del paso del agua a través de éste.

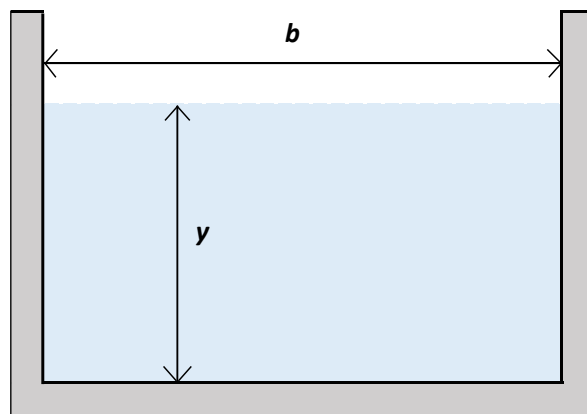


Figura 14

Vista transversal al flujo de agua de un canal rectangular abierto

Al combinar las ecuaciones (6), (7), (8) y (9) resulta una expresión más directa para el cálculo del número de Reynolds en canales abiertos como se muestra en la ecuación (10):

$$Re = \frac{\dot{v}_T \rho_a}{(b + 2y) \mu_a} \quad (10)$$

Las actuales dimensiones del estanque son las presentadas en la Tabla 2:

Tabla 2. Dimensiones del actual estanque de condensación

DIMENSIONES	VARIABLE	VALOR	UNIDAD
Ancho	B	8,00	m
Largo	L	8,00	m
Altura	H	1,80	m
Volumen	V _e	115,20	m ³

Tanto el ancho como el largo tienen las mismas dimensiones, los canales se deben construir de forma tal que el cruce del agua forme un ángulo de 90 grados con los tubos por donde circula el hexano. El parámetro *b* se puede definir como 1 m para tener en total 8 canales en el interior del estanque.

La distribución de los canales, por donde fluirá el agua desde el punto 3 hasta el 4, con su respectiva bomba en cada punto como garantes de flujo estacionario, así como el hexano fluyendo al interior de la tubería desde el punto 1 al 2, se muestra en la Figura 15.

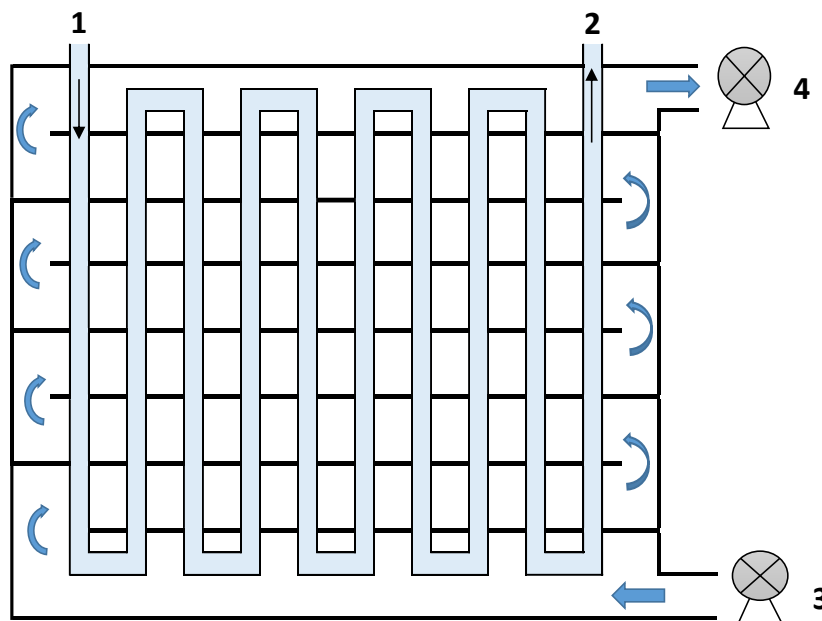


Figura 15

Esquema de Vista aérea del estanque con la distribución de canales interno.

3.1.2 Determinación del flujo másico de agua

Para la determinación del flujo de agua \dot{m}_a requerido para poder condensar la masa de hexano \dot{m}_h , se debe hacer en base a la ecuación (3), despejada para el flujo másico de agua mostrada en la ecuación (11)

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_h \lambda_h}{C_{pa} (T_{fa} - T_{ia})} \quad (11)$$

Primeramente, la cantidad de energía o calor latente cedido por el hexano está definido por el producto del numerador de la ecuación (11). Para la determinación del flujo másico de hexano a utilizar, nos basaremos en el rendimiento de extracción de aceite de oliva utilizando éste solvente. Los mejores resultados para ciertas relaciones volumen hexano-masa de bagazo de oliva se muestran en la Figura 16. La relación de solvente/pasta de aceituna natural para un rendimiento de 7,5% es 6,5:1, aunque en el gráfico se aprecia que el mayor rendimiento se dá para la relación 20:1. Sin embargo, para obtener esa relación, se ha mojado la pasta con monoleato de sorbitan para mejorar el rendimiento; lo que conllevaría a un gasto económico mayor en la adquisición del químico. [13]

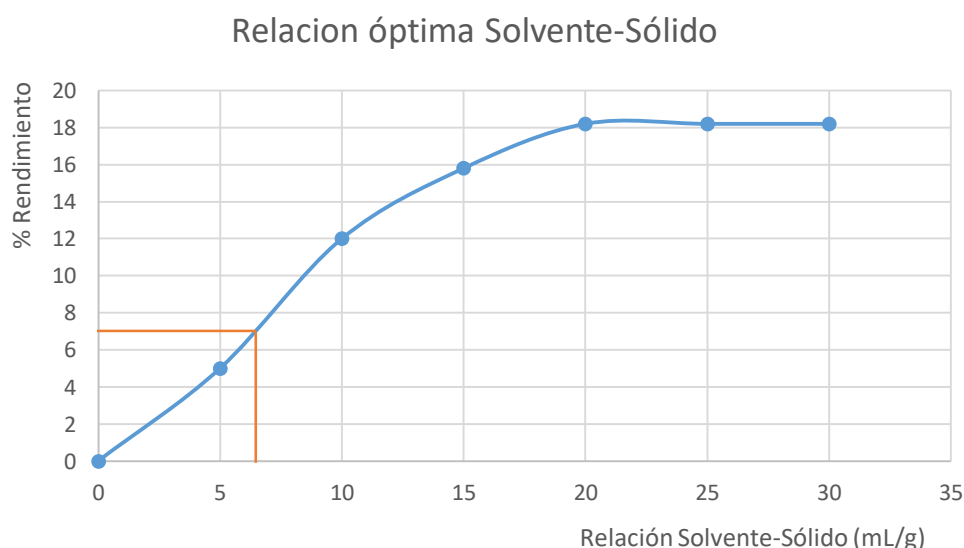


Figura 16

Relaciones Solvente-Sólido en la extracción de aceite de oliva [13]

La relación óptima es la que se necesita 6,5 mL de hexano por cada gramo de la pasta sólida o bagazo a tratar.

La densidad del hexano ρ_h tiene un valor de 616 kg/m³ [9], por lo que la relación masa de hexano-masa de sólido m_h/m_{bagazo} quedaría en aproximadamente 4,01. [13]

Otro factor importante en la determinación del flujo másico de agua es la época del año en que se trabaja, pues la temperatura del río para la temporada de verano es aproximadamente de 18 °C y para la temporada de invierno de 10 °C. Las diferencias de temperatura tanto en invierno como en verano conllevan la necesidad de usar dos flujos másicos de agua.

De manera general, en el análisis dimensional de la ecuación (11), el flujo másico del hexano será constante a lo largo del año, a menos que haya una variación en la producción, por lo que el calor de condensación del hexano es siempre constante. La diferencia de temperaturas del denominador que se quiera obtener, será la clave en la determinación del flujo másico de agua y se presentarían los dos siguientes casos:

- a. Si se desea aprovechar el calor ganado por el agua, se debe de mantener una diferencia grande entre las temperaturas de la corriente de succión y de la de descarga, esto haría que el denominador de la ecuación (11) aumente, estableciendo así el menor flujo de agua para lograr la mayor diferencia.
- b. Si no desea aprovechar el calor ganado por el agua, debido a factores técnicos, la diferencia de temperatura del denominador de la ecuación (11) debe ser la que cumpla con la diferencia mínima recomendable, ya que después del proceso de condensación la descarga irá directamente al río y se debe evitar que haya contaminación térmica por parte de esta corriente; entonces el denominador será un número pequeño, lo que será compensado con un valor grande de flujo másico de agua.

De acuerdo a las opciones anteriores, la temperatura del agua después de pasar por el proceso de aprovechamiento térmico, o a la salida del estanque en caso de no haber aprovechamiento, debe ser retornada al río cumpliendo con el valor

adecuado de temperatura. Actualmente no se controla la diferencia que deberían existir entre la corriente del río y la corriente que está siendo retornada. Las autoridades portuguesas ante una situación de incumplimiento de las diferencias de temperaturas, pueden suspender, restringir y hasta prohibir el uso del agua del río para fines de enfriamiento dentro de la planta de acuerdo con las leyes de Portugal.

Entre las principales consecuencias del aumento brusco de la temperatura en el río, se tiene:

- un decremento del oxígeno disuelto (OD) en el agua, lo que traería consigo la muerte de especies acuáticas por la falta de oxígeno.
- Poca tolerancia de ciertas especies acuáticas al aumento de la temperatura.
- Mayor disolución de gases como dióxido de carbono, que a 120 mg/L es considerada letal para los peces. [14]

Entre los factores que más inciden en el aumento del área afectada por la temperatura donde se dá la descarga, está, la velocidad de descarga y el ángulo del canal con respecto a la corriente del río [15]. Se muestra en la Figura 17 el área afectada dependiendo del ángulo de descarga.

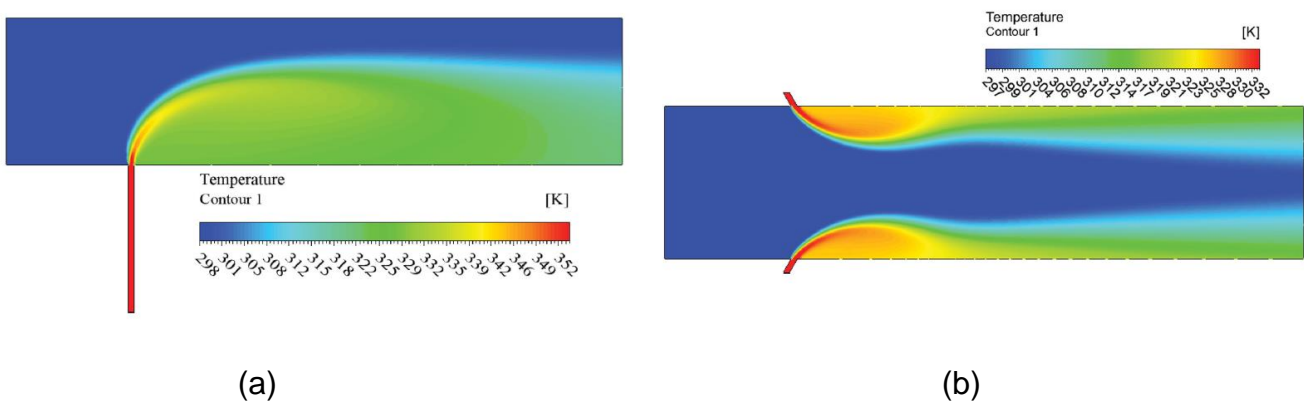


Figura 17

(a) Simulación de descarga a 90° (b) Simulación de descarga a 60° [15]

Las temperaturas recomendadas de descarga para tener la menor área afectada por las diferencias térmicas son: [15]

En invierno = $\Delta T = 5 \text{ } ^\circ C$

En verano = $\Delta T = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$

A continuación, se muestra la Tabla 3, en la que se cuantifican las corrientes de bagazo, de hexano y flujo de calor en la condensación.

Tabla 3. *Calor cedido por el hexano en el proceso de condensación*

DESCRIPCIÓN	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES
Flujo másico pasta sólida FASE II	\dot{m}_{ps}	1,39	kg/s
Densidad del hexano	ρ_h	616,00	kg/m ³
Relación masa de hexano-masa de bagazo	m_h/m_b	4,01	kg/kg
Flujo másico del hexano	\dot{m}_h	5,57	kg/s
Calor latente de condensación del hexano	λ_h	330,00	kJ/kg
Flujo de calor proceso de condensación	\dot{q}	1837,92	kW

El flujo másico de la pasta sólida en la Fase II es de 120 Ton/día, de acuerdo a la Figura 5. Teniendo en cuenta que la planta funciona durante 24 horas al día, se obtiene el valor de 1,39 kg/s de pasta sólida a tratar.

Una vez que se ha cuantificado la cantidad de calor cedida por parte del hexano se procede con la determinación del flujo másico de agua que se debería utilizar para cada etapa del año, teniendo en cuenta las posibilidades de aprovechar o no la energía térmica que el agua de enfriamiento ha ganado.

Debido a la diferencia notable de las temperaturas del agua del río en invierno y verano, hay parámetros como la viscosidad que cambiarán teniendo valores más grandes en invierno, donde su valor aumenta con la disminución de la temperatura.

Se detallan a continuación los siguientes escenarios para la determinación del flujo másico del agua.

- Flujo másico de agua en invierno y verano con aprovechamiento térmico.
- Flujo másico de agua en invierno y verano sin aprovechamiento térmico.

Antes de hacer cada uno de los análisis anteriores es preciso definir la cantidad de calor que es necesario transferir al bagazo de la Fase I que tiene 65% de humedad, como punto de aprovechamiento. De acuerdo con la Figura 2, se necesitan evaporar 40 Ton/día de agua de dicha corriente, que representa el 10% de las 400 Ton/día de bagazo que procesan en la planta. Se muestra a continuación la Tabla 4 con los parámetros involucrados en la transferencia de calor a ésta corriente.

Tabla 4. Cantidad de calor necesario para evaporar el 10% de agua del bagazo de la Fase I

DESCRIPCIÓN	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES
Masa de agua a evaporar	\dot{m}_{av}	0,463	kg/s
Calor específico del agua	C_{pa}	4,186	kJ/kg K
Temperatura inicial de la mezcla invierno	T_{im}	20	°C
Temperatura final de la mezcla	T_{fm}	100	°C
Calor de evaporación del agua	λ_a	2259,36	kJ/kg
Calor sensible necesario	\dot{q}_{sen}	155,04	kJ/s
Calor de evaporación total	\dot{q}_{eva}	1046,00	kJ/s
Calor total necesario	\dot{q}_T	1201,04	kW

En la tabla anterior se ha definido un valor inicial de la temperatura de la corriente del bagazo de 20 °C. Se ha elegido ese valor ya que la corriente de dicho bagazo proviene del proceso de molienda de la aceituna, y su paso por los molinos, como su exposición en las balsas abiertas a la atmosfera hace que su temperatura sea mayor que la temperatura del agua del río succionada para este proceso de molienda.

De acuerdo a la Tabla 4, el aporte de calor por parte del agua proveniente del estanque, solo será calor sensible, o sea energía térmica para aumentar la temperatura sin cambio de fase. La temperatura que se debe procurar obtener por parte del agua para ser devuelta al río deben ser 15 °C para invierno y 21 °C para verano, para cumplir con las temperaturas adecuadas de descarga y que menos impacto negativo tengan en el río. Ahora se harán los análisis para aprovechamiento térmico del agua tanto en invierno como en verano.

Flujo másico de agua en invierno y en verano con aprovechamiento térmico

Invierno

De acuerdo con la ecuación (11) el flujo másico de agua a utilizar es una función de la temperatura que se requiere o establece a la salida del estanque. Entre más grande sea la diferencia de temperatura entre las corrientes de entrada y salida del agua, menor será el flujo másico de agua requerido para llevar a cabo el proceso de condensación; en el mismo sentido, entre más pequeña sea la diferencia de las temperaturas, se necesitará un mayor caudal de agua.

Se ha realizado el cálculo de la temperatura final del agua proveniente del estanque a la salida del proceso de precalentamiento de bagazo de la Fase I, así como también la temperatura final de ésta corriente de bagazo.

Para cada temperatura posible de la corriente de agua al salir del estanque, se obtuvo el respectivo valor de flujo másico y también la temperatura final después de precalentar el bagazo como se muestra en la Tabla 5.

Tabla 5. Flujo másico para diferentes valores de temperatura a la salida del estanque, y valor de temperatura de equilibrio después de calentar el bagazo de la Fase I, invierno

Flujo másico de agua para condensar hexano	Temperatura de salida del estanque	Temperatura final del agua
	Temperatura Inicial para evaporar Agua	Temperatura final del bagazo
\dot{m}_a (kg/s)	T_{iac} (°C)	T_{fe} (°C)
87,81	15	15,03
43,91	20	20,00
21,95	30	29,79
14,64	40	39,39
12,54	45	44,11

De la tabla anterior, para cada valor de flujo másico de agua \dot{m}_a se tiene el respectivo valor de temperatura de la corriente de agua de salida del estanque T_{iac} . Ese valor de temperatura del agua a la salida del estanque, se convierte en el valor inicial de temperatura del agua en el proceso de precalentamiento de la corriente de bagazo de la fase I.

Como en el proceso de aprovechamiento solo hay transferencia de calor sensible por parte del agua hacia el bagazo, se esperaría que el bagazo aumente su temperatura y que la de la corriente de agua disminuya, al punto de llegar a tener una temperatura final de equilibrio T_{fe} .

El cálculo de la temperatura de equilibrio del agua después de ceder calor al bagazo, así como la temperatura final que tendría la corriente del bagazo se hizo a base del balance energético, como se muestra en la ecuación (12):

$$T_{fe} = \frac{\dot{m}_a T_{iac} + \dot{m}_b T_{ib}}{\dot{m}_a + \dot{m}_b} \quad (12)$$

Debido a que la corriente de bagazo tiene un 65% de humedad, su calor específico puede ser asumido como si se tratase de una corriente de agua, por lo que en el balance energético se cancela.

En la siguiente Figura 18 se muestra el valor de temperatura a la salida del estanque versus el comportamiento del flujo de agua.

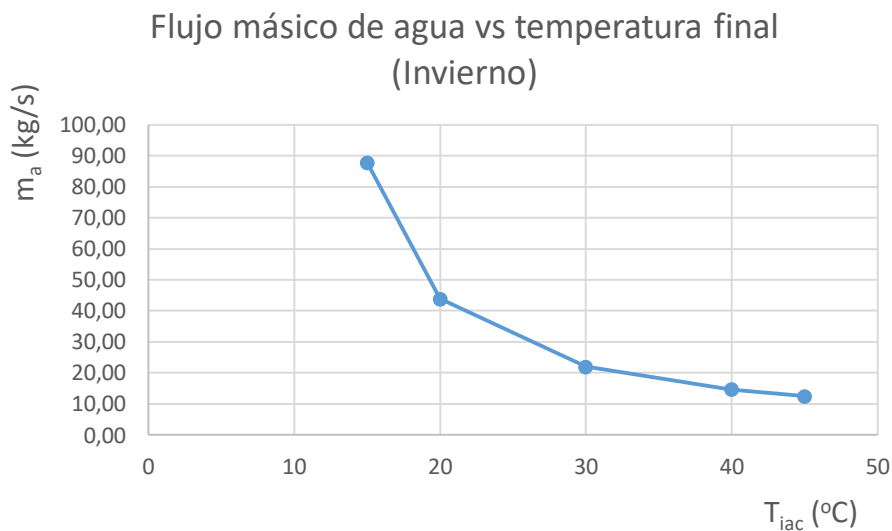


Figura 18

Flujo másico de agua versus temperatura del agua a la salida del estanque (invierno)

Verano

El cálculo para el verano será exactamente igual como se hizo para invierno, con la única diferencia que el valor más bajo de temperatura a la salida del estanque debe ser 21°C.

Tabla 6. Flujo másico para diferentes valores de temperatura a la salida del estanque, y valor de temperatura de equilibrio después de calentar el bagazo de la Fase I, verano

Flujo másico de agua para condensar hexano	Temperatura de salida del estanque		Temperatura final del agua
	Temperatura inicial para evaporar agua	Temperatura final del bagazo	
\dot{m}_a (kg/s)	T_{iac} (°C)	T_{fe} (°C)	
146,35	21		20,99
36,59	30		29,88
25,83	35		34,74
19,96	40		39,55
16,26	45		44,31

En el gráfico de la Figura 19 se muestra el comportamiento del flujo másico de agua requerido en el estanque para diferentes valores de temperatura de salida.

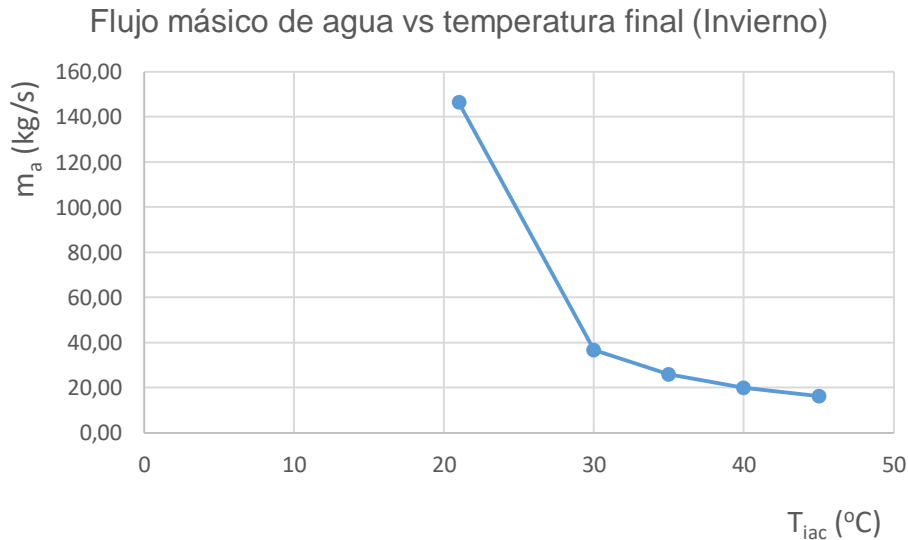


Figura 19

Flujo másico de agua versus temperatura del agua a la salida del estanque (verano)

Según la Figura 2, en el cual se detalla el diagrama de flujo de procesos de la FASE I, se debe retirar el 10% de humedad de la corriente de bagazo.

Se decide esta parte del proceso como punto de aprovechamiento ya que el bagazo en esta parte se encuentra como una pasta con una viscosidad muy baja, que puede fluir prácticamente como si fuera una corriente de agua. Se ilustra en la Figura 20 la corriente de bagazo de la FASE I.



Figura 20

Bagazo FASE I 65% humedad

Aunque en la FASE II se necesita evaporar el 45 % del agua del bagazo proveniente de la FASE I, éste se encuentra en estado sólido o en forma de bagazo molido, por lo que para su secado se utiliza un secador de aire, que se presentó en la Figura 3.

En los casos en que no hay aprovechamiento térmico, la temperatura de salida del estanque debe cumplir con la diferencia recomendada para su descarga directa al río.

A continuación, se detallarán los análisis de los flujos de agua tanto para la época de invierno como para la de verano en los que no hay aprovechamiento térmico, y se debe descargar directamente al río inmediatamente al salir del estanque.

Flujo másico en invierno y verano sin aprovechamiento térmico.

El flujo másico de agua para el verano deberá ser mayor que para invierno, debido a la restricción de la diferencia de temperatura recomendada para cada época del año.

Hay que tomar en cuenta que los flujos másicos serán mayores comparados con cualquiera de las opciones de temperatura en los que si hay aprovechamiento térmico, lo cual se traduce en muy mayor gasto de energía por bombeo.

A continuación, se muestra la Tabla 7 en la que se detalla los flujos másicos teóricos de agua adecuados para condensar la masa total de hexano y poder verter directamente al río al corriente de agua al salir del estanque.

Tabla 7. *Flujos másicos teóricos de agua en invierno y verano sin aprovechamiento térmico, requeridos para condensar el hexano.*

DESCRIPCIÓN	VARIABLE	VALOR	UNIDADES
Flujo de calor de condensación del hexano	\dot{q}_h	1837,92	kJ/s
Calor específico del agua	C_{pa}	4,19	kJ/kg K
Temperatura de entrada del agua invierno	T_{ial}	10,00	°C
Temperatura de salida del agua invierno	T_{fal}	15,00	°C
Flujo másico de agua requerido en invierno	\dot{m}_{al}	87,81	kg/s
Temperatura de entrada del agua verano	T_{iaV}	18,00	°C
Temperatura de salida del agua verano	T_{faV}	21,00	°C
Flujo másico de agua requerido en verano	\dot{m}_{aV}	146,35	kg/s

Balances de Entropía y Exergía Destruída

En los casos en que, si hay aprovechamiento térmico, es necesario cuantificar la calidad de esa energía que posee el agua al salir del sistema condensador.

El proceso de condensación de hexano que se ha descrito nos lleva plantear un balance exergético al sistema de condensación en estado estacionario. Con un simple balance energético basado en la primera ley de la termodinámica que solo detalla sobre flujos de energía, y no de la calidad de dicha energía, no se puede interiorizar sobre los defectos que podría tener el sistema en cuanto al aprovechamiento más eficiente de la energía. Con el fin de poder visualizar las oportunidades de mejora que en este proceso existirían, se realizará un balance exergético. [11]-[16]

El principio de disminución de la exergía es la contraparte del principio de aumento de la entropía de la segunda ley de la termodinámica; y es que, en todo proceso de transferencia de calor debido a una diferencia finita de temperatura, siempre habrá un incremento de la entropía, o una destrucción de la exergía, esta última es la que representa el potencial de trabajo perdido o desperdiciado y apto para ser aprovechado [11]; por lo que el balance de entropía en un sistema que está aislado térmicamente se hace con la ecuación (13).

$$\dot{S}_{entra} - \dot{S}_{sale} + \dot{S}_{generada} = \Delta\dot{S}_{sistema} \quad (13)$$

Para poder desarrollar el balance de entropía de la ecuación (13) es necesario definir un volumen de control, el cual será el estanque con las corrientes de entrada y de salida tanto del agua como del hexano, tal y como se detalló en la Figura 15. Tomando en cuenta el balance de entropía de la ecuación (13) y basado en el diagrama del estanque se obtiene la ecuación (14)

$$\dot{m}_h s_1 + \dot{m}_a s_3 - \dot{m}_h s_2 - \dot{m}_a s_4 + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_s \quad (14)$$

Debido a que este proceso es a presión constante, y que se puede considerar un sistema en estado estacionario, el cambio de entropía del sistema $\Delta\dot{S}_s$ será cero; la ecuación (14) se reescribe de la siguiente en forma, en términos de variables medibles para poder calcular la entropía generada.

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_a C_{pa} \ln \left(\frac{T_4}{T_3} \right) - \dot{m}_h \frac{\lambda_h}{T_1} \quad (15)$$

Una vez calculada la entropía generada en el proceso de condensación, se plantea el cálculo de la exergía destruida que se representará con la X de acuerdo la simbología utilizada por Çengel [11], se calcula de acuerdo con la ecuación (16)

$$\dot{X}_{destruida} = T_0 \dot{S}_{generada} \quad (16)$$

Donde T_0 representa la temperatura del estado muerto o temperatura del medio ambiente a los alrededores del sistema, que será diferente dependiendo de la época del año en que se trabaje.

A continuación, se detalla el diagrama de flujo de la elección del proceso que mejor se adapte a las condiciones y posibilidades técnicas anteriormente planteadas

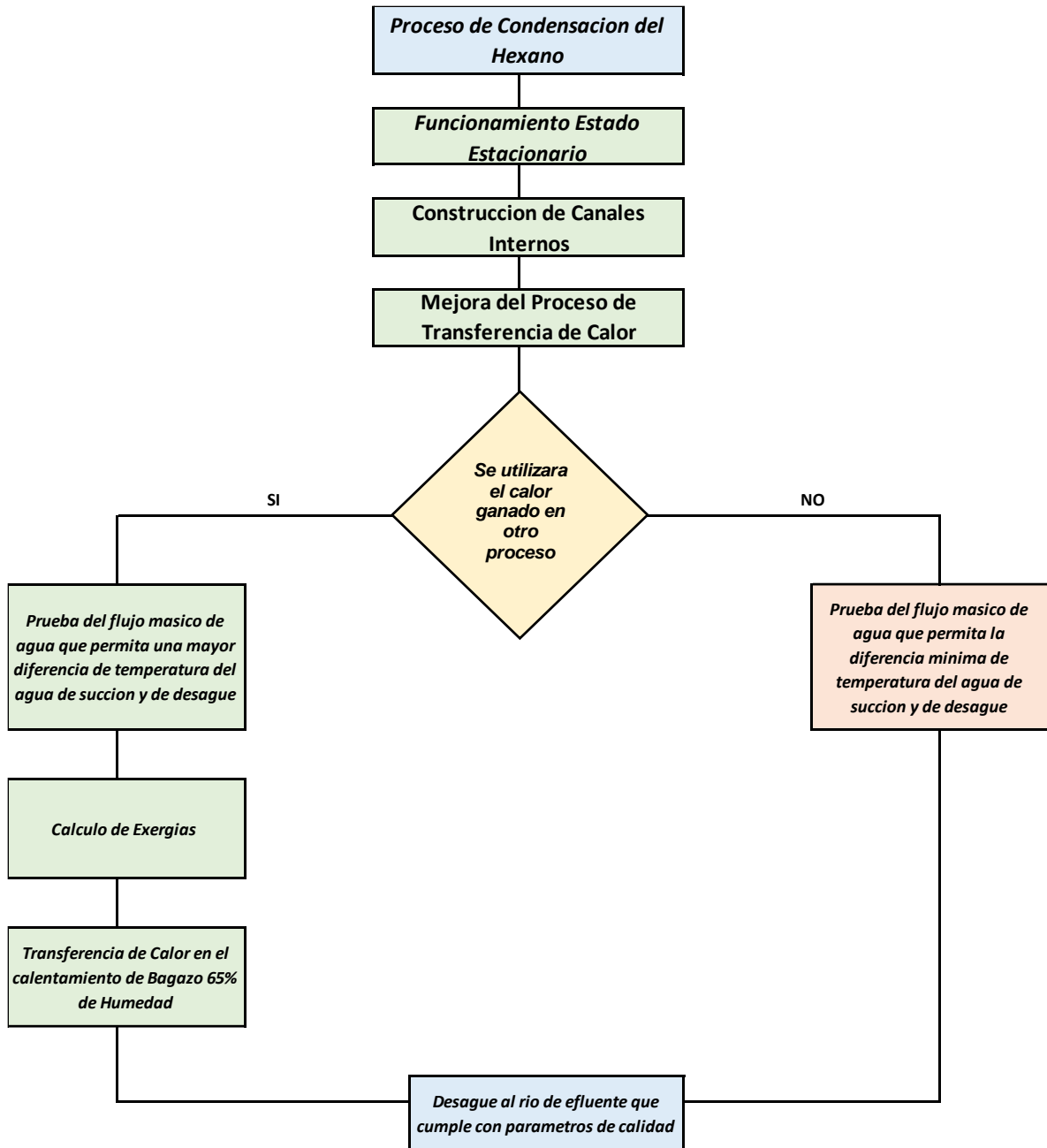


Figura 21

Diagrama de flujo de las modificaciones y posibilidades técnicas de aprovechamiento térmico del actual sistema de condensación.

También se hace el planteamiento de la posibilidad de llevar el proceso de condensación con un equipo de intercambio de calor propiamente dicho como lo es un condensador industrial, y que nos permita un mayor dominio de todos los parámetros que se necesitan poder controlar y alcanzar la condensación total del vapor de hexano, y la temperatura permitida del efluente, ya sea inmediatamente a la salida del condensador, o hasta después de la transferencia de calor cedida por el agua al bagazo de 65% de humedad de la Fase I del proceso de extracción.

3.2 Diseño del condensador

De acuerdo a lo comentado anteriormente, el equipo industrial más utilizado para licuar vapores son los condensadores. El condensador que utilizaremos para la licuefacción del hexano será un condensador de tubo y coraza. En este tipo de condensadores tanto el vapor como el refrigerante no entran en contacto directo sino más bien se encuentran separados por una frontera sólida tubular; y en donde el refrigerante circula a través del interior de los tubos y el vapor se inyecta directamente en la coraza [7].

De las consideraciones técnicas más importantes en el proceso de condensado es que si el vapor no es una mezcla de varios vapores, no está sobrecalentado al momento de ingresar al condensador y no se enfría a una temperatura inferior de su temperatura de condensación, entonces la temperatura de todo el lado de la coraza será constante. La razón de éste hecho es que la temperatura del vapor condensante está fijada por la presión en el lado de la coraza y la presión en este espacio es constante. Por otro lado, la temperatura del refrigerante a lo largo de la tubería aumenta de forma continua a medida que avanza hacia el punto de salida.

El condensador más sencillo se ilustra en la Figura 9, que es un condensador de un solo paso, lo que significa que el flujo del refrigerante atraviesa solo una vez todos los tubos. Este tipo de flujo presenta serias limitaciones en condensadores grandes. El número elevado de tubos compensa el bajo coeficiente de transferencia de calor, porque aumenta el área de contacto. Es claro que esto tiene un costo mayor. [7]

Se utilizará el principio de paso múltiple con el fin de obtener velocidades más altas, coeficientes de transferencia de calor mayores y tubos más cortos.

Un condensador de paso múltiple es en el que se utilizan un par de pasos del lado de los tubos, y del lado de la coraza puede haber uno o varios pasos.

Debido a las limitaciones técnicas descritas anteriormente sobre el bajo coeficiente de transferencia de calor causado por el flujo paralelo en todos los tubos en un condensador de un solo paso, así como un sobre dimensionamiento; un condensador tipo 1-2, que significa un paso del lado de la coraza y dos del lado de los tubos nos permitiría mejorar considerablemente el proceso de condensación. A continuación, se plantea el balance de energía en el proceso de intercambio de calor en el condensador.

3.2.1 Balances de Energía

El balance de energía al interior del intercambiador de calor es el siguiente:

$$\dot{q}_{ganado-agua} = -\dot{q}_{perdido-hexano} \quad (17)$$

En donde \dot{q} representa el flujo de calor ganado y perdido por el agua y el hexano, respectivamente.

Replanteando la ecuación (15) en términos de entalpías se obtendría la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_a(H_{sa} - H_{ea}) = -\dot{m}_h(H_{sh} - H_{eh}) \quad (18)$$

El término izquierdo de la ecuación se puede reescribir en términos de calor específico y del cambio de temperatura, y el cambio de entalpía del lado derecho representa el calor latente de condensación del hexano, por lo que obtendríamos después de este análisis, la ecuación (3).

Por lo tanto, la cantidad de calor que se necesita remover del hexano está dado por el término derecho de la ecuación (18), en donde el cambio de entalpía representa el calor latente del hexano, asumiendo que éste saldrá del

condensador como líquido saturado, no habrá transferencia de calor sensible para subenfriarlo.

Por lo tanto, el diseño del condensador pasa por la consideración de la cantidad de calor que debe ser removida del hexano y de las temperaturas de entrada y salida del fluido refrigerante, y así de esta forma poder determinar finalmente el área (A) de transferencia, por ende, la longitud total (L) del condensador a utilizar.

Los parámetros de diseño del condensador, tales como el coeficiente global de transferencia de calor U , del valor de la temperatura Media Logarítmica (LMTD) $\Delta\bar{T}_L$ por sus siglas en inglés y, por supuesto el área de transferencia A , dependerá de la cantidad de calor \dot{q} que se debe extraer del hexano. Todas las variables anteriores relacionadas mediante la ecuación (4).

Debido a que según la ecuación (4) el área depende del valor del coeficiente global de transferencia, y que éste a su vez depende del área de transferencia, el cálculo debe comenzar con un valor supuesto aproximado de U y hacerlo por prueba y error hasta que las iteraciones coincidan con el valor de U y el diseño adecuado [8].

Los pasos generales que se deben de seguir en el cálculo del área de un intercambiador de calor son los siguientes:

1. Definir la tasa de transferencia de calor, las de los fluidos y las temperaturas de entrada y salida de ambas corrientes; en nuestro caso particular, el flujo de calor será el calor latente que se necesita remover del hexano definido por la ecuación (18), y las temperaturas de succión del río y la de salida del condensador que se requiera se deberá de establecer.
2. Recopilar toda la información referente a las propiedades físicas de los fluidos involucrados en el proceso de transferencia como ser: densidad, viscosidad, conductividad térmica del agua como del hexano.
3. Decidir el tipo de intercambiador que se utilizará, en éste caso es un condensador de tubo y coraza 1-2.

4. Seleccionar un valor de prueba del Coeficiente Global de Transferencia, que generalmente se encuentran tabulados para diferentes pares de fluidos condensante-refrigerante como los que se muestran en la Tabla 8 a continuación.

Tabla 8. Valores de coeficientes típicos globales [8]

FLUIDO CONDENSANTE	FLUIDO REFRIGERANTE	U (W/m ² °C)
Vapores Acuosos	Agua	1000-1500
Vapores Orgánicos	Agua	700-1000
Compuestos Orgánicos	Agua	500-700
Condensadores a Vacío	Agua	200-500

5. Calcular el valor de la diferencia media logarítmica de temperatura $\overline{\Delta T}_m$
6. Calcular el área A de acuerdo con la ecuación (4).
7. Elegir el intercambiador de acuerdo a diseños comerciales en el mercado que cumpla, es decir, que tenga el valor del área más cercano al calculado en el inciso anterior.
8. Calcular los coeficientes individuales de transferencia de calor.
9. Calcular el coeficiente Global de Transferencia de calor y compararlo con el valor de prueba que se eligió en el paso 4., si el valor estimado difiere significativamente del de prueba, se sustituye por el valor estimado y se realiza el cálculo del área volviendo nuevamente al paso 6.
10. Calcular la caída de presión del intercambiador, si los resultados no son satisfactorios, entonces se debe regresar al paso 7 ó 4 ó 3, en ese orden de preferencia.
11. Optimizar el diseño: por lo que se deben repetir los pasos del 4 al 10, según sea necesario, con el objetivo de determinar el intercambiador más barato que pueda satisfacer la tarea para el cual se está diseñando, generalmente será el intercambiador con el área más pequeña. [8]

3.2.2 Coeficiente Global de Transferencia U

El coeficiente global U depende de muchas variables, incluyendo las propiedades físicas de los fluidos, del material de la pared tubular, las velocidades de flujo y las dimensiones del intercambiador. La ecuación matemática de predecir el coeficiente global usa las correlaciones para las resistencias individuales del sólido y las capas de fluido, y añade éstas resistencias para encontrar la resistencia térmica total, la cual es inversa al coeficiente global [7], por lo que nos queda una expresión de la siguiente forma:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{h_{di}} \left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{x_w}{k_m} \left(\frac{D_o}{D_L}\right) + \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{do}}} \quad (19)$$

De acuerdo a la ecuación anterior, el coeficiente global de transferencia es una función del área A de transferencia, que es lo que finalmente se busca, por lo que para proceder con el cálculo se debe comenzar a trabajar con valor estimado o supuesto de U para poder hacer el cálculo del área. Éstos valores se encuentran tabulados para cierto par fluidos condensante-refrigerante los cuales se presentan en la Tabla 8.

Una vez se supone un valor de U y se calcula el área al despejarla de la ecuación (4), se procede con la elección de las longitudes y diámetros de la tubería, y a elegir los valores más próximos de acuerdo a diseños ya existentes por fabricantes. Una vez elegidos los parámetros tanto de material, como dimensionamiento, se procede a calcular el valor de U de acuerdo a la ecuación (17).

Coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos h_i [7]- [8]

Transferencia de calor en flujo turbulento

Uno de los casos más importantes del flujo de calor desde o hacia un fluido es el que se dá en régimen turbulento en una sección cerrada como en el interior de una tubería. El régimen turbulento se dá para números de Reynolds mayores a 2300; cabe resaltar que hay una mayor transferencia de calor en fluidos que operan con flujo turbulento que los que lo hacen con flujo laminar, es por ello que la mayoría de los equipos se operan en el régimen de turbulencia. [7]- [12]

Una correlación empírica válida que permita calcular el valor del coeficiente de transferencia del lado de los tubos es la ecuación (20) de Sieder y Tate:

$$Nu = \frac{h_i D}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu_a}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (20)$$

El número de Nusselt Nu es un número adimensional que mide la relación de la transferencia de calor desde una superficie, en forma convectiva que es representada por el numerador de la ecuación (20), comparada con una transferencia solo por conducción representado por el denominador de la misma ecuación. [8]

Por lo que para números de Reynolds menores de 2300 se considera que un fluido se está moviendo dentro del régimen laminar, para números de Reynolds que se encuentran dentro del rango de valores de 2300-4000 se le llama régimen de transición, y para números de Reynolds mayores de 4000 se le denomina régimen flujo turbulento para fluidos en tuberías, en donde el movimiento de las partículas es completamente aleatorio, desordenado y con movimiento en las tres dimensiones. El cálculo del número de Reynolds para tubería tiene la misma forma de la ecuación (11), pero el radio hidráulico cambia por el diámetro de la tubería, como se muestra en la ecuación (21):

$$Re = \frac{D_i c_t \rho_a}{\mu_a} \quad (21)$$

De la ecuación anterior, el valor de la velocidad lineal del flujo de agua al interior de los tubos se calcula con la ecuación (22):

$$c_t = \frac{\dot{m}_a}{A \rho_a} \quad (22)$$

En donde A representa el área de la sección transversal del tubo, de acuerdo al diseño que se eligió.

El número de Prandtl es otro número adimensional que es proporcional al cociente de la velocidad de difusión de la cantidad de momento y la difusividad térmica como se detalla en la ecuación (23):

$$Pr = \frac{\mu_a C_{pa}}{k_a} \quad (23)$$

En cuanto al cociente de las viscosidades de la ecuación (20), éste representa la diferencia que sufre el agua en cuanto a la viscosidad, pues existe un gradiente de temperatura desde la pared interna del tubo hasta el centro de la corriente, por lo que el término μ_w representa el valor de la viscosidad a la temperatura de la pared del tubo.

Coefficiente de transferencia de calor del lado de la coraza h_o [7]- [8]

Tal como se ha venido desarrollando las ecuaciones de diseño, todas están adaptadas para lo que es el tipo de condensación más comercial, la cual es la condensación en forma de película.

El cálculo del coeficiente del lado de la coraza se hace mediante el uso de la siguiente ecuación:

$$(h_o)_1 = 0.95 k_{hL} \left[\frac{\rho_{hL} (\rho_{hL} - \rho_{hv}) g}{\mu_{hL} \Gamma} \right]^{1/3} \quad (24)$$

La ecuación anterior representa el coeficiente de película de un tubo, representado por el subíndice 1, por lo que, para una bancada de tubos, en

donde el condensado fluye por efecto de la gravedad hacia los tubos que están ubicados en la parte inferior y suponiendo que el régimen de la caída del condensado es laminar, como se muestra en la Figura 22:

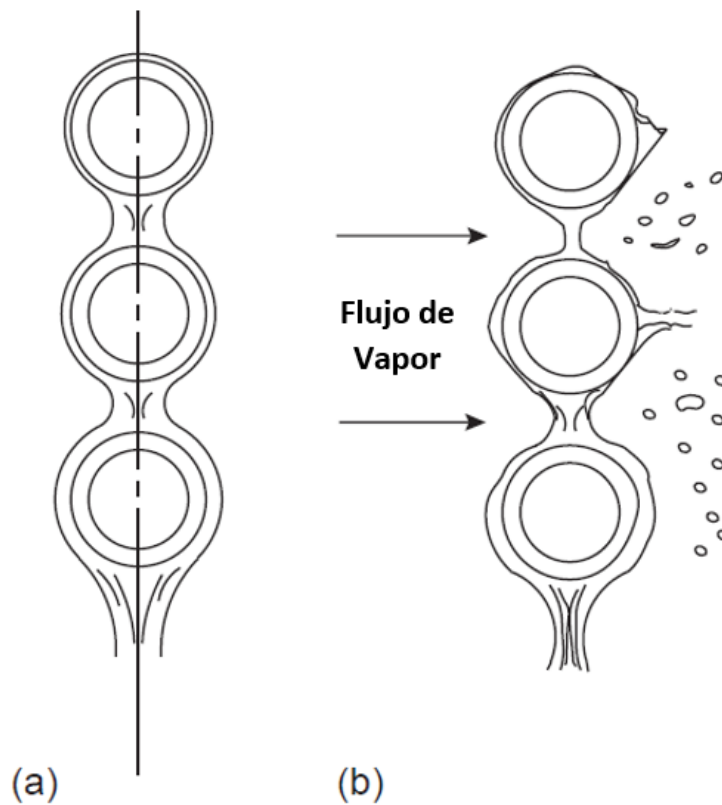


Figura 22

(a, b) Flujo de condensados sobre bancos de tubos [8]

Por lo que el coeficiente final del lado de la coraza para un número N_r de tubos estaría dado por la ecuación:

$$h_o = 0.95 k_{HL} \left[\frac{\rho_{HL} (\rho_{HL} - \rho_{Hv}) g}{\mu_{HL} \Gamma} \right]^{1/3} N_r^{-1/6} \quad (25)$$

En la ecuación anterior, N_r es el promedio de tubos en una fila de tubos verticales, y puede ser tomado como dos tercios de la fila del tubo central, tal como se muestra en la representación esquemática de la Figura 22.; y el valor

de Γ denominado carga del tubo, que es el flujo del condensado por unidad de longitud de tubo se calcula mediante la ecuación:

$$\Gamma = \frac{W_c}{L N_T} \quad (26)$$

El valor N_r se calcula con la siguiente ecuación:

$$N_r = \frac{D_b}{P_t} \quad (27)$$

Donde D_b es el diámetro del paquete de tubos y p_t es la distancia de centro a centro entre tubos como se muestra en la Figura 23; ambos calculados mediante las ecuaciones (28) y (29) respectivamente.

$$D_b = D_o \left[\frac{N_t}{K_1} \right]^{\frac{1}{n_1}} \quad (28)$$

$$p_t = 1,25 D_o \quad (29)$$

Los valores K_1 y n_1 están tabulados en la Tabla 9

Tabla 9. Constantes para el cálculo de la ecuación (28)

Distribución Triangular $p_t = 1,25 D_o$					
No. De Pasos	1	2	4	6	8
K_1	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
n_1	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675
Distribución Cuadrada $p_t = 1,25 D_o$					
No. De Pasos	1	2	4	6	8
K_1	0,215	0,156	0,158	0,0402	0,0331
n_1	2,207	2,291	2,263	2,617	2,643

Caída de presión del lado de los tubos [8]- [9]

La caída de presión del lado de los tubos se debe a diferentes factores tales como: las pérdidas por fricción entre el fluido y la pared de los tubos y también a las súbitas contracciones y expansiones, además también al cambio de la dirección de flujo debido al número de pasos en el intercambiador.

La ecuación que nos permitirá hacer el cálculo de la caída de presión del lado de los tubos es la ecuación (30):

$$\Delta P_t = N_p \left[8 j_f \left(\frac{L}{D_i} \right) \left(\frac{\mu_a}{\mu_w} \right)^{-0.14} + 2.5 \right] \frac{\rho_a c_t^2}{2} \quad (30)$$

Caída de presión del lado de la coraza [8]- [9]

La caída de presión del lado donde ocurre el cambio de fase o condensación, en este caso la coraza, es más difícil de predecir, debido a que hay una combinación de la misma sustancia en dos fases, vapor y líquido; por lo que el valor másico del vapor y del líquido está cambiando continuamente. La ecuación que se ha desarrollado para el lado de la coraza en un condensador se calcula de acuerdo al trabajo desarrollado por Kern (1950), que sugiere tomar la caída de presión como el 50% del valor para un intercambiador sin cambio de fase:

$$\Delta P_s = \frac{1}{2} \left[8 j_f \left(\frac{D_c}{d_e} \right) \left(\frac{L}{l_B} \right) \left(\frac{\rho_{hv} c_s^2}{2} \right) \left(\frac{\mu_h}{\mu_w} \right)^{-0.14} \right] \quad (31)$$

El cálculo del diámetro equivalente d_e dependerá del arreglo del haz de tubos que se puede hacer, como se muestran en la Figura 23.

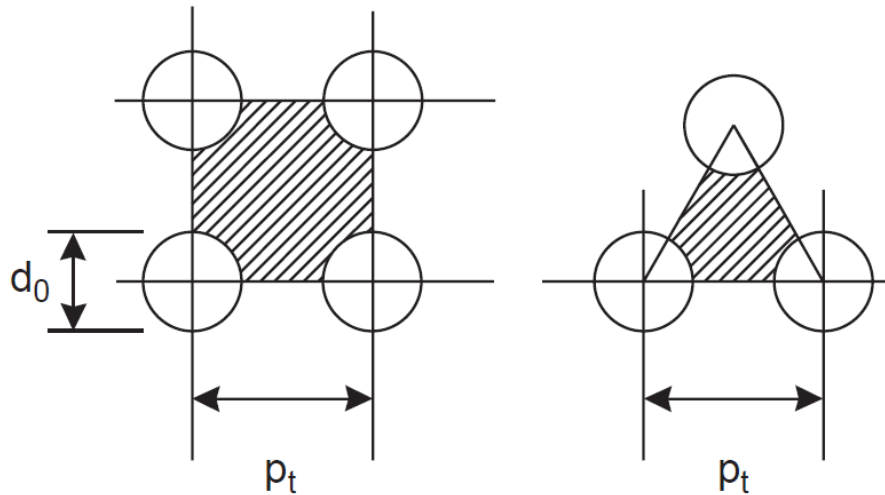


Figura 23

Patrones de arreglo de tubos en el intercambiador [8]

El cálculo general para el diámetro equivalente se hará con la siguiente ecuación (32):

$$d_e = \frac{4 (\text{Area de Sección transversal para flujo})}{\text{perímetro mojado}} \quad (32)$$

Por lo que el cálculo para el diámetro equivalente d_e para un arreglo cuadrado se hace con la siguiente ecuación (33):

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{p_t^2 - \pi D_o^2}{4} \right)}{\pi D_o^2} \quad (33)$$

Y el cálculo para un arreglo triangular mediante la ecuación (34):

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{p_t}{2} * 0.87 p_t - \frac{1}{2} \pi \frac{D_o^2}{4} \right)}{\frac{1}{2} \pi D_o} \quad (34)$$

Factores de ensuciamiento h_{di} y h_{do} [8]

En la mayoría de los procesos en los que hay transferencia de calor por medio de equipos de intercambio de tubo y coraza, siempre habrá incrustaciones en la paredes tubulares internas y externas debido a las suciedades en las corrientes involucradas; dichas incrustaciones tienen elevada resistencia debido a la baja conductividad térmica que hacen que el valor del coeficiente global de transferencia sea más bajo. La predicción de dichos factores es un tanto difícil de predecir o calcular y sus valores están basados en valores experimentales tabulados.

A continuación, en la Tabla 10, se muestran algunos valores de factores de ensuciamiento

Tabla 10. Valores típicos de factores de ensuciamiento (coeficientes)

FLUIDO	FACTOR (Resistencia) ($m^2 \text{ }^\circ\text{C} / W$)
Agua de río	0.0003-0.0001
Agua de mar	0.001-0.0003
Compuesto orgánico de condensación	0.0002
Vapores orgánicos	0.0002
Líquido orgánicos	0.0002
Hidrocarburos livianos	0.0002
Hidrocarburos pesados	0.0005
Soluciones acuosas Salinas	0.0003-0.0002

3.2.3 Diferencia Media de Temperatura

Cuando un fluido es calentado o enfriado, a través de una superficie de sección transversal, existirá una diferencia de temperatura desde la parte de la capa de fluido próxima a la pared interna del tubo y decrecerá hasta el centro de la corriente en caso de calentamiento, o la temperatura será menor en la capa de fluido próxima a la pared interna del tubo y aumentará hasta el centro de la corriente en caso de enfriamiento. Con lo anterior mencionado existe una

disparidad en cuanto a la homogeneidad de la temperatura a lo largo de toda la sección transversal de la corriente, por lo que en esos términos y debido a ese gradiente presente, no se puede hablar sobre una temperatura de corriente; por lo que se ha convenido que si toda la corriente de fluido que circula sobre la sección transversal se retirase y se mezclase sin adiciones o extracciones de calor hasta alcanzar una temperatura uniforme, a ese valor de temperatura se le denominaría Temperatura Media de Corriente o Temperatura Media Logarítmica [1]- [2]- [3].

Para el condensador 1-2, los perfiles de temperatura quedarían como se muestra la Figura 24.

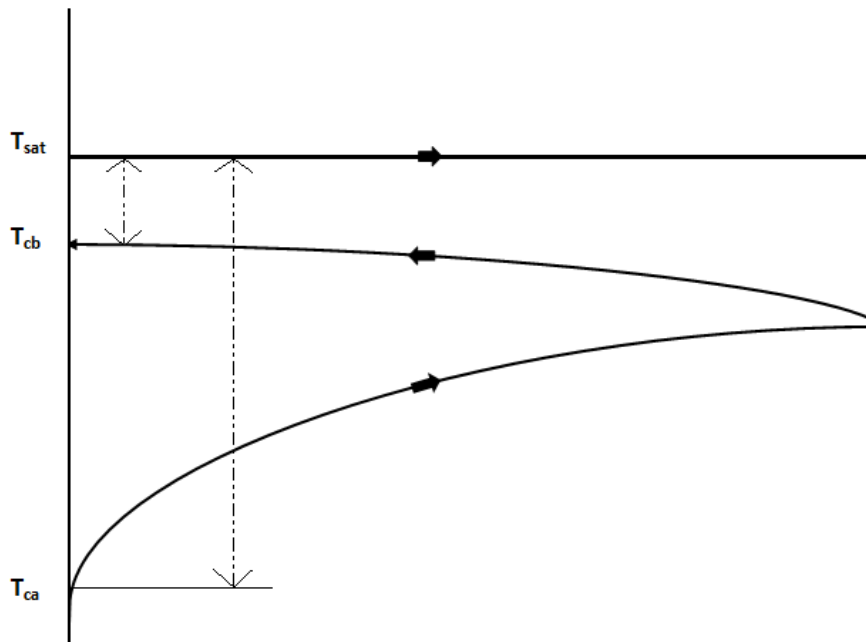


Figura 24

Perfil de temperatura, condensador 1-2

De acuerdo al perfil de temperatura anterior, la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica está dado por la siguiente ecuación:

$$\Delta \bar{T}_L = \frac{T_{cb} - T_{ca}}{\ln \left[\frac{T_{sat} - T_{ca}}{T_{sat} - T_{cb}} \right]} \quad (35)$$

La ecuación anterior se hacen consideraciones para que su aplicación sea lo más confiable, asumiendo que los calores específicos y el coeficiente global de transferencia de calor son constantes y que no hay pérdidas de calor. Además la ecuación anterior no toma en cuenta la fuerza motriz en el punto del cambio de dirección por el segundo paso; la razón es que la diferencia de temperatura para cada paso por tubo no es una función lineal del calor transferido; por lo que se define un factor F_g por el cual la diferencia media logarítmica debe ser multiplicada para lograr un valor correcto promedio de la fuerza motriz.[7]

El factor de corrección de la temperatura está definido por la siguiente ecuación.

$$F_g = \frac{(Z^2 + 1)^{1/2} \ln\left(\frac{1 - \eta_H}{1 - Z \eta_H}\right)}{(Z - 1) \ln\left(\frac{2 - \eta_H (Z + 1 - (Z^2 + 1)^{1/2})}{2 - \eta_H (Z + 1 + (Z^2 + 1)^{1/2})}\right)} \quad (36)$$

En donde

$$Z = \frac{T_{ha} - T_{hb}}{T_{cb} - T_{ca}} \quad (37)$$

$$\eta_H = \frac{T_{cb} - T_{ca}}{T_{ha} - T_{ca}} \quad (38)$$

En el caso del valor de Z , T_{ha} y T_{hb} representan los valores de la temperatura de entrada y salida del fluido en el lado de la coraza, pero para el caso del proceso de condensación, éstos valores son iguales, ya que el proceso se lleva a temperatura constante, a la temperatura de saturación T_{sat} ; el término $Z = 0$ y la ecuación 23 es igual a 1, por lo que no es necesario aplicar un factor de corrección en un condensador de múltiples pasos.

4. RESULTADOS Y DISCUSIONES

Las limitaciones técnicas que presenta el sistema actual de la planta de procesamientos de aceite en cuanto al proceso de condensación son muchas; aunque se consigue uno de los objetivos, que es condensar el hexano, hay muchas variables técnicas que es de suma importancia el control adecuado.

En la primera opción como sistema de condensación del hexano, la modificación del estanque para convertirlo en un sistema que funciona en estado estacionario pasa por el hecho de tener un sistema de bombeo continuo que garantice el flujo másico de agua adecuado para la condensación total de la masa del hexano involucrada en el proceso. La construcción de los canales internos en el estanque no representa mayor costo económico, como el que representa los costos por bombeo desde el río.

A continuación, se muestra en la Tabla 11, la relación de flujo másico de agua para invierno, proveniente del estanque y el flujo másico de la corriente de bagazo de la fase I a precalentar.

Tabla 11. Relación flujo másico de agua proveniente del estanque y flujo másico del agua a evaporar de la corriente de bagazo de la Fase I.

TEMPERATURA DE SALIDA DEL ESTANQUE	FLUJO MASICO DE HEXANO REQUERIDO PARA CONDENSAR HEXANO	RELACION FLUJO DE AGUA/FLUJO DE BAGAZO
$T_{fa}(\text{°C})$	\dot{m}_a (kg/s)	\dot{m}_a/\dot{m}_b
15	87,81	189,68
20	43,91	94,84
30	21,95	47,42
40	14,64	31,61
45	12,54	27,10

La gran diferencia en los flujos hace que la temperatura del agua después de precalentar la corriente de bagazo se mantenga prácticamente inalterada, tal

como se detalló en la Tabla 5 y Tabla 6 como la temperatura final de equilibrio de ambas corrientes.

Debido a que $\dot{m}_a \gg \dot{m}_b$, y de acuerdo con la ecuación (12), los términos en los que se encuentra \dot{m}_b , tanto en el numerador, como el denominador se hacen despreciables. Con esta aproximación, de la ecuación (39) se ve que la temperatura de equilibrio para ambas corrientes es exactamente igual al valor de la temperatura del flujo másico proveniente del estanque de condensación.

$$T_{fe} = \frac{\dot{m}_a T_{iac} + \dot{m}_b T_{ib}}{\dot{m}_a + \dot{m}_b} \quad (39)$$

Aunque la temperatura de la corriente de bagazo ha aumentado lográndose el objetivo de precalentarla, la temperatura del agua que debe ser devuelta al río está muy por encima del valor mínimo de diferencia recomendado para cada época del año.

Los valores mínimos recomendados de temperatura de descarga, son valores que se ven afectados tanto por la velocidad de la corriente de desagüe, como el ángulo con el que dicha corriente ingresa al río. El efecto que la corriente de descarga debe tener en el río, se debe controlar a través del área afectada, como se describía en la Figura 17, por lo que se puede ser más flexibles con los valores mínimos recomendables si se logran controlar la velocidad y ángulo de descarga, para tener un área afectada más reducida.

Con respecto a la selección de la bomba, se debe elegir una que cumpla con la máxima demanda de flujo másico requerido, la cual se da en la época de verano.

En los flujos másicos teóricos para las diferentes temperaturas de descarga dados en la Figura 18, se puede observar que las diferencias de flujo másico en el rango de temperaturas de 30 °C a 45 °C son muy pequeñas, por lo que se podría elegir un valor en este rango. Ya que la temperatura del agua al ser descargada no cambiará nada cuando precaliente la corriente de bagazo, se puede elegir el valor más bajo, que, aunque ese valor este por encima del valor recomendado, se verá aún más disminuido debido a la ausencia de aislamientos térmicos en todo el proceso de condensación, precalentamiento y transporte por

un canal abierto a la atmosfera de 420 m, que por convección natural con el aire circundante, ocurrirá una transferencia de calor, disminuyendo así la temperatura.

Para el planteamiento de la cantidad de energía necesaria para el bombeo del flujo másico de agua seleccionado, se debe también tomar en cuenta la diferencia de altura que existe entre el punto de succión en el río Z_1 y la parte en la que está ubicada el estanque en la planta Z_2 y todas la pérdidas por fricción.

El planteamiento del sistema de bombeo, se realiza a través de la ecuación general de la energía, que es una extensión de la ecuación de Bernoulli como se describe con la ecuación (40).

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{c_1^2}{2g} + h_A - h_p - h_{acc} = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{c_2^2}{2g} \quad (40)$$

El esquema del punto de succión y el punto de ubicación del estanque se muestran en la Figura 25 y en base a ello se hace el planteamiento de la ecuación de la energía:

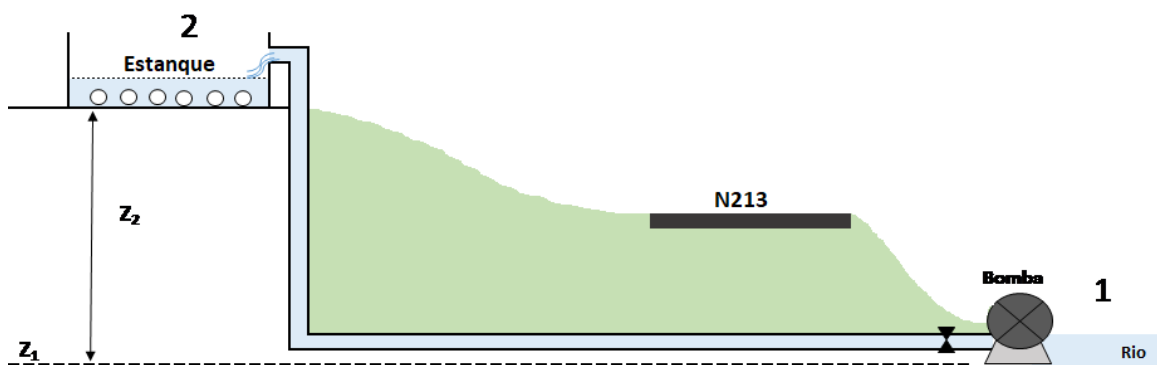


Figura 25

Vista transversal del sistema de bombeo del río hacia la planta.

Debido a que el punto de succión 1 y el punto 2 en el estanque están abiertos a la atmósfera, los valores de presión de la ecuación (40) se cancelan; el valor de

velocidad en el punto del río c_1 es tan pequeño que se desprecia. El valor de la altura en el punto 1 está en el punto de referencia.

El término h_p se refiere a las pérdidas por fricción que se darán a lo largo de toda la tubería, definido mediante la ecuación (41):

$$h_p = f \frac{L}{D_i} \frac{c_2^2}{2g} \quad (41)$$

En la cual f es el factor de fricción entre el agua y las paredes de la tubería utilizada, definido mediante la ecuación (42)

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\left(\frac{1}{3,7 \left(\frac{D}{\varepsilon} \right)} \right) + \left(\frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right) \right]^2} \quad (42)$$

Donde ε está definido como la rugosidad relativa, que dependerá del material del cual está hecho la tubería a utilizar.

Al reordenar la ecuación (40) para la cabeza neta de la bomba h_A quedaría:

$$h_A = Z_2 - Z_1 + \frac{c_2^2}{2g} + h_p \quad (43)$$

La cabeza neta de la bomba es la altura total que necesita ser superada para mover el fluido del punto 1 al punto 2. Se omitirán el cálculo de las pérdidas menores por accesorios definidos por el término h_{acc} ya que dicho valor dependerá del tipo y número de accesorios a utilizar. Se hará una aproximación de un 10% más del valor calculado de la potencia hidráulica de la bomba.

Al combinar la ecuación (3) con la ecuación (11) se obtiene una expresión que nos permitirá calcular el flujo volumétrico del agua en términos de variables conocidas, como se detalla en la ecuación (44):

$$\dot{v}_T = \frac{\dot{m}_h \lambda_h}{C_{pa} \Delta T \rho_a} \quad (44)$$

El valor de la velocidad en el punto 2 estaría dado por la ecuación (45):

$$c_2 = \frac{\dot{m}_h \lambda_h}{C_{pa} \Delta T \rho_a A_t} \quad (45)$$

Por lo tanto, la potencia hidráulica de la bomba en el punto 1 que está dado por la expresión siguiente:

$$P_A = h_A \gamma \dot{v}_T \quad (46)$$

Quedaría en términos de variables conocidas del proceso, como se muestra a continuación:

$$P_A = \left(Z_2 - Z_1 + \frac{1}{2g} \left[\frac{\dot{m}_h \lambda_h}{C_{pa} \Delta T \rho_a A_t} \right]^2 \left(1 + f \frac{L}{D_i} \right) \right) \gamma \frac{\dot{m}_h \lambda_h}{C_{pa} \Delta T \rho_a} \quad (47)$$

De la ecuación anterior se deduce que si hay un mayor flujo másico del hexano se requerirá una bomba de mayor potencia, ya que se necesitaría un mayor caudal de agua para su condensación. Así de la misma forma cuando el ΔT sea muy pequeño, eso significaría que un gran flujo másico ha logrado que esa diferencia de temperatura sea pequeña, entonces se requerirá de una bomba de más potencia.

Los resultados que se presentan en la Tabla 12 a continuación se, se hicieron para una tubería de acero cedula 40 de 10", un flujo másico de 36,59 kg/s, que corresponde al valor de temperatura de 30 °C.

Tabla 12. *Energía necesaria para el bombeo de agua desde el río con aprovechamiento térmico.*

DESCRIPCIÓN	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES
Altura de la ubicación del estanque msnm	Z_2	246,28	m
Altura de la ubicación del río msnm	Z_1	206,65	m
Diferencia de alturas	$Z_2 - Z_1$	39,63	m
Peso específico del agua	γ	9810,00	N/m ³
Distancia punto de bombeo-planta	L	420,00	m
Rugosidad relativa acero comercial	ϵ	0,000046	m
Diámetro interno de la tubería acero CED 40, 10"	D_i	0,254	m
Área Interna de la tubería acero CED 40, 10"	A_i	0,051	m ²
Flujo volumétrico para verano	\dot{v}_T	0,037	m ³ /s
Velocidad de llegada del agua al estanque.	c_2	0,722	m/s
Factor de fricción	f	0,017	-
Número de Reynolds en la tubería	Re_t	179709	-
Pérdida de energía por fricción	h_L	72,87	N m/N
Carga total neta sobre la bomba	h_A	112,53	N m/N
POTENCIA DE LA BOMBA	P_A	40,39	kW
POTENCIA DE LA BOMBA + 10%	P_A	44,43	kW

En cuanto a la bomba necesaria si no se deseara hacer aprovechamiento térmico del agua, se muestra en la Tabla 13.

Tabla 13. *Energía necesaria para el bombeo de agua desde el río con aprovechamiento térmico.*

DESCRIPCIÓN	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES
Flujo volumétrico para verano	\dot{v}_T	0,044	m ³ /s
Velocidad de llegada del agua al estanque.	c_2	0,866	m/s
Factor de fricción	f	0,017	-
Número de Reynolds en la tubería	Re_t	215651	-
Pérdida de energía por fricción	h_L	102,36	N m/N
Carga total neta sobre la bomba	h_A	142,03	N m/N
POTENCIA DE LA BOMBA	P_A	61,17	kW
POTENCIA DE LA BOMBA + 10%	P_A	67,29	kW

En la Tabla 13 se tomó un flujo másico de agua de 43,91 kg/s, que corresponden a una temperatura de descarga de 20 °C en invierno y de 28 °C para el verano.

Con respecto a la bomba encargada de sacar el agua del estanque, solo se necesita una bomba que sea capaz de igualar la velocidad de succión del estanque para evitar acumulación en el mismo y superar las pérdidas por fricción y accesorios, ya que en este caso no es necesario vencer ninguna altura.

En cuanto a la opción al diseño y uso de un condensador industrial, al hacer los cálculos se tomó como valor inicial de prueba, 850 W/m² °C para el coeficiente de transferencia global U de acuerdo con los valores tabulados en la Tabla 8. El cálculo de dicho coeficiente dió un valor de 817 W/m² °C, para una temperatura de salida de 21 °C, por lo que es un valor aceptable, ya que la diferencia con el valor supuesto valores no es más del 30% [8].

Se utilizó tubería de hierro de 2" y una longitud de 5 metros para los tubos.

Para diferentes valores de temperatura a la salida del condensador, con la idea de poder aprovechar el calor térmico de la corriente de agua a la salida, se observa en la Tabla 14, que el valor del área aumenta. Esto significa que, si se deseara aprovechar la energía térmica del agua de enfriamiento, el tamaño del condensador será proporcional a la temperatura de salida que desee que tenga el flujo de agua, lo que en términos económicos representa un mayor costo del equipo.

Tabla 14. Área total de transferencia de calor para diferentes valores de temperatura de la corriente de agua al salir del condensador.

T_{fa} (°C)	$\Delta\bar{T}_L$ (°C)	A_{prueba} (m ²)	$U_{calculada}$ (W/m ² °C)	$A_{calculada}$ (m ²)
21	49,48	153,62	817,82	159,62
30	44,73	169,95	825,86	174,91
35	41,93	181,32	831,76	185,29
40	38,97	195,07	838,82	197,67
45	35,82	212,23	847,35	212,89

La proporcionalidad que existe entre la temperatura a la salida del condensador con el área de éste, se muestra en el gráfico de la Figura 26.

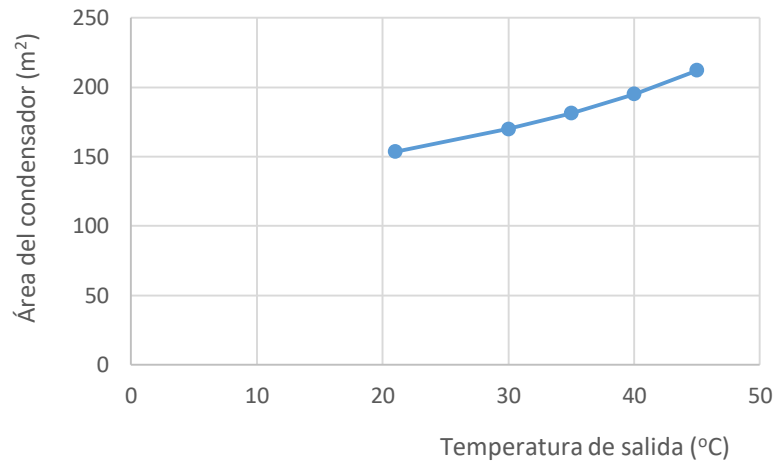


Figura 26

Gráfico de los datos de la Tabla 13 del área del condensador versus la temperatura de salida del agua.

5. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

5.1 Conclusiones

El aprovechamiento óptimo de la energía térmica involucrada en el proceso de condensación del hexano es uno de los pilares de este trabajo, junto con el logro de la condensación total del hexano y lograr que la temperatura de desagüe al río cumpla con las características físico químicas establecidas por los entes estatales correspondientes.

Se ha logrado realizar un detallado de las ecuaciones para la situación particular de la construcción de los canales internos en el estanque, los cuales deberán tener un ancho de 1,0 m y una altura de 1,5 m.

El flujo másico de agua a utilizar en la opción de aprovechamiento térmico para verano es de 36,59 kg/s, para obtener temperaturas de salida de 30 °C; esto provocaría diferencias de temperaturas de 9 °C con respecto al valor recomendado para esta época que es 21 °C.

El flujo másico a utilizar en invierno haciendo aprovechamiento térmico es de 21,95 kg/s, para obtener siempre el mismo valor de temperatura salida que en verano, de 30 °C, obteniendo así una diferencia de 15 °C con respecto al valor recomendado de 15 °C.

La potencia hidráulica de la bomba en el caso de haber aprovechamiento térmico se ha calculado para el caso donde el flujo másico es mayor, en este caso en verano; por lo que se necesitaría una bomba de aproximadamente 44,43 kW

El flujo másico para el caso de no aprovechamiento térmico sería de 43,91 kg/s tanto para verano como para invierno, pero con temperaturas de descarga de 28 °C y 20 °C, respectivamente; y la bomba tendría una potencia hidráulica de 67,29 kW.

En ambos casos, debido a la falta de aislamiento térmico en todo el proceso, más la pérdida de energía que se da por convección a lo largo de los 420 m de regreso al río, la temperatura disminuirá hasta un valor más próximo al recomendado.

Otro de los factores que ayudará en la disminución de la temperatura antes de su contacto con el río es controlar tanto la velocidad con que el agua descargada se mezcla con la del río y sea de 1 m/s, y que el ángulo sea menor de los 45°.

La modificación del sistema de condensación actual puede considerarse mucho más económico que el condensador, como equipo de intercambio de calor, pues dicha modificación solo se remonta a la construcción interna de canales. Sin embargo, el control de las variables dentro del estanque, inclusive cuando las modificaciones sean realizadas, podrían ser menos predecibles en un intercambiador de calor propiamente dicho, como ser un condensador.

La construcción de los canales internos en el estanque se debe hacer independientemente si hay o no aprovechamiento térmico del calor ganado por el agua de enfriamiento, ya que con ello se asegura tener una mejor velocidad de transferencia de calor desde el hexano, debido al aumento de la turbulencia generada por el cambio de dirección del flujo entre canales, así como el impacto del agua contra paredes del estanque y tubería por donde circula hexano.

Eficientizar el consumo de energía de la planta pasa por el hecho de aprovechar el calor de condensación cedido por el hexano y este a su vez está restringido por la masa de agua a evaporar de la corriente de bagazo de la Fase I.

La masa de agua a evaporar es tan pequeña en comparación con la cantidad de agua que proviene desde el estanque, y aunque se lograría efectivamente precalentar hasta el valor de temperatura de equilibrio descritas en la Tabla 5, y Tabla 6, que sería también la temperatura de salida de la corriente de agua para descargar al río, la temperatura de ésta última no cambia. El aprovechamiento térmico se dá, pero sin que la temperatura de la corriente de agua proveniente del estanque cambie aun después de precalentar la corriente de bagazo.

En cuanto al uso del condensador, se puede observar según el gráfico de la Figura 26 que, si se requiere aprovechar el calor térmico del agua utilizada para el proceso de condensación, en la medida que la temperatura de salida sea mayor, el área del condensador será mayor, por lo tanto, el precio de dicho equipo se incrementará.

5.2 Trabajos Futuros

De acuerdo al modelado del estanque de condensación, los valores recomendados de temperatura, velocidad y ángulo de descarga cumplen un papel de suma importancia para lograr que el área afectada por los cambios de temperatura sea lo menor posible; es por ello que el control de la velocidad se podría analizar al hacer un estanque natural a la orilla del río antes de su mezcla directa, que cumpla con la función de acumular, y que la salida de dicho estanque sea mucho menor que la entrada proveniente de la planta, además que la dirección de la descarga sea con un ángulo de 30° . El tiempo de residencia en el estanque natural provocaría que la convección con el aire de los alrededores disminuya aún más la temperatura, hasta lograr valores óptimos.

Se ha planteado a lo largo del trabajo que los puntos torales de las modificaciones o adquisiciones de equipo es condensar en su totalidad el hexano, así como evitar tener un posible foco de contaminación física por las diferencias de temperaturas que conlleven a penalizaciones por parte de las autoridades ambientales encargadas por velar el cumplimiento de las leyes que rigen el desecho de residuos hacia el entorno. El uso de la energía ganada por el fluido de enfriamiento en otra parte del proceso podría eficientizar energéticamente los procesos dentro de la planta, pero que, en caso de no ser posible, los parámetros físico químicos del agua residual si se deben de cumplir.

De acuerdo a lo mencionado anteriormente, se podría pensar en la posibilidad de estudiar el diseño y uso de una torre de enfriamiento que permita alcanzar la temperatura deseada, pero tomando en cuenta que una torre de enfriamiento es un equipo con dimensiones mucho mayores que las de un condensador, por lo que se debe de contar con un espacio físico que permita su construcción; también el uso de una torre de enfriamiento sería un equipo utilizado solamente para disminuir la temperatura del agua de desecho sin contar con la posibilidad de poder aprovechar el calor cedido por el hexano, además que el costo de operación se vería más elevado, El estanque sería parte del proceso, ya que después de condensar el hexano, el agua de enfriamiento deberá ser bombeada hasta la parte superior de la torre.

En cualquiera de los casos de condensación que se decidiera, ya sea la modificación del estanque, compra de un condensador industrial, o el uso de una torre de enfriamiento; el sistema de bombeo es un factor común a las tres opciones.

La posibilidad de contar con sistema de bombeo a base de energía renovable, principalmente energía solar fotovoltaica, podría venir a socavar el gasto de energía en el transporte del líquido de enfriamiento. Por lo que se debe hacer un estudio de la radiación recibida en lugar donde está ubicado el sistema de bombeo y determinar la cantidad de paneles solares necesarios para hacer funcionar las bombas.

De acuerdo a la cantidad de radiación y también a los tiempos en que opera la planta se podrían considerar el uso de reguladores, baterías, inversores que permitan el almacenaje de la energía para su uso en tiempos de bajas radiación como el invierno u operaciones por las noches.

Aunque el aprovechamiento térmico del calor de condensación si representaría un ahorro en cuanto al consumo de combustible equivalente a esa energía, y la adquisición del equipo solar fotovoltaico representaría ahorros en energía eléctrica consumida para el bombeo, se debe hacer un estudio económico que permita cuantificar la relación costo-beneficio, y el tiempo de recuperación del capital invertido.

BIBLIOGRAFÍA

1. EXPANSION. (2017). La UE registró en 2015 el consumo bruto de energía más bajo desde 1990. Apr 13,2020, de EXPANSION Sitio web: <https://www.expansion.com/economia/2017/02/20/58aad380e2704e33078b4627.html>
2. J. Malinauskaite, H. Jouhara, L. Ahmad, M. Milani, L. Montorsi, M. Venturelli. (Jan 26, 2019). Energy efficiency in industry: EU and national policies in Italy and the UK. *Energy*, 172, 15.
3. París Agreement. (2015). París Agreement. Apr 12, 2020, de ONU Sitio web: https://unfccc.int/sites/default/files/english_paris_agreement.pdf
4. Karim Khalil, Dan Soto, Taylor Farnham, Adam Paxson, Asli Ugur Katmis, Karen Gleason, Kripa K. Varanasi. (May 15, 2019). Grafted Nanofilms Promote Dropwise Condensation of Low-Surface-Tension Fluids for High-Performance Heat Exchangers. *Joule*, 3, 13.
5. Zhen Liu and Daniel J. Preston. (May 15, 2019). Enhanced Condensation for Improved Energy Efficiency. *Joule*, 3, 3.
6. John McMurry. (2008). *Química Orgánica*. México: McGraw-Hill.
7. Warren L. McCabe, Julian C. Smith, Peter Harriott. (2007). *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*. México: McGraw-Hill.
8. Gavin Towler, Ray Sinnott. (2008). *Chemical Engineering Design*. USA: Elsevier.
9. Don W. Green, Robert H. Perry. (2008). *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. USA: McGraw-Hill.
10. Julia Máxima Uriarte. (2019). Contaminación Térmica. Apr 20,2020, de Caracteristicas.co Sitio web: www.caracteristicas.co/contaminacion-termica/.
11. Yunes A. Çengel, Michael A. Boles. (2009). *Termodinámica*. México: McGraw-Hill.
12. Robert L. Mott. (2006). *Mecánica de Fluidos*. México: PEARSON.
13. Banat, F, Pal, Jwaied, Al-Rabadi. (Jun 4th, 2013). Extraction of Olive Oil from Olive Cake using Soxhlet Apparatus. *American Journal of Oil and Chemical Technologies*, 1, 8. Jun 17th, De <https://pdfs.semanticscholar.org/> Base de datos.

14. Burton Davidson, Robert W. Bradshaw. (August 1967). Thermal Pollution of Water Systems. *Environmental Science and Technology*, 1, 13. May 19th, 2020, De Elsevier Base de datos.
15. Alibek Issakhov, eldos Zhandaulet. (March 5th, 2019). Numerical simulation of thermal pollution zones formations in the water environment from the activities of the power plant. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 13, 22. Jun 19th, 2020, De Elsevier Base de datos.
16. S.C. Kamate, P.B. Gangavati. (21-Jun-2008). Exergy analysis of cogeneration power plants in sugar industries. *Applied Thermal Engineering*, 29, 8.
17. Yunus A. Çengel, Afshin J. Ghajar. (2007). *Transferencia de Calor y Masa Fundamentos y Aplicaciones*. México: McGraw-Hill.
18. Clair Gough, Patricia Thornley, Amanda Lea-Langton. (2018). *Biomass Energy with Carbon Capture and Storage (BECCS)*. United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd.
19. Daniel J. Preston , Zhengmao Lu , Youngsup Song , Yajing Zhao, Kyle L. Wilke , Dion S. Antao, Marcel Louis & Evelyn N. Wang. (Jan 11, 2018). Heat Transfer Enhancement During Water and Hydrocarbon Condensation on Lubricant Infused Surfaces. *Nature*, 20, 9.