

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Diseño de un sistema de recuperación de calor de un motor de combustión para
desalinizar agua de mar

INGE-2951

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniera Mecánica

Presentado por:

Victoria Alejandra Castillo Romero

Guayaquil - Ecuador

Año: 2025

Dedicatoria

El presente proyecto lo dedico, primeramente, a mis padres, por todo el apoyo y sacrificio que me han brindado a lo largo de mi formación profesional. Asimismo, a mi pareja, por su apoyo y compañía en esta etapa final, que representaron un valioso impulso para alcanzar esta meta.

Agradecimientos

Mi más sincero agradecimiento a los docentes de la carrera, quienes han sido un pilar fundamental en mi formación profesional, compartiendo sus conocimientos, experiencias y guía durante todo este proceso académico.

Extiendo mi gratitud a mis padres, por su apoyo incondicional, paciencia y motivación constante que me han permitido alcanzar esta etapa de mi formación. También agradezco a mis compañeros y amigos, por su compañía, colaboración y estímulo en los momentos de trabajo intenso y desafíos académicos.

Declaración Expresa

Yo Victoria Alejandra Castillo Romero acuerdo y reconozco que:

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

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

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

Guayaquil, 02 de junio del 2025.



Victoria Alejandra

Castillo Romero

Evaluadores

Miguel Ángel Quilambaqui Jara, PhD

Profesor de Materia

MSc. Gonzalo Rodolfo Zabala Ortiz

Tutor de proyecto

Resumen

El presente trabajo desarrolla el diseño conceptual de un sistema de desalinización de agua de mar mediante la recuperación de calor residual de un motor de combustión interna con el objetivo de contribuir a soluciones energéticamente sostenibles para el abastecimiento de agua. El problema surge de la creciente escasez de agua potable a nivel mundial, en contraste con la abundancia de agua de mar, lo que ha impulsado el desarrollo de tecnologías de desalinización. El sistema integra un intercambiador de tubos aleteados y una unidad evaporador–condensador, dimensionados mediante balances energéticos y correlaciones de transferencia de calor, y posteriormente validados mediante simulación CFD.

En el análisis teórico se obtuvo un coeficiente global de transferencia de calor de $888 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$ y una producción estimada de agua destilada de aproximadamente 3673 L/día, dependiendo de las condiciones de operación. No obstante, la simulación CFD reflejó un escenario menos optimista, con un coeficiente global promedio de $96,6 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$, temperatura de salida del agua de mar de 46,2 °C y con ello resultando en una producción de aproximadamente 40 L/día. Estas diferencias se atribuyen a los supuestos idealizados del modelo analítico, como la distribución uniforme de flujo, la eficiencia típica de aletas y la ausencia de resistencias por ensuciamiento.

Los resultados validaron la viabilidad técnica parcial del principio de recuperación de calor, pero también ponen en evidencia la necesidad de optimizar la geometría, seleccionar materiales más resistentes a la corrosión marina y validar el diseño mediante prototipos experimentales. El aporte principal de este trabajo es ofrecer un diagnóstico técnico comparativo entre cálculo teórico y simulación numérica, que sirva como referencia para futuras mejoras en el diseño de sistemas sostenibles de producción de agua.

Palabras Clave: desalinización, recuperación de calor, calor residual, transferencia de calor, intercambiador de tubos aleteados, evaporador-condensador.

Abstract

This work presents the conceptual design of a seawater desalination system based on the recovery of waste heat from an internal combustion engine, with the objective of contributing to sustainable energy solutions for water supply. The problem arises from the increasing scarcity of potable water worldwide, in contrast with the abundance of seawater, which has driven the development of desalination technologies. The proposed system integrates a finned tube heat exchanger and an evaporator–condenser unit, dimensioned through energy balances and heat transfer correlations, and later validated by CFD simulation.

The theoretical analysis yielded an overall heat transfer coefficient of $888 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$ and an estimated distilled water production of approximately 3673 L/day, depending on operating conditions. However, CFD simulation reflected a less optimistic scenario, with an average overall coefficient of $96.6 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$, a seawater outlet temperature of 46.2 °C, and a corresponding production of approximately 40 L/day. These discrepancies are attributed to the idealized assumptions of the analytical model, such as uniform flow distribution, typical fin efficiency, and the absence of fouling resistances.

The results confirmed the partial technical feasibility of the heat recovery principle, while also highlighting the need to optimize geometry, select more corrosion-resistant materials, and validate the design through experimental prototypes. The main contribution of this work is to provide a comparative technical diagnosis between theoretical calculations and numerical simulation, serving as a reference for future improvements in the design of sustainable water production systems.

Keywords: desalination, heat recovery, waste heat, heat transfer, finned tubes heat exchanger, evaporator-condenser.

Índice general

Resumen	6
<i>Abstract</i>	7
Índice general.....	8
Abreviaturas.....	11
Simbología.....	12
Índice de figuras	13
Índice de tablas	13
Capítulo 1.....	15
1.1 Introducción.....	16
1.2 Descripción del Problema.....	16
1.3 Justificación del Problema.....	18
1.4 Objetivos.....	18
<i>1.4.1 Objetivo general</i>	18
<i>1.4.2 Objetivos específicos</i>	19
1.5 Marco teórico	19
<i>1.5.1 Principios de transferencia de calor</i>	19
<i>1.5.2 Motores de combustión interna: funcionamiento y fuentes de calor residual</i>	20
<i>1.5.3 Tecnologías de recuperación de calor</i>	21
<i>1.5.4 Procesos de desalinización térmica</i>	21
Capítulo 2.....	23
2. Metodología.....	24
2.1 Datos base del motor de una unidad generadora Hyundai de la Central Térmica Jaramijó.....	24
<i>2.1.1 Cálculo de calor disponible</i>	25
<i>2.1.2 Cálculo del flujo másico disponible de agua del sistema de enfriamiento</i>	26
2.2 Estimación de demanda de agua destilada	26
2.3 Diseño conceptual del sistema de recuperación de calor	29

2.3.1 Matriz de decisión técnica	29
2.3.2 Diseño conceptual del sistema	30
2.4 Dimensionamiento del sistema de recuperación de calor	33
2.4.1 Dimensionamiento de intercambiador de calor.....	34
2.4.1.1 Temperatura media del fluido frío	34
2.4.1.2 Cálculo de calor necesario para calentar agua de mar en el intercambiador de calor por el lado del fluido frío	34
2.4.1.3 Temperatura media del fluido caliente	35
2.4.1.4 Cálculo del calor necesario para calentar agua de mar en el intercambiador de calor por el lado del fluido caliente.....	36
2.4.1.5 Cálculo de la temperatura media logarítmica	36
2.4.1.6 Cálculo del coeficiente de convección interno hi	36
2.4.1.7 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo ho	37
2.4.1.8 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	40
2.4.1.9 Cálculo de área de transferencia de calor.....	41
2.4.1.10 Número de tubos requeridos.....	41
2.4.1.11 Cálculo de espesor del material de la coraza	43
2.4.2 Dimensionamiento de evaporador-condensador	44
2.4.2.1 Cálculo de calor de condensación.....	44
2.4.2.2 Cálculo del flujo másico de agua de mar	44
2.4.2.3 Cálculo de coeficiente convectivo de condensación hcondensación	45
2.4.2.4 Cálculo de coeficiente convectivo externo hagua	47
2.4.2.5 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	48
2.4.2.5 Cálculo de área de transferencia de calor requerida	49
2.4.2.6 Iteración con datos obtenidos	50
2.4.2.7 Cálculo de dimensiones de superficie de evaporación (bandeja caliente de E-C)...	51
2.4.2.8 Cálculo de altura de lámina de agua en superficie de evaporación	51

2.5 Simulación de intercambiador de calor	52
2.5.1 Verificación de geometría	52
2.5.2 Subdominio de Fluido	54
2.5.3 Material y condiciones de frontera	55
Capítulo 3.....	58
3.....	Resultados y análisis
.....	59
3.1 Dimensiones del sistema	59
3.1.1 Dimensiones de intercambiador de calor.....	59
3.1.2 Dimensiones de evaporador condensador.....	61
3.2 Selección de componentes del sistema	62
3.2.1 Materiales para intercambiador de calor y evaporador condensador	63
3.2.2 Componentes del sistema	63
3.2.3 Selección de la bomba.....	64
3.3 Análisis del rendimiento térmico (simulación)	66
3.4 Estimación de producción diaria de agua destilada en base a rendimiento térmico	70
3.5 Memoria técnica y costo inicial del sistema.....	71
3.5.1 Análisis de costo	71
Capítulo 4.....	72
4.1 Conclusiones y recomendaciones	73
4.1.1 Conclusiones	73
4.1.2 Recomendaciones	74
Referencias	76

Abreviaturas

AGMD	Air Gap Membrane Distillation (Destilación por Membrana con Espacio de Aire)
CELEC EP	Corporación Eléctrica del Ecuador
CFD	Computational Fluid Dynamics (Dinámica de Fluidos Computacional)
E-C	Evaporador-Condensador
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
INEC	Instituto Nacional de Estadística y Censos
MCI	Motor de Combustión Interna
MD	Membrane Distillation (Destilación por Membrana)
MED	Multi-Effect Distillation (Destilación de Múltiples Efectos)
MSF	Multi-Stage Flash Distillation (Destilación Multietapa)
PVC-HT	Policloruro de Vinilo de Alta Temperatura

Simbología

A	Área
c_p	Calor específico a presión constante
D	Diámetro
E	Espesor de plancha
f	Factor de fricción de Darcy
g	Aceleración de la gravedad
H	Altura
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección
h_{fg}	Calor latente de vaporización
K	Conductividad térmica
L	Longitud
$\dot{m}$	Flujo másico
Nu	Número de Nusselt
P	Presión
Pr	Número de Prandtl
p_t	Paso entre tubos
Q	Tasa de transferencia de calor
R	Resistencia térmica
Re	Número de Reynolds
T	Temperatura
t	Espesor de coraza
U	Coefficiente global de transferencia de calor
V	Flujo volumétrico

Índice de figuras

Figura 1	20
Figura 2	24
Figura 3	31
Figura 4	32
Figura 5	33
Figura 6	52
Figura 7	53
Figura 8	53
Figura 9	54
Figura 10.....	55
Figura 11.....	55
Figura 12.....	56
Figura 13.....	56
Figura 14.....	57
Figura 15.....	59
Figura 16.....	60
Figura 17.....	60
Figura 18.....	61
Figura 19.....	61
Figura 20.....	62
Figura 21.....	62
Figura 22.....	64
Figura 23.....	64
Figura 24.....	67
Figura 25.....	68
Figura 26.....	69

Índice de tablas

Tabla 1.....	25
Tabla 2.....	27
Tabla 3.....	28

Tabla 4.....	29
Tabla 5.....	35
Tabla 6.....	38
Tabla 7.....	42
Tabla 8.....	42
Tabla 9.....	49
Tabla 10.....	50
Tabla 11.....	63
Tabla 12.....	69
Tabla 13.....	71

Capítulo 1

1.1 Introducción

En el contexto de las zonas costeras del Ecuador, el acceso limitado a agua por tubería de red pública representa un problema que afecta a poblaciones como la del cantón Jaramijó. A su vez, en esta misma localidad opera una central térmica equipada de motores de combustión interna que liberan considerables cantidades de calor residual a través de sus sistemas de enfriamiento, sin que exista un proceso de aprovechamiento energético.

De esta forma, este proyecto surge como una propuesta de solución que integra dos problemáticas presentes, la limitación de acceso a agua por red pública y el desaprovechamiento de energía térmica. Se plantea el diseño de un sistema que recupere el calor del sistema de enfriamiento de un motor de una unidad electrogeneradora de la Central Térmica Jaramijó, como fuente de energía para un proceso de desalinización de agua de mar. Esta alternativa tiene como objetivo generar agua destilada con bajo consumo energético y que, tras un adecuado post procesamiento, pueda ser suministrada mediante la red pública. Esto permitiría aprovechar recursos ya disponibles cuidando de no incurrir en afectaciones al funcionamiento normal del motor.

La propuesta se fundamenta en principios de transferencia de calor y en la tecnología de intercambiadores térmicos, adaptada a un esquema de destilación térmica adecuado para condiciones con recursos energéticos limitados. De esta manera, la solución se presenta como una alternativa sostenible y replicable en otras zonas con características similares que con la debida aplicación de criterios ingenieriles, energéticos y ambientales puede responder a una necesidad básica de población.

1.2 Descripción del Problema

En el cantón Jaramijó, provincia de Manabí, opera una central térmica de gran importancia para el sistema energético nacional. Esta planta está compuesta por 18 unidades generadoras Hyundai, cada una impulsada por motores de combustión interna. Durante su funcionamiento, estos

motores generan una considerable cantidad de energía térmica que es disipada a través de sus sistemas de enfriamiento. Sin embargo, actualmente no se cuenta con un sistema que permita recuperar o reutilizar ese calor, el cual termina liberándose al ambiente, desaprovechando así una fuente potencial de energía.

Según lo establecido en el Plan Estratégico de HIDROJAR-EP (2019), solo el 50% del casco urbano de Jaramijó dispone de una red continua de distribución de agua potable, lo que pone en evidencia una cobertura limitada del servicio. Adicional a esto, algunas comunidades cercanas deben abastecerse mediante tanqueros de agua debido a fallos en el suministro regular, lo que sugiere una falta de acceso prolongada en el suministro por tubería de red pública. Frente a esta situación, la desalinización de agua de mar aparece como una alternativa técnicamente viable. No obstante, la mayoría de las tecnologías convencionales requieren un alto consumo energético, lo que representa una barrera importante para su implementación en contextos de recursos limitados.

El problema central de este proyecto se enfoca en la ausencia de un sistema que permita aprovechar el calor residual generado en la central térmica, con el propósito de alimentar un proceso de desalinización. Esto permitiría obtener agua potable de forma más eficiente y con menor demanda energética, contribuyendo a una solución más sostenible. La propuesta presentada se basa en el diseño de un sistema de recuperación de calor acoplado a un proceso de destilación térmica. Cabe mencionar que este estudio se centra únicamente en el análisis térmico y energético del sistema, por lo que no abarca etapas posteriores como el postratamiento, almacenamiento o distribución del agua producida, ya que dichos aspectos implican requerimientos sanitarios adicionales que escapan del alcance de este proyecto.

La relevancia del problema radica en que involucra recursos esenciales como energía y agua. Además, plantea una oportunidad para aplicar un enfoque técnico e ingenieril que permita evaluar variables como la eficiencia térmica del sistema y el volumen de agua a obtener.

Asimismo, la solución que se plantea podría adaptarse a otras zonas costeras del país con condiciones similares.

Como ya se ha mencionado, este estudio toma como caso de análisis la Central Térmica Jaramijó, operada por CELEC EP Termomanabí. Toda la información empleada proviene de fuentes públicas y se emplea con fines exclusivamente académicos, sin comprometer datos operativos confidenciales.

1.3 Justificación del Problema

En zonas costeras como Jaramijó, donde el acceso al agua potable es limitado y el suministro por tubería sufre interrupciones frecuentes, es imprescindible buscar soluciones sostenibles de abastecimiento. La desalinización de agua de mar una de las tecnologías con mayor potencial debido a los recursos ya disponibles. Sin embargo, los métodos convencionales requieren altos consumos energéticos, lo que dificulta su aplicación en contextos como el ecuatoriano que recientemente ha atravesado una crisis energética como consecuencia del estiaje que ha atravesado la región.

De este modo, este proyecto propone utilizar el calor proveniente del sistema de enfriamiento de un motor de combustión interna para suministrar energía a un sistema de destilación de agua de mar, lo que permitiría generar agua destilada sin necesidad de fuentes externas. Resolver este problema es importante porque permite atender una necesidad básica con un recurso disponible, reduciendo costos e impacto ambiental.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Diseñar un sistema termodinámico que permita recuperar el calor residual de un motor de combustión interna para alimentar un sistema de destilación de agua de mar,

optimizando el rendimiento térmico y la producción diaria de agua destilada con base en una demanda real de abastecimiento.

1.4.2 Objetivos específicos

1. Dimensionar sistema térmico para captar la energía del sistema de enfriamiento de un motor de combustión interna.
2. Seleccionar los componentes del sistema: tuberías, bombas, depósitos y accesorios conexos.
3. Simular técnicamente el sistema propuesto para validar rendimiento energético.
4. Estimar el volumen diario de agua destilada producida con base en el requerimiento de una fracción de la población del cantón Jaramijó.
5. Elaborar una memoria técnica con los planos, cálculos y recomendaciones de implementación.

1.5 Marco teórico

1.5.1 Principios de transferencia de calor

La transferencia de calor es un fenómeno fundamental que constituye el pilar del diseño de sistemas de recuperación energética. Este puede ocurrir de tres formas, por conducción, convección y radiación. En los sistemas térmicos asociados a motores de combustión interna, las formas predominantes son la conducción al tratarse de superficies metálicas en contacto, y la convección forzada al contar con intercambiadores de calor con fluidos en movimiento, conocidos generalmente como enfriadores o radiadores.

De acuerdo con Cengel y Ghajar (2015), la eficiencia térmica de cualquier sistema de transferencia depende directamente de tres parámetros: el gradiente de temperatura entre los fluidos, el coeficiente de transferencia de calor (h) y el área de intercambio térmico (A). Estos parámetros definen la capacidad del sistema para ceder o absorber energía térmica y, por tanto,

son fundamentales en el diseño de intercambiadores de calor. Esta relación se expresa mediante la fórmula (1.1):

$$Q = h * A * \Delta T \quad (1.1)$$

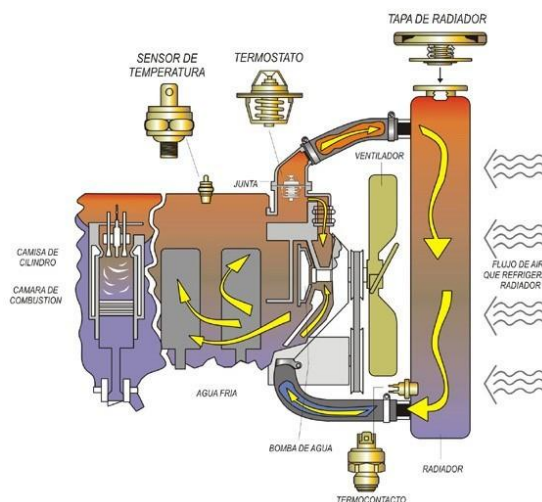
donde Q representa la cantidad de calor transferido, h el coeficiente convectivo, A el área efectiva de intercambio, y ΔT la diferencia de temperatura entre las superficies. Esta ecuación es ampliamente utilizada para estimar la energía útil disponible y guiar el dimensionamiento de superficies de contacto térmico en sistemas de recuperación de calor.

1.5.2 Motores de combustión interna: funcionamiento y fuentes de calor residual

Los motores de combustión interna (MCI), como los utilizados en generación eléctrica, convierten energía química del combustible en energía mecánica, aunque con eficiencia limitada. Diversos estudios y manuales técnicos (Heywood, 1988) indican que aproximadamente el 30 al 35% de la energía del combustible se libera en los gases de escape, y un 20 al 35% se disipa a través del sistema de enfriamiento (Figura 1), siendo esta última la fuente térmica en que se enfoca este proyecto.

Figura 1

Sistema de enfriamiento de motor de combustión interna



Fuente. Mantenimiento del sistema de enfriamiento, por GMB.

La investigación de Sánchez y Vera (2023) sobre un sistema de recuperación de calor para gases de combustión en motores diésel indica que el diseño eficiente de los sistemas de transferencia permite aprovechar este flujo térmico sin afectar el rendimiento del motor.

Esta propuesta de recuperación térmica permite reducir el impacto ambiental asociado a la generación de calor desperdiciado pues se aprovecha de una energía residual ya disponible.

1.5.3 Tecnologías de recuperación de calor

La recuperación de calor implica la transferencia de energía térmica desde un flujo caliente hacia otro fluido que la puede aprovechar en un proceso de utilidad. En la industria, esto se lleva a cabo mediante intercambiador de calor, equipos diseñados para maximizar el contacto térmico entre dos fluidos sin implicar la mezcla de estos.

Incropera et al. (2006) señalan que los intercambiadores de calor más utilizados en aplicaciones industriales son de tipo coraza y tubos, placas, o doble tubo. La elección del tipo depende de variables como la temperatura, el tipo de fluido, el espacio disponible y los requerimientos de mantenimiento.

En el estudio desarrollado por Sánchez y Vera (2023), se abordó la optimización del condensador de un sistema de recuperación de energía en motores de combustión para desalinizar agua. Como parte de la propuesta, se implementó una unidad separadora de vapor diseñada para evitar la contaminación del vapor a través de la decantación de la salmuera en el fondo del sistema. Esta mejora permitió un incremento significativo en la eficiencia térmica global del proceso.

1.5.4 Procesos de desalinización térmica

La desalinización térmica consiste en el uso de energía térmica para evaporar agua de mar, separando las sales disueltas y condensando el vapor para obtener agua dulce. Existen varias tecnologías aplicadas en este campo:

- Destilación multietapa (MSF)
- Destilación de múltiples efectos (MED)

- Destilación por membrana (MD)

La destilación por membrana (MD), particularmente en su configuración AGMD (Air Gap Membrane Distillation), ha cobrado interés en aplicaciones descentralizadas por su capacidad de operar con fuentes de calor de baja temperatura ($< 90\text{ }^{\circ}\text{C}$), como los provenientes de sistemas de refrigeración de motores. Diversos estudios en desalinización la identifican como una alternativa viable para entornos con acceso limitado a energía eléctrica. Por su parte, Kreith & Bohn (2001) destacan que los sistemas térmicos de baja entalpía pueden integrarse de forma eficiente mediante intercambiadores de calor diseñados para aprovechar gradientes moderados de temperatura, lo cual resulta significativo en esquemas como la destilación por membrana.

El proyecto desarrollado por Ferreira (2024) demuestra la factibilidad técnica de estos sistemas cuando se implementan con fuentes térmicas residuales, como los gases de escape o los circuitos de refrigeración de motores, logrando una producción sostenida de agua destilada.

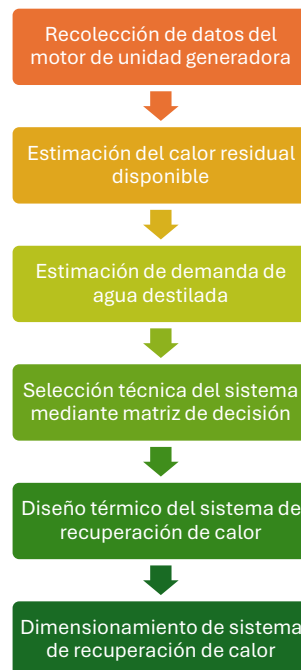
Capítulo 2

2. Metodología.

La metodología de este proyecto se estructuró con base en los enfoques de análisis y diseño térmico propuestos por Kreith & Bohn (2001), Çengel & Ghajar (2015), y Kern (1950). Se aplicaron principios de transferencia de calor para diseñar un sistema de recuperación térmica que aproveche el calor residual del sistema de enfriamiento de un motor de combustión interna. El procedimiento siguió una lógica secuencial, mostrada en la Figura 2:

Figura 2

Flujograma de trabajo



2.1 Datos base del motor de una unidad generadora Hyundai de la Central Térmica Jaramijó

Se revisó información técnica pública de la Central Térmica Jaramijó, operada por CELEC EP Termomanabí. Esta central cuenta con 18 unidades generadoras Hyundai Himsen 18H32/40, con una potencia nominal por unidad de 8,32 MW. Se consideraron los parámetros termodinámicos generales de operación típicos de los motores de combustión interna instalados en la planta provenientes de mediciones in situ para consumo específico de combustible:

- Temperatura de salida de agua del sistema de enfriamiento : 76,76 °C.

- Temperatura de entrada de agua del sistema de enfriamiento : 38,13°C

2.1.1 Cálculo de calor disponible

Para estimar el calor disponible en el sistema de enfriamiento del motor se consideró el criterio técnico propuesto por Heywood (1988), según el cual entre el 20% y el 35% de la energía del combustible se disipa a través del sistema de enfriamiento.

A partir de la potencia nominal del motor (8,32 MW), se calculó un valor aproximado de 2,496 MW como energía térmica disipada.

$$\dot{Q}_{enfriamiento} = P_{nom} * n_{enfriamiento} \quad (2.2)$$

$$\dot{Q}_{enfriamiento} = (8,32 \text{ MW}) * (0,3) = 2,496 \text{ MW}$$

Sin embargo, no todo este calor es técnicamente aprovechable para procesos de recuperación térmica. Según Heywood (1988) y Cengel & Boles (2015), solo una fracción del calor residual puede ser útilmente recuperada, dependiendo de las condiciones del proceso, la temperatura disponible y la viabilidad operativa del sistema. Recuperar el total del calor generaría caudales elevados y velocidades de fluido fuera del rango deseado. Por lo tanto, se ha definido que un rango entre el 10% y 30% del calor del sistema de enfriamiento puede ser utilizado eficientemente en el sistema de recuperación térmica.

Así, la potencia térmica aprovechable que dependería del porcentaje de recuperación estaría dentro en el siguiente rango de valores de la Tabla 1.

Tabla 1

Potencia térmica aprovechable del sistema de enfriamiento del motor

% de potencia disipada en el sistema de enfriamiento	$\dot{Q}_{aprovechable}$ (kW)
10	249,60
14	349,44
18	449,28
22	549,12
26	648,96
30	748,80

2.1.2 Cálculo del flujo másico disponible de agua del sistema de enfriamiento

El flujo másico del agua del sistema de enfriamiento fue estimado a partir del calor de enfriamiento, $\dot{Q}_{enfriamiento}$, y un balance de energía.

$$\dot{Q}_{enfriamiento} = \dot{m}c_p(T_{in} - T_{out}) \quad (2.3)$$

Empleando la temperatura de entrada y salida del agua del sistema indicadas en la sección 2.1 se obtiene:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{enfriamiento}}{c_{p,h}(T_{in} - T_{out})} = \frac{2,496 \times 10^3 [kW]}{4,195 \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right] * (76,76 - 38,13)[^\circ C]} = 15,403 \text{ kg/s}$$

2.2 Estimación de demanda de agua destilada

En la tabla 2 se presenta información requerida de abastecimiento de agua basado en datos del INEC (2022) y Presentación APA 2021: Agua potable y alcantarillado en municipios (2022) que provee información del promedio de consumo de agua por medidor. Se determinó el volumen necesario de agua destilada que se debe producir a partir de un motor para cubrir el 2,8% de los hogares, aproximadamente 6, sin acceso a agua por red pública es de 3673,29 L/día.

Tabla 2*Datos para estimación de requerimiento de abastecimiento de agua destilada*

Población	1362		
Promedio de agua por medidor (m3/medidor/mes)	17,28	Promedio de agua por medidor (L/medidor/día)	576,00
Viviendas	441		
Hogares	409	% de viviendas que son hogares	92,74%
Tamaño del hogar	3,33		
Agua por red pública (viviendas)	47,30%	Hogares con falta de acceso a agua por red pública	229,58
Agua por red pública (hogares)	43,87%		
% de población con falta de acceso a agua por red pública	56,13%	Volumen de agua total para cubrir demanda de hogares con falta de acceso (L/día)	132238,48
Horas de operación MCI (h/día)	5,48	Volumen de agua a partir de un MCI para cubrir demanda de hogares con falta de acceso (L/día)	7346,58

Considerando que se cubriría el 50% de la demanda de abastecimiento de agua del sector rural escalando la implementación del sistema térmico para las 18 unidades de motores existentes en la central, se concluyó determinar el volumen requerido a producir para cubrir la demanda de agua del 2,78% de los hogares del sector rural sin acceso.

$$229,58 * (50\%) = \frac{114,79 \text{ hogares}}{18 \text{ MCI}} = 6,38 \text{ hogares/MCI}$$

$$\frac{6,38 * 100}{229,58} = 2,78\%$$

Basado en datos del INEC (2022) el tamaño del hogar en el sector público del cantón Jaramijó es de 3,33 personas, mostrado en la Tabla 3, por lo tanto:

$$6,38 \text{ hogares/MCI} * 3,33 \text{ personas/hogar} = 21,25 \text{ personas/MCI}$$

Es decir, se cubre la demanda de agua de 21,25 personas implementando el sistema de recuperación en un motor.

Tabla 3*Requerimiento de abastecimiento objetivo*

% de hogares sin acceso a agua por red pública cuya demanda se cubriría	2,78%
Número de hogares correspondiente a dicho porcentaje	6,37
Volumen de agua a partir de un MCI para cubrir demanda (L/día)	3673,29

Como último punto para tener en cuenta son las horas de operación de un motor de una unidad electrogeneradora. Según información de CELEP EP (2021) las 18 unidades reciben un mantenimiento preventivo anual por el cumplimiento acumulado de 36000 horas de operación, es decir, cada unidad opera 2000 horas al año lo que serían 5,49 horas de operación al día. Esto da como resultado que el flujo volumétrico de agua requerido es de 670,38 L/h.

$$\dot{V} = \frac{\text{Volumen de agua a partir de un MCI para cubrir demanda} \left[\frac{L}{\text{día}} \right]}{\text{Horas de operación MCI} \left[\frac{\text{horas}}{\text{día}} \right]} \quad (2.4)$$

$$\dot{V} = 3673,29 \left[\frac{L}{\text{día}} \right] * \frac{1 \text{ día}}{5,48h} = 670,38 \frac{L}{h}$$

A partir de aquí se obtiene el flujo másico de vapor de agua requerido considerando la densidad del agua a 70°C (Interpolación realizada del apéndice B.1) igual a 974,19 $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$.

$$\dot{m}_{\text{agua destilada}} = \dot{V} * \rho \quad (2.5)$$

$$\dot{m}_{\text{agua destilada}} = 670,38 \left[\frac{L}{h} \right] * \frac{1}{3600} \left[\frac{h}{s} \right] * \frac{1}{1000} \left[\frac{m^3}{L} \right] * 974,19 \left[\frac{kg}{m^3} \right] = 0,1814 \text{ kg/s}$$

Con estos parámetros definidos para ambos fluidos, caliente y frío se realiza el diseño conceptual del sistema de recuperación de calor.

2.3 Diseño conceptual del sistema de recuperación de calor

2.3.1 Matriz de decisión técnica

Se desarrolló una matriz de decisión técnica con el objetivo de comparar posibles configuraciones de sistemas térmicos que permiten recuperar el calor residual del sistema de enfriamiento del motor y destilar agua de mar con eficiencia.

Se analizaron tres alternativas que combinan diferentes tecnologías de intercambio de calor y desalinización térmica.

- **A1:** Intercambiador de tubos aleteados + separador térmico (unidad evaporador-condensador)
- **A2:** Intercambiador casco y tubos + destilación multietapa (MSF)
- **A3:** Intercambiador de placas soldadas + destilación de múltiples efectos (MED)

Para esto los criterios de evaluación considerados fueron: eficiencia térmica (A), compatibilidad con fuentes térmicas de baja temperatura (B), simplicidad operativa y mantenimiento (C), viabilidad técnica en zonas costeras (D), y costo estimado relativo (E). Cada criterio se valoró en una escala de 1 a 5, siendo 5 la más favorable. A continuación, en la Tabla 4 se resume la evaluación técnica realizada.

Tabla 4
Matriz de decisión de alternativas de diseño

Alternativa	A	B	C	D	E	Total
A1: Tubos aleteados + separador térmico	4	5	5	5	4	23
A2: Casco y tubos + MSF	3	2	3	3	2	13
A3: Placas soldadas + MED	5	4	2	4	3	18

La alternativa A1, que combina un intercambiador de calor de tubos aleteados con un separador térmico tipo evaporador-condensador, resultó la más adecuada con una puntuación total de 23 sobre 25. Esta configuración presenta ventajas importantes:

- Alta eficiencia térmica en condiciones de baja temperatura ($\sim 70^\circ\text{C}$),

- Operación sencilla,
- Adaptabilidad a entornos costeros con recursos limitados.
- Facilidad de mantenimiento

Esta decisión se fundamenta en estudios como el de Sánchez y Vera (2023), quienes implementaron un sistema similar para recuperar calor de motores diésel con buenos resultados en eficiencia y producción de agua destilada.

Las opciones A2 (MSF) y A3 (MED), aunque eficientes a gran escala, presentan desventajas de mayor complejidad técnica, requerimientos térmicos más elevados, y sensibilidad a las condiciones de operación en entornos marinos, como advierten Kreith y Bohn (2001) y El-Dessouky & Ettouney (2002).

La selección de un intercambiador de tubos aleteados es particularmente efectiva para aplicaciones con gases o líquidos a baja presión, donde se busca maximizar el área de transferencia de calor en un volumen compacto, como lo detallan Shah y Sekulić (2003) en sus análisis de superficies extendidas.

2.3.2 Diseño conceptual del sistema

El intercambiador de calor trabajará con los siguientes parámetros de diseño:

- El intercambiador de calor es de flujo cruzado.
- Condiciones de estado estable.
- El intercambiador corresponde a un banco de tubos aleteados de haz tubular rectangular.
- Se considera la longitud de tubo de 1 m y un diámetro de tubo comercial de 44,5 mm y espesor de 1,5 mm.
- Se toma el agua de enfriamiento del sistema del motor como fluido caliente que ingresa al intercambiador, por lo que se toman las propiedades termo-físicas de este elemento.
- Se toman las propiedades termo-físicas del agua saturada, como las propiedades del agua de mar.
- Del apéndice A, la temperatura de entrada del agua de enfriamiento es 76,76 °C en promedio, esta temperatura en el diseño es la de entrada al intercambiador: $T_{h,in} = 76,76^{\circ}C$

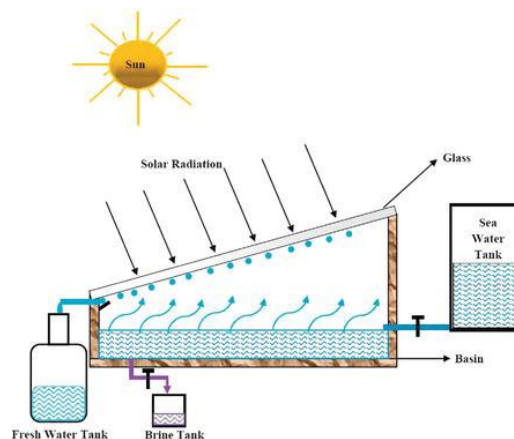
- El requerimiento es elevar la temperatura del agua de mar proveniente del evaporador-condensador hasta los 70°C.
- El flujo másico de agua de mar que ingresa al intercambiador se iguala al flujo másico de agua destilada objetivo: $0,1814 \text{ kg/s}$. Este mismo flujo de agua de mar será el que ingrese a la bandeja caliente del E-C.
- La velocidad del agua de mar en los tubos debe mantenerse baja, de esta forma se reduce la erosión del material y se favorece la transmisión de calor.
- Densidad de 1 aleta por centímetro (100 aletas/m), dentro del rango recomendado por Kreith y Bohn (2001). Cada aleta de 0,5 mm de espesor.
- Eficiencia de aleta de 0,8 típica para aletas metálicas delgadas en régimen de convección forzada según fuentes consultadas.

Para el diseño del evaporador-condensador se considera:

- El evaporador-condensador (E-C) es similar a los modelos implementados en destilación solar.

Figura 3

Destilación de agua con energía solar



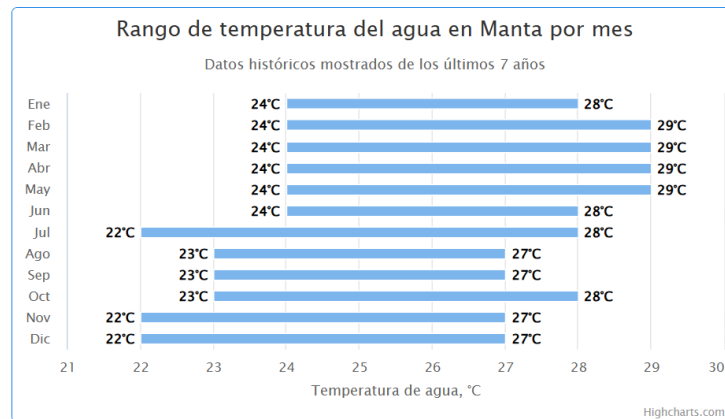
Fuente. A Review on solar still augmented with wick materials, por international journal of advance research and innovative ideas in education.

- Los techos inclinados ($\theta = 45^\circ$ para favorecer escurrimiento) del E-C actúan como superficie de condensación y del otro lado de la placa circula agua de mar que actúa como refrigerante para la condensación del vapor.

- Las dimensiones del material para los techos de condensado (Aluminio naval 5083) corresponden a lo existente en el mercado local: espesor 3 mm (1520×3050). De aquí se toma el ancho para los techos $W_{plancha}$ igual a 1520 mm .
- La temperatura de entrada del agua de mar como refrigerante es: $T_{c,in} = 22 - 29^\circ\text{C}$. La Figura 4 presenta el rango mensual de temperatura del agua de mar en Manta adoptado como referencia para el intervalo de temperaturas de entrada del agua de mar como refrigerante.

Figura 4

Rango de temperatura del agua de mar en Manta por mes



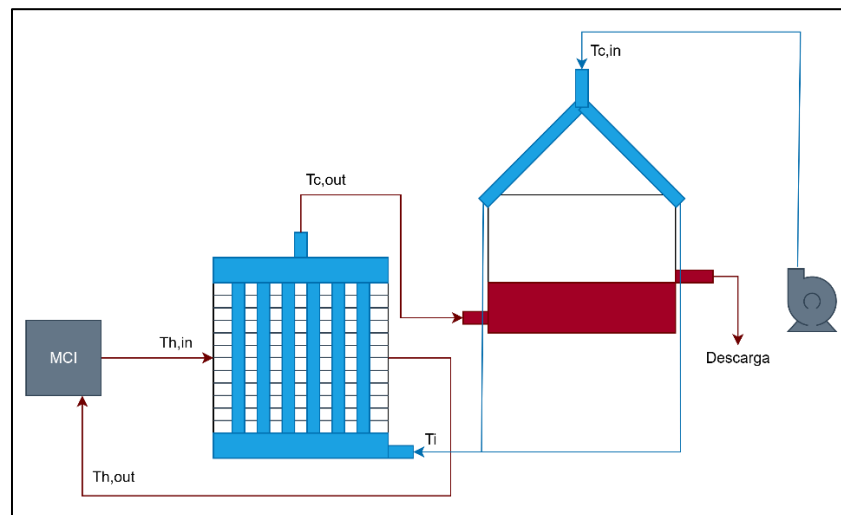
Fuente. Seatemperature

- Se asume que el agua de mar que ingresa al evaporador-condensador como refrigerante se eleva hasta una temperatura de 40°C por el calor que es transferido en el proceso de condensación. En base a esto se establece el flujo másico del agua de precalentamiento.
- Se toma el agua de mar proveniente del intercambiador de calor a 70°C como fluido caliente que ingresa a la bandeja del E-C, se toman las propiedades termo-físicas de este elemento como si se tratará de agua saturada.
- Tiempo de residencia del agua de mar caliente $t_{residencia} = 10\text{ min}$ para garantizar una transferencia térmica efectiva y una evaporación estable.
- Disponibilidad de los materiales dentro del mercado local.
- Debido a las condiciones altamente corrosivas, el material debe ser anticorrosivo.
- Los diferentes materiales para emplear deben ser de bajo costo y alta resistencia a la corrosión.

A continuación, la Figura 5 presenta el diseño de forma del sistema propuesto. En este se integra el intercambiador de tubos aleteados y el evaporador–condensador, así como el sentido general del fluido caliente (agua del sistema de enfriamiento del MCI) y fluido frío (agua de mar). Este esquema guía el dimensionamiento posterior y la disposición constructiva, que más adelante se detalla en los planos y vistas del ensamble.

Figura 5

Diseño de forma de sistema de recuperación de calor



2.4 Dimensionamiento del sistema de recuperación de calor

Teniendo en consideración la demanda térmica del sistema, parámetros de diseño, los diferentes elementos de los equipos y condiciones ambientales corrosivas por la salinidad del agua y sedimentos, la tubería del intercambiador de calor debe ser de acero inoxidable, preferiblemente AISI 316L, sin embargo, en el presenta proyecto se considerará acero AISI 304; por su disponibilidad en el mercado local y precio más accesible.

En el apéndice B, se encuentran las tablas termodinámicas con las cuales se realizan todos los cálculos del proyecto.

2.4.1 Dimensionamiento de intercambiador de calor

El dimensionamiento del intercambiador de calor se realizó siguiendo la metodología clásica de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD), un procedimiento estándar detallado ampliamente por Kern (1950) para el diseño de equipos de transferencia de calor en procesos industriales.

2.4.1.1 Temperatura media del fluido frío

$$Tm_c = \frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2} \quad (2.6)$$
$$Tm_c = \frac{40 + 70}{2} = 55^{\circ}C$$

Propiedades del agua @ a T=55°C. (Interpolación realizada del apéndice B.1)

$$c_p = 4,183 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right]$$

$$\mu = 503,43 \times 10^{-6} \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right]$$

$$K = 648,15 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]$$

$$Pr = 3,259$$

De acuerdo con los principios de termodinámica, el calor que pierde un fluido caliente será igual al calor que gana el fluido frío, esta transferencia de calor se rige con las expresiones (2.6) y (2.7)

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \rightarrow \text{Fluido caliente} \quad (2.7)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \rightarrow \text{Fluido frío} \quad (2.8)$$

2.4.1.2 Cálculo de calor necesario para calentar agua de mar en el intercambiador de calor por el lado del fluido frío

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) = 0,1814 \left[\frac{kg}{s} \right] * 4,183 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] * 30[^{\circ}C] = 22,765 \text{ kW}$$

2.4.1.3 Temperatura media del fluido caliente

Para iniciar el proceso de iteración, para encontrar la temperatura de salida del agua del sistema de enfriamiento, se asume inicialmente 60 °C.

$$Tm_h = \frac{T_{h,in} + T_{h,out}}{2} \quad (2.9)$$

$$Tm_h = \frac{76,76 + 60}{2} = 68,38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua @ a T=68,38°C. (Interpolación realizada del apéndice B.1)

$$c_p = 4,189 \left[\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ\text{C}} \right]$$

De las expresiones anteriores se iguala (2.6) y (2.7) y se despeja $T_{h,out}$

$$\dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.10)$$

$$T_{h,out} = \frac{(\dot{m}_h c_{p,h} T_{h,in}) - \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in})}{\dot{m}_h c_{p,h}}$$

$$T_{h,out} = \frac{\left(15,403 \left[\frac{kg}{s} \right] * 4,189 \left[\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ\text{C}} \right] * 76,76[^\circ\text{C}] \right) - \left(0,1814 \left[\frac{kg}{s} \right] * 4,183 \left[\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ\text{C}} \right] * 30[^\circ\text{C}] \right)}{15,403 \left[\frac{kg}{s} \right] * 4,189 \left[\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ\text{C}} \right]}$$

$$T_{h,out} = 76,407 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Siguiendo el proceso de iteración, se asume la temperatura calculada anteriormente y se recalcula. Los datos obtenidos se muestran en la Tabla 5.

Tabla 5

Cálculo de la temperatura de salida del agua del sistema de enfriamiento

$T_{h,out}[^\circ\text{C}]_{asumida}$	$Tm_h[^\circ\text{C}]$	$c_p \left[\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ\text{C}} \right]$	$T_{h,out}[^\circ\text{C}]_{calculada}$
76,407	76,584	4,195	76,298
76,298	76,529	4,195	76,298

Del proceso de iteración se concluyó que la temperatura de salida del agua del sistema de enfriamiento es aproximadamente 76,30 °C.

2.4.1.4 Cálculo del calor necesario para calentar agua de mar en el intercambiador de calor por el lado del fluido caliente

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out})$$

$$\dot{Q}_h = 15,403 \left[\frac{kg}{s} \right] * 4,195 \left[\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} \right] * (76,76 - 76,30)[^\circ C] = 29,72 \text{ kW}$$

2.4.1.5 Cálculo de la temperatura media logarítmica

La temperatura media logarítmica es uno de los métodos que permite estimar el rendimiento de un intercambiador de calor, con esta se relaciona la transferencia total de calor empleando las temperaturas de entrada y salida del fluido, coeficiente global de transferencia de calor U y área superficial para intercambio de calor. Se determina con la siguiente expresión:

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

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} = 76,76 - 70 = 6,76 \text{ } ^\circ C \quad (2.12)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in} = 76,30 - 40 = 36,30 \text{ } ^\circ C \quad (2.13)$$

$$\Delta T_{m_{ln}} = \frac{6,76 - 36,30}{\ln \frac{6,76}{36,30}} = 17,58 \text{ } ^\circ C$$

2.4.1.6 Cálculo del coeficiente de convección interno h_i

$$T_{m_c} = \frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2}$$

$$T_{m_c} = \frac{40 + 70}{2} = 55^\circ C$$

Propiedades del agua @ a T=55°C. (Iteración realizada del apéndice B.1)

$$\rho = 985,33 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$c_p = 4,183 \left[\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} \right]$$

$$\mu = 503,43 \times 10^{-6} \left[\frac{N \text{ } s}{m^2} \right]$$

$$K = 648,15 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m \text{ } ^\circ C} \right]$$

$$Pr = 3,259$$

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_c}{\pi D \mu} \quad (2.13)$$

$$Re = \frac{4 \left(0,1814 \left[\frac{kg}{s} \right] \right)}{\pi * 0,043[m] * 503,43 \times 10^{-6} \left[\frac{N \text{ } s}{m^2} \right]} = 10670,25$$

El flujo es turbulento, por lo tanto, se aplica la fórmula (2.13) para flujo en;

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} \quad (2.14)$$

$$Nu = 0,023 * 10670,25^{0,8} * 3,259^{0,4} = 61,59$$

$$h_i = \frac{Nu * K}{D} \quad (2.15)$$

$$h_i = \frac{61,59 * 648,15 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m \text{ } ^\circ C} \right]}{0,043[m]} = 928,343 \left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right]$$

2.6.1.7 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo h_o

$$Tm_h = \frac{T_{h,in} + T_{h,out}}{2}$$

$$Tm_h = \frac{76,76 + 76,30}{2} = 76,53 \text{ } ^\circ C$$

Propiedades del agua @ a T=76,53°C. (Iteración realizada del apéndice B.1)

$$\rho = 973,89 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$c_p = 4,195 \left[\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} \right]$$

$$\mu = 366,54 \times 10^{-6} \left[\frac{N \text{ } s}{m^2} \right]$$

$$K = 668 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]$$

$$Pr = 2,30$$

Se requirió determinar la velocidad de fluido caliente considerando el área mínima libre en el banco de tubos.

$$A_{libre} = W * p_t * \left(1 - \frac{t_a * N_{aletas}}{S_t} \right) \quad (2.16)$$

Para esto se requirió asumir el número de tubos requerido y con ello determinar las dimensiones del haz tubular rectangular. A continuación, en la Tabla 6 se observa el resultado de esta estimación.

Tabla 6

Dimensiones asumidas de haz rectangular de banco de tubos de intercambiador

Dimensiones de intercambiador	
Número de tubos	11
Distribución	triángulo equilátero
Paso entre tubos p_t [mm]	55,625
#tubos columna par	4
#tubos columna impar	3
# filas	3
Haz tubular rectangular	
Ancho W [mm]	211,38
Distancia entre filas [mm]	48,17
Altura H [mm]	154,61
Área haz tubular [m^2]	0,03268

Se procedió a reemplazar datos en la ecuación (2.16)

$$A_{libre} = 0,21138[m] * 0,0556[m] * \left(1 - \frac{5 \times 10^{-4}[m] * \frac{100}{m} * 1[m]}{0,0556[m]} \right) = 1,19 \times 10^{-3} m^2$$

Con esto se obtuvo la velocidad del fluido caliente al pasar por el banco de tubos y a continuación el número de Reynolds.

$$v_o = \frac{\dot{m}_h}{\rho A_{libre}} \quad (2.17)$$

$$v_o = \frac{15,403 \left[\frac{kg}{s} \right]}{973,89 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 1,19 \times 10^{-3} [m^2]} = 13,30 \text{ m/s}$$

$$Re_D = \frac{\rho v_o D_o}{\mu} \quad (2.18)$$

$$Re_D = \frac{973,89 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 13,30 \left[\frac{m}{s} \right] * 0,0445 [m]}{366,54 \times 10^{-6} \left[\frac{Ns}{m^2} \right]} = 1572753,820$$

El flujo es turbulento, por lo tanto, se aplicó la correlación de Nusselt para filas escalonadas con $Pr > 1$ en régimen turbulento (ecuación 2.19). La elección de esta correlación es consistente con estudios recientes sobre recuperación de calor en sistemas similares, donde se han validado resultados experimentales y de simulación para intercambiadores de tubos aleteados (Qasem & Zubair, 2019).

$$Nu_D = 0,022 Re_D^{0,84} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (2.19)$$

Pr_s , corresponde al valor de número de Prandtl evaluado a la temperatura de la superficie de la pared del tubo que se consideró como un promedio entre la temperatura media del fluido frío y caliente.

$$Tm = \frac{Tm_c + Tm_h}{2} \quad (2.20)$$

Donde Tm_c es temperatura media de fluido frío y Tm_h es temperatura media de fluido caliente.

$$Tm = \frac{55 + 76,53}{2} = 65,77 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua @ a $T=65,77 \text{ } ^\circ\text{C}$. (Interpolación realizada del apéndice B.1)

$$Pr = 2,708$$

Con esto se procedió a reemplazar en la ecuación (2.18)

$$Nu_D = 0,022 * 1572753,820^{0,84} * 2,30^{0,36} * \left(\frac{2,300}{2,708} \right)^{0,25} = 4572,035$$

Ya en este punto se determinó h_o .

$$h_o = \frac{4572,035 * 668 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]}{0,0445 [m]} = 68631,893 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

2.4.1.8 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Teniendo los siguientes datos:

$$h_o = 68631,893 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

$$h_i = 928,343 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

$$D_o = 0,0445 [m]$$

$$D_i = 0,0430 [m]$$

$$L_{tubo} = 1 [m]$$

$$K_{material} = 15,38 \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right] \text{ (Iteración realizada del apéndice B.2 para el material a temperatura}$$

$$T_m = 65,77 ^\circ C)$$

Con los datos obtenidos de los coeficientes de convección tanto interno como externo, se realizó el análisis del modelo de resistencias térmicas en serie.

1. Convección interna (agua de mar)

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} \tag{2. 21}$$

$$R_i = \frac{1}{928,34 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] * \pi * 0,0430 [m] * 1 [m]} = 7,974 \times 10^{-3} \left[\frac{^\circ C}{W} \right]$$

2. Conducción a través del tubo

$$R_{cond} = \frac{\ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)}{2\pi K L} \tag{2. 22}$$

$$R_{cond} = \frac{\ln \left(\frac{0,0445 [m]}{0,0430 [m]} \right)}{2\pi * 15,38 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] * 1 [m]} = 3,548 \times 10^{-4} \left[\frac{^\circ C}{W} \right]$$

3. Convección externa (agua del sistema de enfriamiento)

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o^{efectiva}} \quad (2.23)$$

Se consideró el área que aportan las superficies extendidas para obtener el área externa total efectiva.

$$A_o^{efectiva} = N_{tubos}(A_{tubo\ base}) + N_{aletas}n_f(A_{placa\ perforada\ total} - N_{tubos}A_{agujeros}) \quad (2.24)$$

$$A_o^{efectiva} = N_{tubos}(\pi D_o L_{tubo}) + \rho_{aletas} L_{tubo} n_f * \left(L_{placa} W_{placa} - N_{tubos} \left(\frac{\pi D_o^2}{4} \right) \right)$$

Con los datos de la Tabla 6 se reemplazó datos en la ecuación (2.23)

$$A_o^{efectiva} = 11\pi(0,0445 * 1)[m^2] + (0,8) \left(\frac{100}{m} \right) 1[m] * \left((0,21188 * 0,15461)[m^2] - 11 \left(\frac{\pi(0,0445)^2}{4} \right) \right)$$

$$A_o^{efectiva} = 2,77\ m^2$$

Así se obtuvo la resistencia por convección externa R_o reemplazando en la ecuación (2.23)

$$R_o = \frac{1}{68631,893 \left[\frac{W}{m^2\ ^\circ C} \right] * 2,77\ [m^2]} = 5,246 \times 10^{-6} \left[\frac{^\circ C}{W} \right]$$

Finalmente, se calculó el coeficiente global de transferencia de calor $U \left[\frac{W}{m^2\ ^\circ C} \right]$

$$U = \frac{1}{(R_i + R_{cond} + R_o)A_i} \quad (2.25)$$

$$U = \frac{1}{(7,974 \times 10^{-3} + 3,548 \times 10^{-4} + 5,246 \times 10^{-6}) \left[\frac{^\circ C}{W} \right] * \pi * 0,0430\ [m] * 1\ [m]} = 888,233 \left[\frac{W}{m^2\ ^\circ C} \right]$$

2.4.1.9 Cálculo de área de transferencia de calor

$$Q = UA_{requerida} \Delta T m_{ln} \quad (2.26)$$

$$A_{requerida} = \frac{22765\ [W]}{888,233 \left[\frac{W}{m^2\ ^\circ C} \right] * 17,58\ [^\circ C]} = 1,458\ m^2$$

2.4.1.10 Número de tubos requeridos

Para calcular el número de tubos requeridos en base al área de transferencia de calor se determinó el área efectiva por tubo.

$$A_{efectiva\ por\ tubo} = A_{tubo\ base} + N_{aletas} n_f \left(\frac{A_{placa\ perforada\ total} - A_{agujeros}}{N_{tubos}} \right) \quad (2.27)$$

$$A_{efectiva\ por\ tubo} = \pi D_o L_{tubo} + \rho_{aletas} L_{tubo} n_f * \left(\frac{L_{placa} W_{placa} - N_{tubos} \left(\frac{\pi D_o^2}{4} \right)}{N_{tubos}} \right)$$

$$A_{efectiva\ por\ tubo} = \pi(0,0445 * 1)[m^2] + (0,8) \left(\frac{100}{m} \right) 1[m] * \left(\frac{((0,21138 * 0,15461)[m^2]) - 11 \left(\frac{\pi(0,0445)^2}{4} \right)}{11} \right) = 0,262\ m^2$$

$$N^{\circ}\ tubos = \frac{A_{efectiva\ por\ tubo}}{A_{requerida}} \quad (2.28)$$

$$N^{\circ}\ tubos = \frac{1,458\ m^2}{0,262\ m^2} \approx 6\ tubos$$

Este número de tubos resultó mayor al que se estimó para realizar el análisis del coeficiente de convección externa en la sección 2.4.1.7, por lo que se realiza un proceso iterativo para encontrar las dimensiones del intercambiador, mostrado en la Tabla 7,

Tabla 7

Cálculo de las dimensiones del intercambiador de calor

$N^{\circ}\ tubos_{asumido}$	#tubos columna a par	$h_o \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C} \right]$	$U \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C} \right]$	$A_{requerida}[m^2]$	$A_{efectiva\ por\ tubo}[m^2]$	$N^{\circ}\ tubos_{calculado}$
11	4	68631,893	888,233	1,458	0,262	6
6	3	88701,599	888,044	1,458	0,209	6

Del proceso de iteración se concluyó que el área de transferencia de calor requerida se mantiene igual a $1,458\ m^2$. En la Tabla 8 se detalla las dimensiones del haz tubular del intercambiador del calor ya considerando solo un banco de 6 tubos aleteados.

Tabla 8

Dimensiones calculadas de haz rectangular de banco de tubos de intercambiador

Dimensiones de intercambiador	
Número de tubos	6
Distribución	triángulo equilátero
Paso entre tubos p_t [mm]	55,625
#tubos columna par	3

#tubos columna impar	2
# filas	3
Haz tubular rectangular	
Ancho W [mm]	155,75
Distancia entre filas [mm]	48,17
Altura H [mm]	121,58
Área haz tubular [m ²]	0,0189

2.4.1.11 Cálculo de espesor del material de la coraza

Se determinó el espesor del material de la coraza de AISI 304 considerando que se trata de placas rectangulares empotradas en los cuatro bordes sometidas a presión uniforme se usó las fórmulas correspondientes especificadas en *Roark's Formulas for Stress and Strain* (Young & Budynas, 2002).

$$t = a \sqrt{\frac{KP}{\sigma_{adm}}} \quad (2. 29)$$

K , depende de la relación de aspecto a/b , siendo a la longitud del lado corto (ambas dimensiones del haz tubular rectangular) y b la longitud del lado largo (longitud de tubo).

Donde:

- t corresponde al espesor.
- P es presión interna asumida como $P = 1bar = 0,1MPa$.
- $\sigma_{adm} = 138 MPa$ (para diseño estático con factor de seguridad $\approx 1,5$)

El esfuerzo admisible se estableció con un factor de seguridad de 1,5 sobre el límite de fluencia del material, un enfoque conservador alineado con las prácticas de diseño seguro para recipientes a presión, aunque sin seguir rigurosamente el código ASME BPVC Section VIII (2019) debido a la baja presión de operación.

$$\frac{a_1}{b} = \frac{121,58mm}{1000mm} = 0,12158$$

$$K_1 = 0,500$$

$$\frac{a_2}{b} = \frac{155,75mm}{1000mm} = 0,15575$$

$$K_2 = 0,500$$

Se reemplaza en la ecuación (2.29) para ambas relaciones de aspecto.

$$t_1 = 121,58[mm] * \sqrt{\frac{0,500 * 0,1MPa}{138MPa}} = 2,314 mm$$

$$t_2 = 155,75[mm] * \sqrt{\frac{0,500 * 0,1MPa}{138MPa}} = 2,965 mm$$

De esta forma se concluyó usar plancha de acero inoxidable AISI 304 de 3 mm.

2.4.2 Dimensionamiento de evaporador-condensador

2.4.2.1 Cálculo de calor de condensación

$$\text{Teniendo: } \dot{m}_{\text{agua destilada}} = 0,1814 \text{ kg/s}$$

Propiedades del agua @ a T=70°C. (Interpolación realizada del apéndice B.1)

$$h_{fg} = 2333,44 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\dot{Q}_{\text{vaporización}} = \dot{m}_{\text{agua destilada}} * h_{fg} \quad (2.30)$$

$$\dot{Q}_{\text{vaporización}} = 0,1814 \left[\frac{kg}{s} \right] * 2333,44 \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 423,308 kW$$

Considerando que únicamente el 50% del calor de vaporización se transfiere al refrigerante al realizarse la condensación se obtiene:

$$\dot{Q}_{\text{condensación}} = 0,5 \dot{Q}_{\text{vaporización}} \quad (2.31)$$

$$\dot{Q}_{\text{condensación}} = 0,5 * 423,308 kW = 211,654 kW$$

2.4.2.2 Cálculo del flujo másico de agua de mar

El flujo másico del agua de mar se definió considerando un rango de temperaturas a las que esta podría ingresar al sistema.

De la Figura 4, se consideró el rango de temperaturas de 22°C a 29°C.

$$Tm_c = \frac{Tm_{c,in} + T_{c,out}}{2} \quad (2.32)$$

$$Tm_c = \frac{25,29 + 40}{2} = 32,65 \text{ } ^\circ C$$

Propiedades del agua @ a T=32,65°C, $Tm_{c,in}$ corresponde al promedio del rango de temperaturas del agua del sector por mes de la Figura 3. (Interpolación realizada del apéndice B.1)

$$\rho = 994,71 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$c_p = 4,178 \left[\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} \right]$$

$$\mu = 757,16 \times 10^{-6} \left[\frac{N \text{ } s}{m^2} \right]$$

$$K = 621,28 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m \text{ } ^\circ C} \right]$$

$$Pr = 5,107$$

$$\dot{Q}_{condensación} = \dot{m}_{agua \text{ refrigerante}} c_p (T_{c,out} - Tm_{c,in}) \quad (2.33)$$

$$\dot{m}_{agua \text{ refrigerante}} = \frac{\dot{Q}_{condensación}}{c_p (T_{c,out} - Tm_{c,in})} = \frac{211,654 \text{ [kW]}}{4,178 \left[\frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} \right] * (40 - 32,65) [^\circ C]} = 6,892 \text{ kg/s}$$

Solo una parte de este flujo, 0,1814 $\left[\frac{kg}{s} \right]$, es lo ingresa al intercambiador para recuperar el calor del sistema de enfriamiento.

Para poder manejar el flujo total de agua precalentada se requiere dimensiones mucho más grandes tanto para el intercambiador de calor como para el evaporador-condensado.

2.4.2.3 Cálculo de coeficiente convectivo de condensación $h_{condensación}$

Se determinó $h_{condensación}$ para una superficie inclinada un ángulo θ con respecto a la horizontal;

$$h_{condensación} = 0,943 * \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g h'_{fg} K^3 \text{sen } \theta}{\mu_l * L * (T_{sv} - T_s)} \right]^{1/4} \quad (2.34)$$

Donde,

$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} c_{pl}(T_{sv} - T_s) \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (2.35)$$

Propiedades del agua @ a $T=70^\circ C$. (Interpolación realizada del apéndice B.1)

$$\rho_l = 974,19 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$c_{pl} = 4,194 \left[\frac{kJ}{kg^\circ C} \right]$$

$$\mu_l = 369,08 \times 10^{-6} \left[\frac{Ns}{m^2} \right]$$

$$K_l = 668 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m^\circ C} \right]$$

Propiedades del vapor @ a $T_{sv} = 70^\circ C$. (Interpolación realizada del apéndice B.1)

$$\rho_v = 0,2507 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$c_p = 1,952 \left[\frac{kJ}{kg^\circ C} \right]$$

Con estos datos y asumiendo una altura total de la cámara de condensación de 1,33 m, luego se realiza el proceso de iteración, y el ángulo de inclinación con respecto a la horizontal $\theta = 45^\circ$. Se obtuvo la longitud de la superficie de condensación.

$$L = \frac{1,33}{\text{sen}(45^\circ)} = 1,88 \text{ m} \quad (2.36)$$

Se asume la temperatura de la superficie de condensado $T_s = 69^\circ C$, más adelante se realiza la iteración correspondiente para este valor.

Reemplazando datos en la ecuación (2.34):

$$h_{\text{condensación}} = 0,943 * \left[\frac{974,19 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \left(974,19 \left[\frac{kg}{m^3} \right] - 0,2507 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \right) * 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] * \left(2319,04 \times 10^3 \left[\frac{kJ}{kg} \right] + \frac{3}{8} * 4,194 \times 10^3 \left[\frac{kJ}{kg^\circ C} \right] (70-69) [^\circ C] \right) \left(668 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m^\circ C} \right] \right)^3 \text{sen } 45^\circ}{369,08 \times 10^{-6} \left[\frac{Ns}{m^2} \right] * 1,88 [m] * (70-69) [^\circ C]} \right]^{1/4}$$

$$h_{\text{condensación}} = 7929,064 \left[\frac{W}{m^2^\circ C} \right]$$

2.4.2.4 Cálculo de coeficiente convectivo externo h_{agua}

Este corresponde al coeficiente convectivo sobre la otra cara de la superficie de condensado por donde fluye el agua de mar como refrigerante.

Considerando las condiciones establecidas en la sección 2.4.2.2;

Propiedades del agua @ a $T=32,65^{\circ}\text{C}$ (Interpolación realizada del apéndice B.1)

$$\rho = 994,71 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$c_p = 4,178 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right]$$

$$\mu = 757,16 \times 10^{-6} \left[\frac{Ns}{m^2} \right]$$

$$K = 621,28 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]$$

$$Pr = 5,107$$

Considerando una altura de canal $h_{canal} = 3mm$ y ancho de canal $W_{plancha}$ igual al ancho de la plancha de aluminio 1,52 m.

$$v_{agua \text{ en canal frío}} = \frac{\dot{m}_{agua \text{ refrigerante}}}{\rho * h_{canal} * W_{plancha}} \quad (2.37)$$

$$v_{agua \text{ en canal frío}} = \frac{6,892 \left[\frac{kg}{s} \right]}{994,71 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * (3 \times 10^{-3})[m] * 1,52[m]} = 1,519 \text{ m/s}$$

$$A_{paso} = \frac{\dot{m}_{agua \text{ refrigerante}}}{\rho * v_{agua \text{ en canal frío}}} \quad (2.38)$$

$$A_{paso} = \frac{6,892 \left[\frac{kg}{s} \right]}{994,71 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 1,519 [m/s]} = 4,587 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$P = 2 * (h_{canal} + W_{plancha}) \quad (2.39)$$

$$P = 2 * ((3 \times 10^{-3})[m] + 1,52[m]) = 3,04 \text{ m}$$

$$D_h = \frac{4A_{\text{paso}}}{P} \quad (2.40)$$

$$D_h = \frac{4 * (4,587 \times 10^{-3} [m^2])}{3,04[m]} = 6,036 \times 10^{-3} m$$

$$Re_D = \frac{\rho D_h v_{\text{agua en canal frío}}}{\mu} \quad (2.41)$$

$$Re_D = \frac{994,71 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 6,036 \times 10^{-3} [m] * 1,519 [m/s]}{757,16 \times 10^{-6} \left[\frac{Ns}{m^2} \right]} = 12049,009$$

El número de Reynolds indica que el flujo sería turbulento y se opta por usar la correlación de Gnielinski;

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.42)$$

$$\text{Con } f = (0,79 * \ln(Re) - 1,64)^{-2}$$

$$f = (0,79 * \ln(12049,009) - 1,64)^{-2} = 0,02989$$

$$Nu = \frac{(0,02989/8)(12049,009 - 1000) * 5,107}{1 + 12,7(0,02989/8)^{1/2} (5,107^{2/3} - 1)} = 83,481$$

$$h_{\text{agua}} = \frac{NuK}{D_h} \quad (2.43)$$

$$h_{\text{agua}} = \frac{83,481 * 621,28 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]}{6,036 \times 10^{-3} [m]} = 8862,806 \left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^{\circ}C} \right]$$

2.4.2.5 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Teniendo los siguientes datos:

$$h_{\text{agua}} = 8862,806 \left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^{\circ}C} \right]$$

$$h_{\text{condensación}} = 7929,064 \left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^{\circ}C} \right]$$

$$e_{\text{plancha}} = 3 [mm]$$

$$K_{plancha} = 117 \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]$$

Se calculó la resistencia total y con ello el coeficiente global de transferencia de calor $U \left[\frac{W}{m^2^{\circ}C} \right]$

$$U = \frac{1}{h_{condensación} + \frac{e_{plancha}}{K_{plancha}} + \frac{1}{h_{agua}}} \quad (2.44)$$

$$U = \frac{1}{7929,064 \left[\frac{W}{m^2^{\circ}C} \right] + \frac{3 \times 10^{-3} [m]}{117 \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]} + \frac{1}{8862,806 \left[\frac{W}{m^2^{\circ}C} \right]}} = 3779,427 \left[\frac{W}{m^2^{\circ}C} \right]$$

2.4.2.5 Cálculo de área de transferencia de calor requerida

$$A_{requerida} = \frac{\dot{Q}_{condensación}}{U(T_{vapor} - T_{agua de mar})} \quad (2.45)$$

Considerando que el agua de mar puede ingresar en un rango de temperaturas de 22-29 °C y que el vapor estará a 70°C, se considera un rango de valores para el área requerida, la cual se muestra en la Tabla 9.

Tabla 9

Cálculo de área requerida según la temperatura de entrada del agua al canal de precalentamiento

$T_{agua de mar} [^{\circ}C]$	$T_{vapor} - T_{agua de mar} [^{\circ}C]$	$A_{requerida} [m^2]$
22	48	2,333
23	47	2,383
24	46	2,435
25	45	2,489
26	44	2,546
27	43	2,605
28	42	2,667
29	41	2,732

Estas áreas corresponderían al área mínima requerida, por lo que se concluye trabajar con el área igual de 2,732 m².

Como resultado se obtiene la longitud de los techos inclinados y altura de la cámara de condensación.

$$L_{\text{superficie de condensación}} = \frac{A_{\text{requerida}}}{W_{\text{plancha}}} \quad (2.46)$$

$$L_{\text{superficie de condensación}} = \frac{2,732[m^2]}{1,52[m]} = 1,797 \text{ m}$$

$$L_{\text{techo inclinado}} = \frac{L_{\text{superficie de condensación}}}{2} \quad (2.47)$$

$$L_{\text{techo inclinado}} = \frac{1,797 [m]}{2} = 0,899 \text{ m}$$

$$H_{\text{cámara de condensación}} = L_{\text{techo inclinado}} * \sin(\theta) \quad (2.48)$$

$$H_{\text{cámara de condensación}} = 0,899 [m] * \sin(45^\circ) = 0,6354 \text{ m}$$

2.4.2.6 Iteración con datos obtenidos

En este punto se realiza la iteración indicada en la sección 2.4.2.2;

$$\dot{Q}_{\text{condensación}} = 211,654 \text{ kW}$$

$$A_{\text{condensación}} = 2,732 \text{ m}^2$$

$$h_{\text{condensación}} = 7929,064 \left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right]$$

$$L_{\text{superficie de condensación}} = 1,797 \text{ m}$$

$$T_s = T_{sv} - \frac{\dot{Q}_{\text{condensación}}}{A_{\text{condensación}} h_{\text{condensación}}} \quad (2.49)$$

$$T_s = 70[^\circ C] - \frac{211,654 \times 10^3 [W]}{2,732 [m^2] * 7929,064 \left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right]} = 60,23^\circ C$$

$$h_{\text{condensación}} = 0,943 * \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g h'_{fg} K^3 \sin \theta}{\mu_l * L * (T_{sv} - T_s)} \right]^{1/4} \quad (2.50)$$

$$h_{\text{condensación}} = 0,943 * \left[\frac{974,19 \left[\frac{kg}{m^3} \right] (974,19 \left[\frac{kg}{m^3} \right] - 0,2507 \left[\frac{kg}{m^3} \right]) * 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] * (2319,04 \times 10^3 \left[\frac{kJ}{kg} \right] + \frac{3}{8} * 4,194 \times 10^3 \left[\frac{kJ}{kg} \right] (70 - 60,23)[^\circ C]) (668 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right])^3 \sin 45^\circ}{369,08 \times 10^{-6} \left[\frac{Ns}{m^2} \right] * 1,395 [m] * (70 - 60,23)[^\circ C]} \right]^{1/4}$$

$$h_{\text{condensación}} = 4491,462 \left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right]$$

Tabla 10

Cálculo de temperatura de superficie de condensado

$T_s[^\circ\text{C}]_{\text{asumida}}$	$h_{\text{condensación}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$	$A_{\text{condensación}} [\text{m}^2]$	$L_{\text{superficie de condensación}} [\text{m}]$	$T_s[^\circ\text{C}]_{\text{calculada}}$
69	7929,064	2,732	1,797	60,23
60,23	4491,462	3,728	2,453	57,36
57,36	4213,404	3,880	2,553	57,05
57,05	4188,176	3,895	2,562	57,02
57,02	4185,775	3,896	2,563	57,02

De la iteración se concluyó:

$$T_s[^\circ\text{C}]_{\text{calculada}} = 57,02 [^\circ\text{C}]$$

$$h_{\text{condensación}} = 4185,775 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

$$U = 2649,873 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

$$A_{\text{condensación}} = 3,896 [\text{m}^2]$$

$$L_{\text{superficie de condensación}} = 2,563 [\text{m}]$$

$$L_{\text{techo inclinado}} = 1,282 [\text{m}]$$

2.4.2.7 Cálculo de dimensiones de superficie de evaporación (bandeja caliente de E-C)

Teniendo $L_{\text{techo inclinado}} = 1,282 \text{ m}$ a $\theta = 45^\circ$ con respecto a la horizontal.

$$L_{\text{superficie de evaporación}} = 2L_{\text{techo inclinado}} \cos \theta \quad (2.49)$$

$$L_{\text{superficie de evaporación}} = 2 * 1,282 [\text{m}] * \cos 45^\circ = 1,813 \text{ m}$$

$$A_{\text{evaporación}} = L_{\text{superficie de evaporación}} * W_{\text{plancha}} \quad (2.51)$$

$$A_{\text{evaporación}} = 1,813 [\text{m}] * 1,520 [\text{m}] = 2,755 \text{ m}^2$$

2.4.2.8 Cálculo de altura de lámina de agua en superficie de evaporación

Teniendo $t_{\text{residencia}} = 10 \text{ min}$

$$t_{residencia} = \frac{V}{\dot{V}} = \frac{A_{evaporación} h_{lámina}}{\frac{\dot{m}_h}{\rho_{@76^{\circ}C}}} \quad (2.52)$$

Despejando $h_{lámina}$;

$$h_{lámina} = \frac{t_{residencia} \dot{m}_h}{A_{evaporación} \rho_{@70^{\circ}C}} = \frac{(10[min] * \frac{60[s]}{1[min]}) * 0,1814 \left[\frac{kg}{s} \right]}{2,755 [m^2] * 974,19 \left[\frac{kg}{m^3} \right]} = 0,040553 m = 40,553 mm$$

2.5 Simulación de intercambiador de calor

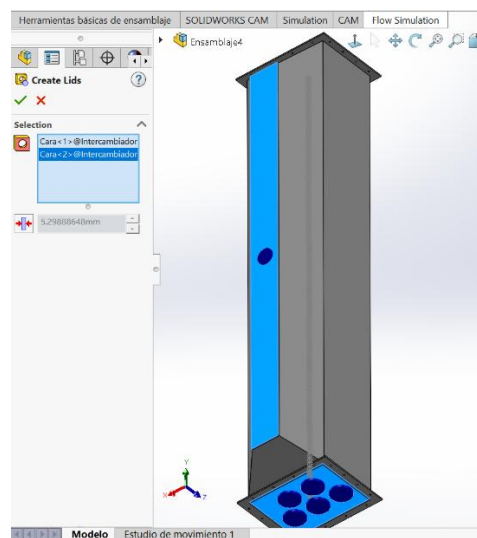
Con las dimensiones obtenidas se procedió a utilizar el software Autodesk Inventor 2024 para dibujar las piezas del intercambiador de calor y del evaporador condensador, en esta parte se ajustó las dimensiones de algunas piezas para asegurar que los subdominios de cada fluido queden bien definidos y evitar que se generen errores al correr la simulación.

2.5.1 Verificación de geometría

Primero se creó tapas en la entrada y salida del fluido caliente, y lo mismo para la entrada y salida del fluido frío, usando la herramienta “Create Lids” (Figura 6). Con esto se procedió a verificar la geometría como se observa en la Figura 7.

Figura 6

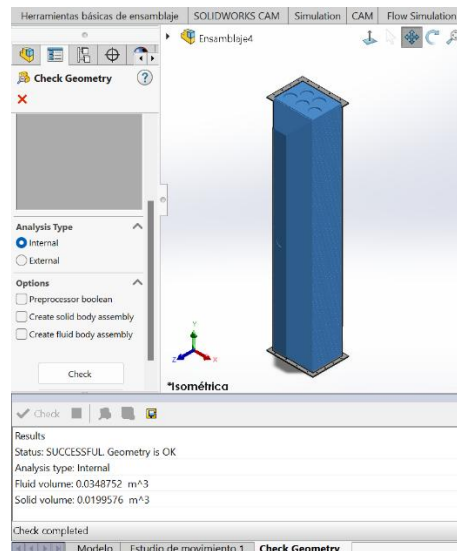
Colocación de tapas en las entradas y salidas de fluido



Para esta parte cabe aclarar que debido a las dimensiones determinadas para la superficie extendida y siguiendo la distribución de triángulo equilátero, solo se pudo colocar 5 tubos.

Figura 7

Verificación de geometría y volumen de fluido



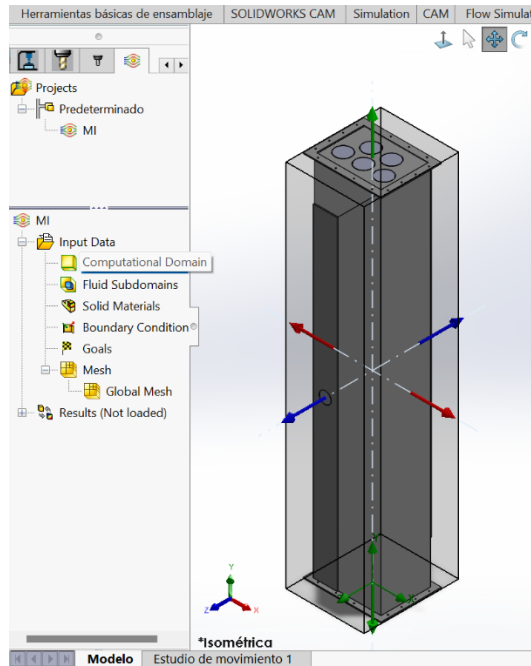
Se obtuvo que la geometría no tiene errores para el análisis de tipo interno y con ello visualizar el volumen de fluido.

El programa solo identificó el espacio del fluido caliente como se observa en la Figura 7, por lo que posteriormente se establece un subdominio de fluido para el agua de mar que pasa a través de los tubos.

A continuación, se verifica que el dominio computacional, Figura 8, incluya a todo el volumen de fluido requerido para el análisis. Realizado esto se ocultó el dominio computacional para facilitar la visibilidad en los pasos siguientes.

Figura 8

Dominio computacional

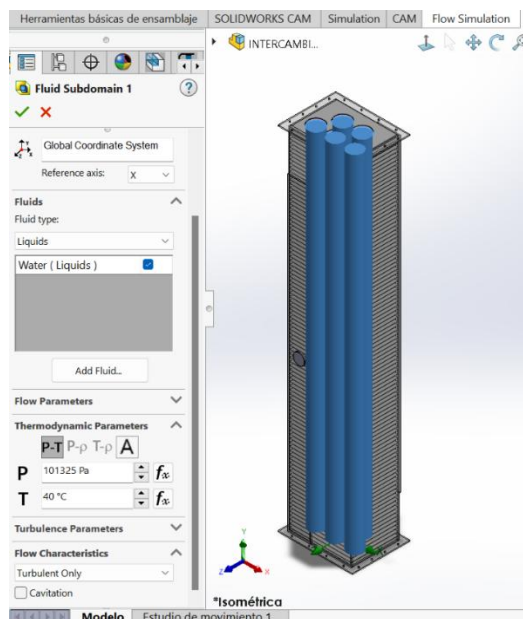


2.5.2 Subdominio de Fluido

Se estableció el subdominio del fluido 1 correspondiente al fluido frío, es decir, agua de mar precalentada a 40 °C proveniente del evaporador-condensador que pasa por los tubos del intercambiador.

Figura 9

Subdominio de flujo 1 – Fluido frío (agua de mar precalentada)

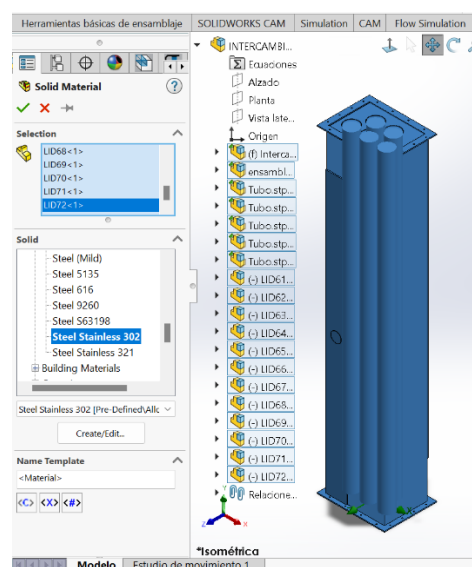


2.5.3 Material y condiciones de frontera

Se definió el material del intercambiador de calor como Acero inoxidable 302, Figura 10, al ser el más cercano en propiedades termodinámicas al material considerado (A304) en el dimensionamiento del intercambiador (Sección 2.4.1).

Figura 10

Definición de material de solido



Del mismo modo, se estableció 4 condiciones de frontera:

Figura 11

Flujo de entrada de agua de mar precalentada al intercambiador de calor

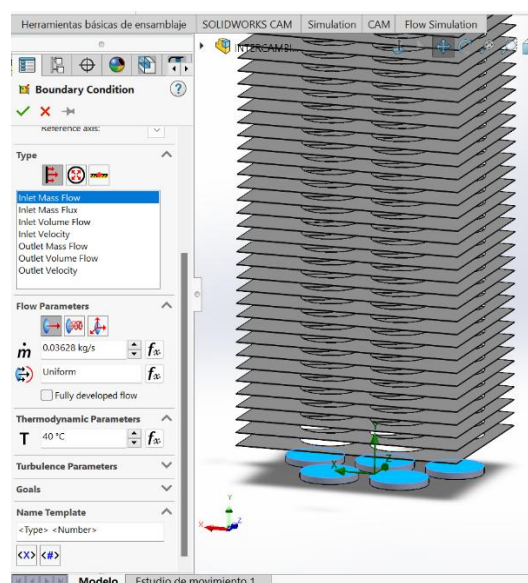


Figura 12

Flujo de salida de agua de mar del intercambiador

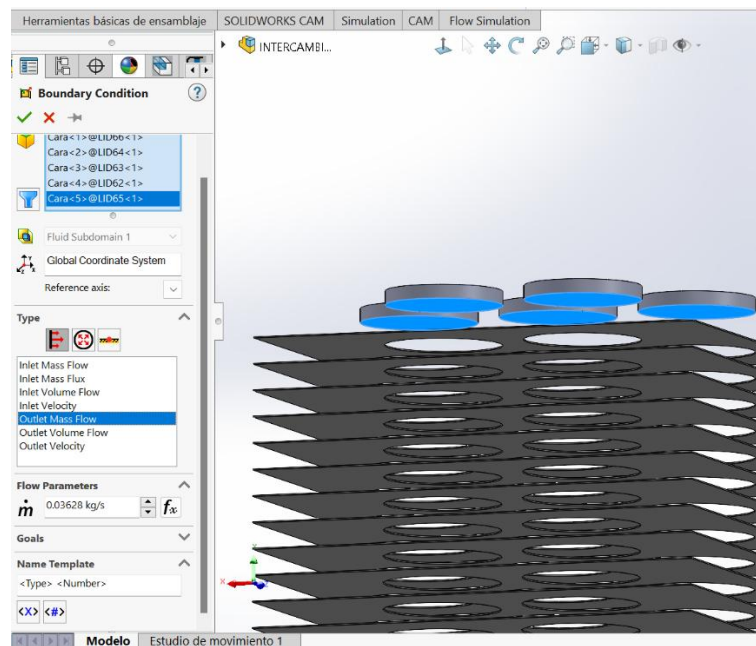


Figura 13

Flujo de entrada del agua del sistema de enfriamiento

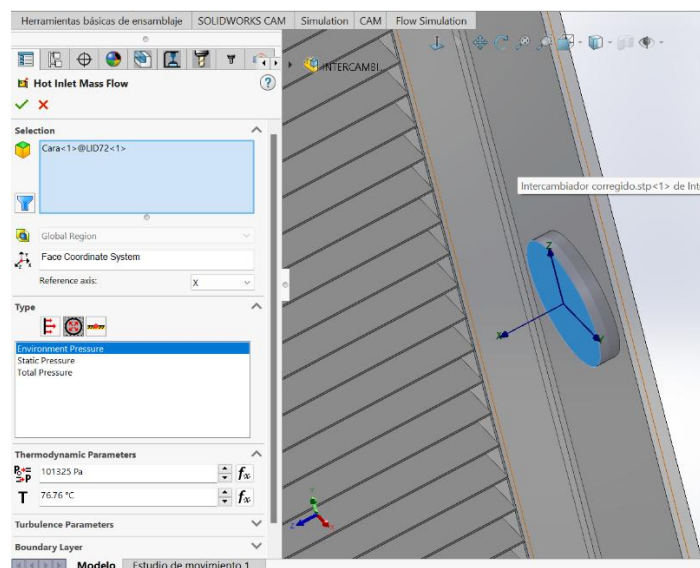
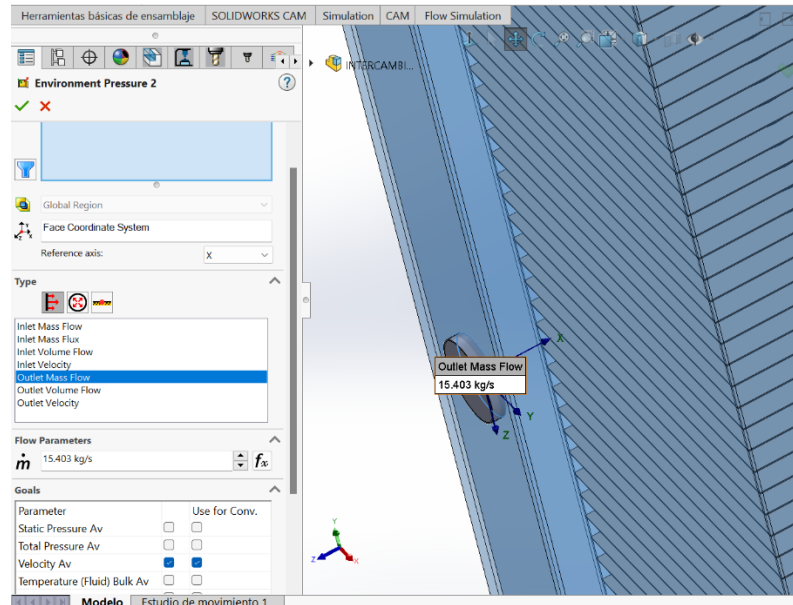


Figura 14

Flujo de salida del agua del sistema de enfriamiento



Con los parámetros necesarios establecidos se procedió a correr la simulación obteniendo un total de 452 iteraciones.

Capítulo 3

3. Resultados y análisis

A continuación, los resultados obtenidos a partir de la aplicación de la metodología de diseño y simulación descrita en el capítulo anterior. Estos abarcan el dimensionamiento final del sistema de recuperación de calor, la selección de sus componentes principales, el análisis de su rendimiento térmico mediante simulación computacional y una estimación de la producción de agua destilada.

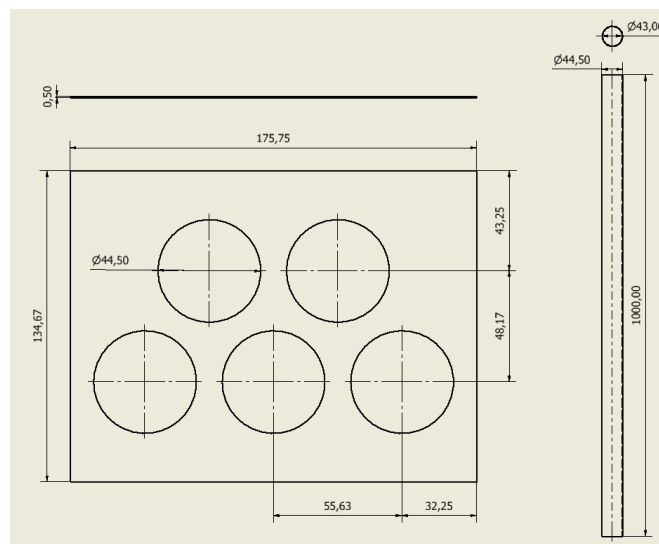
3.1 Dimensiones del sistema

3.1.1 Dimensiones de intercambiador de calor

El intercambiador de calor de tubos aleteados fue dimensionado para cumplir con el área de transferencia de calor requerida de $1,458 \text{ m}^2$, utilizando un total de 5 tubos. En las Figuras 15 a 18 se muestran los planos con las dimensiones detalladas de los componentes del intercambiador.

Figura 15

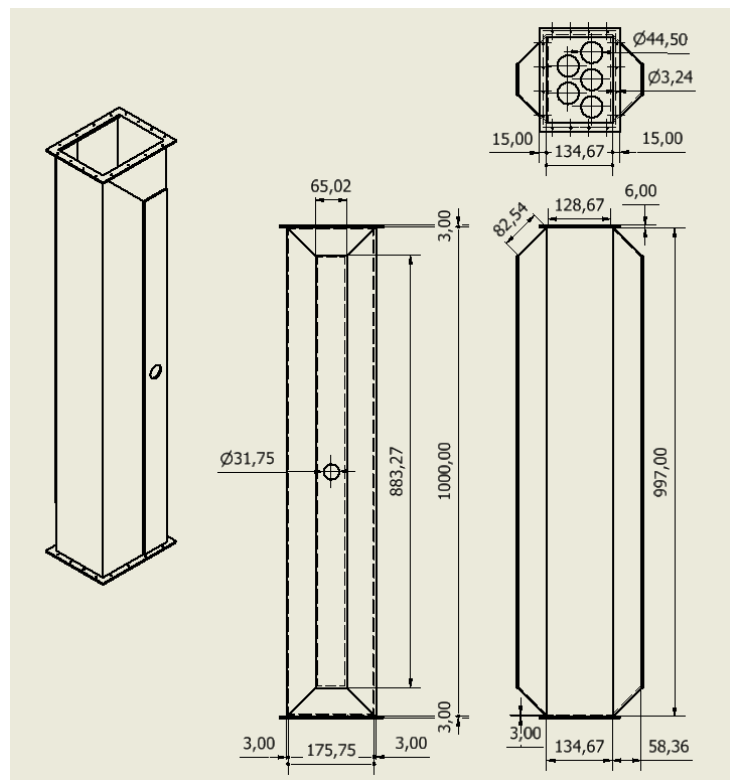
Superficie extendida (1:1) y tubo (1:5)



La Figura 15 detalla las dimensiones de la aleta que lleva el banco de tubos, con un ancho de 175,75 mm y una longitud de 134,67 mm, mostrando la distribución de los tubos en un arreglo de triángulo equilátero.

Figura 16

Carcasa del intercambiador de calor



La Figura 16 presenta la carcasa del intercambiador, con una altura total de 1000 mm y las transiciones para la entrada y salida del fluido caliente.

Figura 17

Tapa superior de carcasa de intercambiador de calor

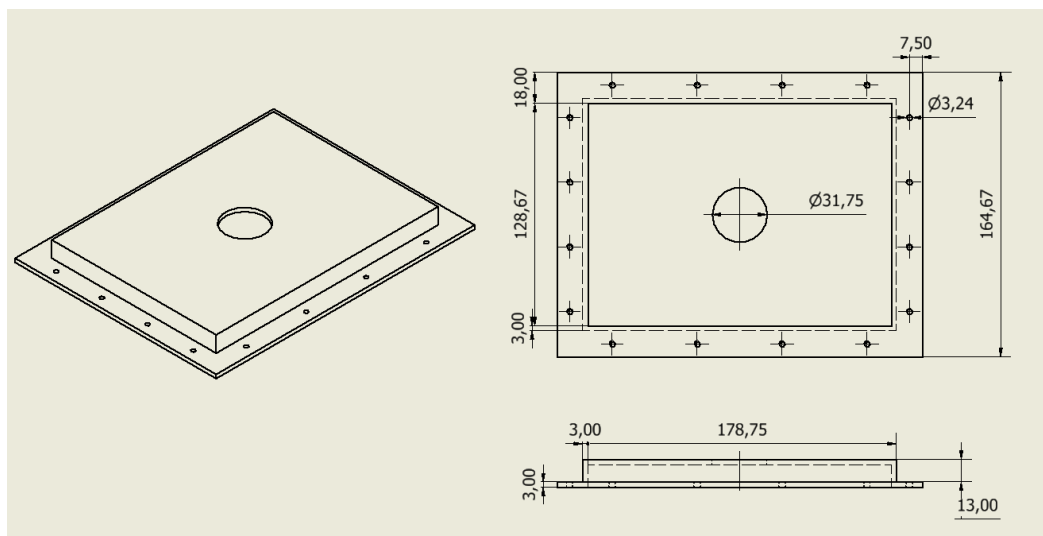
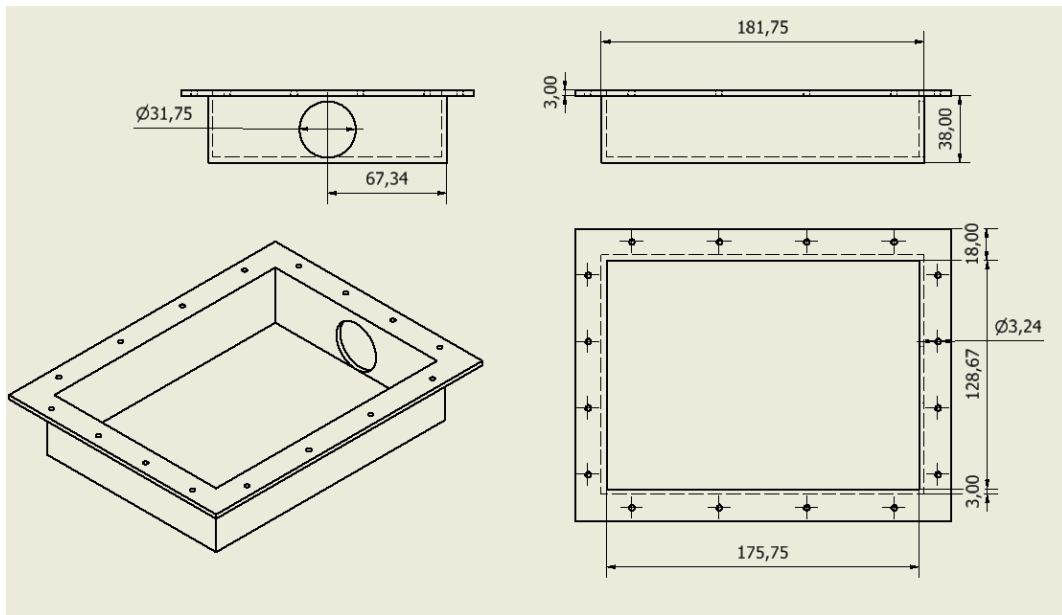


Figura 18

Tapa inferior de carcasa de intercambiador de calor



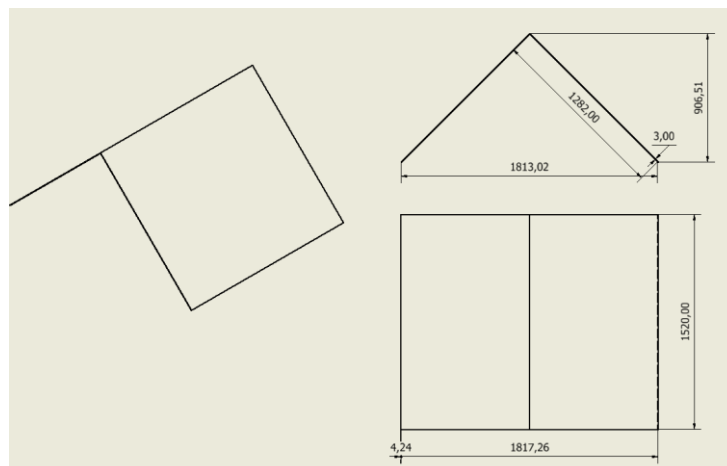
Finalmente, las Figuras 17 y 18 muestran las tapas superior e inferior del intercambiador, respectivamente, con sus correspondientes perforaciones para el paso del fluido frío.

3.1.2 Dimensiones de evaporador condensador

El diseño del evaporador-condensador se basó en los resultados del balance de energía para la condensación del vapor de agua. Se determinó un área de condensación final de 3,896 m².

Figura 19

Superficie de condensación – techos inclinados (1:16)



La Figura 19 muestra el diseño de los techos inclinados, que actúan como superficie de condensación, con una longitud de aproximadamente 1282 mm y un ancho total de 1520 mm.

El ensamblaje completo del evaporador-condensador, que incluye la bandeja caliente y los espacios para la colocación de los canales de refrigeración, se observa en la Figura 20. Y por último en la Figura 21 se detalla las dimensiones del tubo de recolección de agua destilada.

Figura 20

Ensamblaje de evaporador-condensador (1:16)

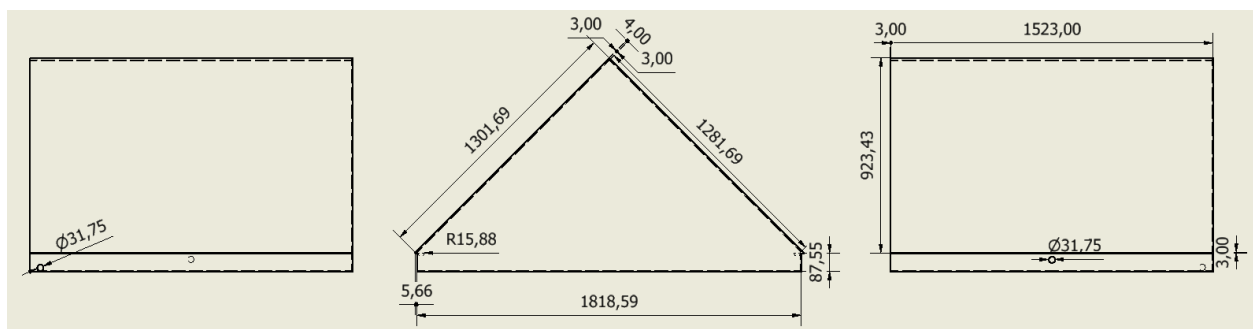
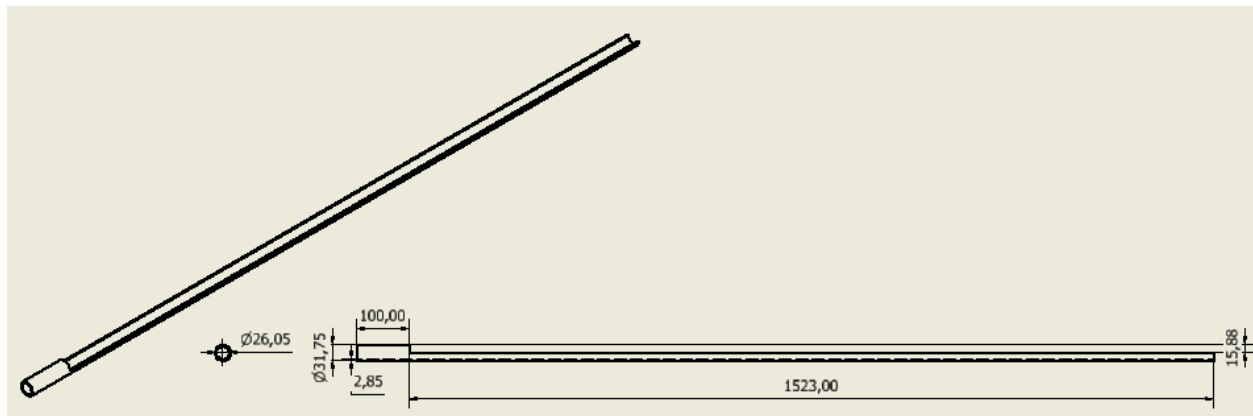


Figura 21

Canal de recolección de agua destilada



3.2 Selección de componentes del sistema

La selección de los materiales y componentes, como ya se ha indicado anteriormente en el capítulo anterior, se realizó considerando la resistencia a la corrosión, la disponibilidad en el mercado local y la compatibilidad con las condiciones de operación del sistema.

3.2.1 Materiales para intercambiador de calor y evaporador condensador

Debido al ambiente altamente corrosivo generado por el agua de mar, se seleccionaron materiales con alta resistencia. La Tabla 11 resume los materiales escogidos para cada componente principal del sistema. Se optó por acero inoxidable AISI 304 para la estructura del intercambiador, tubos, aletas y la bandeja del evaporador por su buena relación costo-beneficio y disponibilidad local. Sus propiedades de resistencia a la corrosión en ambientes salinos a temperaturas moderadas están bien documentadas (Davis, 1994), lo que lo hace adecuado para este servicio.

Para las superficies de condensación, se seleccionó aluminio naval 5083 por su alta conductividad térmica y excelente resistencia a la corrosión marina. Este material es preferido en aplicaciones marinas por su excelente comportamiento frente a la corrosión, como se indica en manuales de diseño de ingeniería (Budynas & Nisbett, 2015).

Tabla 11

Materiales de los componentes principales del sistema

Parte	Material
Carcasa de intercambiador	PLANCHA A/INOX. AISI 304 acabado 2B 3MM (1220X2440) MATE
Tubos de intercambiador	TUBO RED. A/INOX. AISI 304 acabado N4 1" 3/4MMX6MTS
Superficies extendidas en intercambiador	PLANCHA A/INOX. AISI 304 acabado 2B 0.50MM (1220X2440) MATE
Bandeja caliente E-C	PLANCHA A/INOX. AISI 304 acabado 2B 3MM (1220X2440) MATE
Techos inclinados E-C	PLANCHA ALUM. NAVAL 3MM (1/8) (1520X3050)
Techo de canal E-C	PLANCHA A/INOX. AISI 304 acabado 2B 3MM (1220X2440) MATE
Tuberías de conexión del sistema	PVC HT Línea dorada

3.2.2 Componentes del sistema

El sistema completo, ensamblado a partir de los componentes diseñados, se muestra en las Figuras 22 y 23. En estas se ilustra la interconexión entre el intercambiador de calor (izquierda) y

el evaporador-condensador (derecha) mediante tuberías de PVC-HT, adecuadas para el manejo de fluidos a las temperaturas de operación del sistema, según las especificaciones técnicas del fabricante (Plastigama Wavin, s.f.). Se incluyen también válvulas para la regulación del flujo entre los equipos.

Figura 22

Sistema ensamblado Vista 1

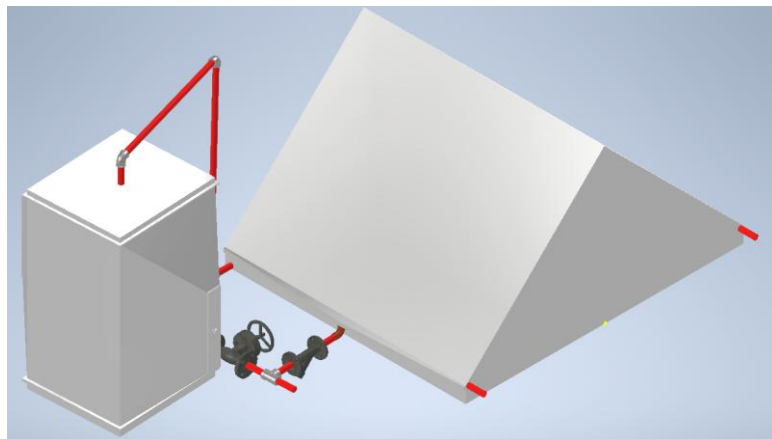
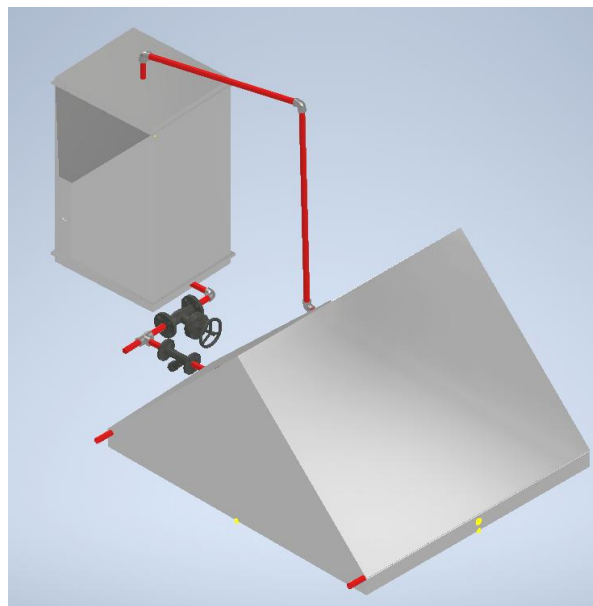


Figura 23

Sistema ensamblado Vista 2



3.2.3 Selección de la bomba

Un componente esencial para el funcionamiento del sistema es la bomba encargada de hacer circular el agua de mar a través del intercambiador de calor. Su selección depende directamente de la caída de presión que debe vencer en el circuito. A continuación, se detalla el cálculo de la caída de presión en los tubos del intercambiador.

Se utiliza la ecuación de Darcy-Weisbach para determinar las pérdidas por fricción.

Teniendo;

$$Tm_c = \frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2}$$

$$Tm_c = \frac{40 + 70}{2} = 55^{\circ}C$$

Propiedades del agua @ a T=55°C. (Iteración realizada del apéndice B.1)

$$\rho = 985,33 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$c_p = 4,183 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right]$$

$$\mu = 503,43 \times 10^{-6} \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right]$$

$$K = 648,15 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]$$

$$Pr = 3,259$$

$$N_{tubos} = 5$$

$$D_i = 0,043m$$

$$L_{tubo} = 1m$$

Rugosidad del acero AISI 304 (ϵ): 0,045 mm (valor estándar para acero comercial)

Primero se determina la velocidad del flujo por tubo:

$$\text{- Flujo másico por tubo: } \dot{m}_{tubo} = \frac{m_c}{N_{tubos}} = \frac{0,1814}{5} = 0,03628 \text{ kg/s}$$

$$\text{- Área por tubo: } A = \pi * \frac{D_i^2}{4} = \pi * \frac{0,043^2}{4} = 0,00145 \text{ m}^2$$

- Velocidad: $v = m_{tubo} / (\rho * A) = 0,03628 / (985,33 * 0,00145) = 0,0254 \text{ m/s}$

Con esto se procede a calcular el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} = \frac{985,33 * 0,0254 * 0,043}{503,43 \times 10^{-6}} = 2141,5$$

Dado que se trata de flujo laminar:

$$f = 64 / Re = 64 / 2141,5 = 0,0299$$

De esta forma se determinó la caída de presión:

- Por fricción: $\Delta P_{fricción} = f \left(L_{tubo} / D_i \right) * \left(\rho v^2 / 2 \right) = 0,0299 * \left(\frac{1}{0,043} \right) * \left(\frac{985,33 * 0,0254^2}{2} \right)$

$$\Delta P_{fricción} = 0,22 \text{ Pa}$$

- Pérdidas menores (entrada y salida, $K \approx 1,5$): $\Delta P_{menores} = K \left(\rho v^2 / 2 \right)$

$$\Delta P_{menores} = 1,5 * \left(\frac{985,33 * 0,0254^2}{2} \right) = 0,47 \text{ Pa}$$

- Caída de presión total: $\Delta P_{total}: \Delta P_{fricción} + \Delta P_{menores} = 0,22 + 0,47 = 0,69 \text{ Pa}$

La caída de presión calculada es extremadamente baja, lo que indica que una bomba centrífuga de baja potencia será suficiente para manejar el caudal de 0,1814 kg/s. La selección final se realizará de un catálogo comercial buscando un equipo que ofrezca el caudal requerido con una carga mínima.

3.3 Análisis del rendimiento térmico (simulación)

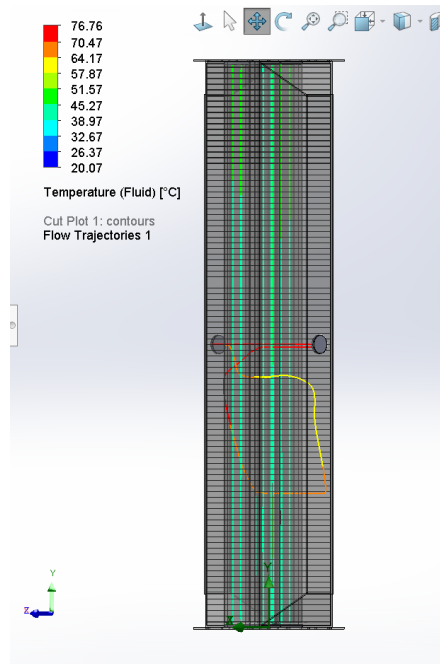
La simulación fue una etapa fundamental para validar el diseño. Los resultados, mostrados en la Tabla 11 y las Figuras 24 a 26, ofrecen una visión más realista del comportamiento del sistema en comparación con los cálculos teóricos iniciales.

El objetivo de diseño era calentar el agua de mar desde 40°C hasta 70°C. Sin embargo, los resultados de la simulación indican que la temperatura de salida del agua de mar es de 46,2°C. Esta diferencia es significativa y se atribuye principalmente a dos factores:

1. Diferencia en el Coeficiente Global de Transferencia de Calor (U): El cálculo teórico arrojó un valor de $U=888 \text{ W/m}^2\text{°C}$, mientras que la simulación determinó un coeficiente promedio de $96,6 \text{ W/m}^2\text{K}$ como se indica en la Tabla 11 más adelante. El valor de la simulación, aunque considerablemente menor, puede considerarse más confiable, ya que modela las trayectorias de flujo (Figura 24 y 25) que las correlaciones empíricas simplifican.

Figura 24

Trayecto de flujo y temperatura del agua del sistema de enfriamiento

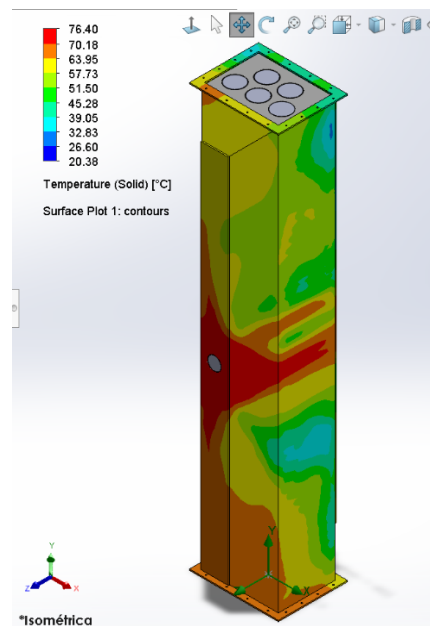


2. Reducción del número de tubos: A pesar de que en el cálculo teórico se definió las dimensiones para 6 tubos en distribución triángulo equilátero, al momento de realizar el modelo CAD las dimensiones calculadas para la superficie extendida solo permitían ubicar 5 tubos en dicha distribución. Esto reduciría el área disponible para la transferencia de calor afectando igualmente en el coeficiente global U del intercambiador.

A pesar de no llegar a la temperatura objetivo, la simulación valida el concepto del sistema. Se consiguió un incremento de temperatura de $6,2^{\circ}\text{C}$, lo cual demuestra que el aprovechamiento del calor residual es factible. El perfil de temperaturas en la superficie del intercambiador (Figura 25) muestra una transferencia de calor efectiva desde el fluido caliente (rojo) hacia las zonas más frías (verde/azul), confirmando el correcto funcionamiento del principio de diseño.

Figura 25

Distribución de temperatura en la superficie del intercambiador

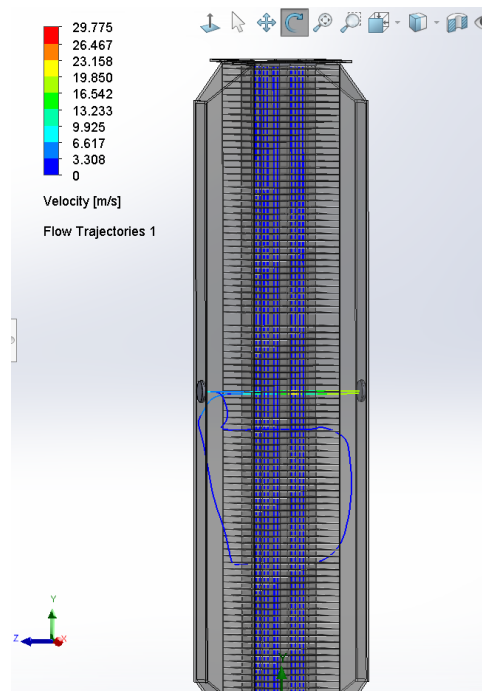


En la Tabla 12 se resumen los principales resultados obtenidos mediante la simulación CFD del intercambiador de calor. Se incluyen los valores del coeficiente global de transferencia de calor (GG Average Heat Transfer Coefficient), la temperatura de salida del agua de mar (SG Cold Outlet Mass Flow Temperature (Fluid) Bulk Average), y la temperatura de salida del agua del sistema de enfriamiento (SG Hot Outlet Mass Flow Temperature (Fluid) Bulk Average). Estos resultados permiten comparar el comportamiento más realista del sistema con las estimaciones teóricas, evidenciando las pérdidas y limitaciones que el modelo analítico no contempla.

Tabla 12*Resultados de la simulación del intercambiador de calor*

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress [%]
GG Average Heat Transfer Coefficient	[W/m^2/K]	84,32349321	96,62347677	84,32349321	108,4057204	100
SG Cold Outlet Mass Flow Temperature (Fluid) Bulk Average	[°C]	46,20267981	45,72215544	45,1916001	46,20267981	14,1
SG Hot Outlet Mass Flow Temperature (Fluid) Bulk Average	[°C]	71,41741537	70,81787151	70,18263111	71,41741537	100

Al analizar los resultados de la Tabla 12 se observa que el coeficiente global de transferencia de calor obtenido en la simulación CFD $96,62 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$ es por mucho al valor teórico obtenido $888 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$. Esta reducción puede explicarse por diversos factores, uno de estos la no uniformidad en la distribución de velocidades como se puede observas en la Figura 26.

Figura 26*Trayecto de flujo y velocidad del agua*

Además de las pérdidas adicionales no consideradas en el modelo analítico, y la resistencia térmica efectiva introducida por la geometría del banco de tubos con aletas. En particular, la

variación de velocidades indica que el flujo no recorre homogéneamente toda la superficie de intercambio generando zonas de bajo contacto térmico, como se observar en la distribución de temperatura sobre la superficie en la Figura 25, Como consecuencia de los factores mencionados se obtendría un menor rendimiento global. Esta diferencia entre cálculo teórico y simulación confirma que los modelos conceptuales son útiles para dimensionamiento preliminar, pero deben ser validados con métodos numéricos o experimentales para obtener predicciones más realistas del desempeño.

3.4 Estimación de producción diaria de agua destilada en base a rendimiento térmico

La producción de agua destilada está directamente ligada a la cantidad de calor que el intercambiador puede transferir al agua de mar. El objetivo inicial de producir 3673,29 L/día.

Utilizando los resultados más realistas de la simulación, el calor realmente transferido (Q_{sim}) es:

$$Q_{sim} = m_c c_p (T_{c,out} - T_{c,in})$$

$$Q_{sim} = 0,1814 \left[\frac{kg}{s} \right] * 4183 \left[\frac{J}{kg^{\circ}C} \right] * (46,2 - 40) = 4705 W = 4,7 kW$$

La producción de agua destilada sería entonces proporcional a este calor.

$$\dot{m}_{agua\ destilada} = \frac{Q_{sim}}{h_{fg}} = \frac{4,7 [kW]}{2333,44 \left[\frac{kJ}{kg} \right]} = 0,0020142 \frac{kg}{s}$$

$$V_{agua\ destilada} = 0,0020142 \left[\frac{kg}{s} \right] * \frac{5,48 [h] * 3600 \left[\frac{s}{h} \right]}{1\ día} * 1 \left[\frac{kg}{L} \right] = 39,74 L/día$$

Esta producción, aunque inferior al objetivo inicial, representa un volumen considerable de agua destilada obtenida a partir de una fuente de energía residual, lo que demuestra la viabilidad y el potencial del sistema.

3.5 Memoria técnica y costo inicial del sistema

La memoria técnica del sistema, que incluye la totalidad de los cálculos de diseño, los planos detallados de fabricación y las especificaciones de los materiales, se encuentra compilada en el presente documento y sus apéndices.

3.5.1 Análisis de costo

Se realizó una estimación preliminar del costo de los materiales principales, basada en cotizaciones del mercado local. La Tabla 13 resume estos costos, arrojando un presupuesto base para la construcción del prototipo. Este análisis no incluye costos de manufactura, ensamblaje ni instrumentación.

Tabla 13

Costo de materiales principales del sistema

Material	Presentación Comercial	Cantidad requerida	Costo por Unidad Comercial (\$)	Costo Total (\$)
Plancha Acero Inoxidable AISI 304	Plancha de 3mm (1220x2440)	3	\$282.47	\$847.441
Plancha Aluminio Naval	Plancha de 3mm (1520x3050)	1	\$541.70	\$541.70
Tubo Redondo Acero Inoxidable 304	Tubo de 1 7/8" x 1.5mm (6mtos)	1	\$97.32	\$97.32
Plancha Acero Inoxidable AISI 304	Plancha de 0.50mm (1220x2440)	1	\$51.82	\$51.82
Tubería y Accesorios PVC- HT	Línea Dorada (Varios)	5	\$150	\$750

Total estimado en materiales: \$2288.281

Capítulo 4

4.1 Conclusiones y recomendaciones

Tras la aplicación de la metodología de diseño, análisis y simulación, y con base en los resultados obtenidos, se establecen las siguientes conclusiones, respondiendo a los objetivos planteados.

4.1.1 Conclusiones

- Se dimensionó un sistema térmico completo para la recuperación de calor, compuesto por un intercambiador de tubos aleteados y un evaporador-condensador. Los planos, cálculos y especificaciones se compilan en la memoria técnica entregada, que constituye la base para una futura construcción de prototipo.
- El cálculo analítico por resistencias y LMTD dio como resultado un coeficiente global teórico muy alto ($\approx 888 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$) y un área efectiva requerida de $1,458 m^2$ (iteración de diseño), lo cual se estimaba permitiría alcanzar temperaturas cercanas a $70^\circ C$. Sin embargo, la simulación CFD mostró un comportamiento más realista con un coeficiente global de $96,6 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$ y temperatura de salida de agua de mar de aproximadamente $46,2^\circ C$. Esta diferencia evidencia que las idealizaciones del modelo analítico son optimistas frente a los efectos tridimensionales y las distribuciones no homogéneas de fluido.
- La simulación CFD (452 iteraciones) validó el concepto de funcionamiento y permitió identificar zonas de baja velocidad y gradientes locales que reducen la transferencia efectiva, mostrando que la herramienta numérica es indispensable para ajustar el diseño conceptual.
- Teniendo como punto de partida el volumen de agua destilada objetivo, se determinó que la producción estimada diaria validada mediante la simulación sería de aproximadamente $40 L/día$ de agua destilada por MCI. Esta cifra es muy inferior al objetivo teórico calculado para cubrir una fracción de la demanda, $3673,29 L/día$ por motor.

- Se propuso materiales compatibles con el ambiente salino (AISI 304, aluminio naval 5083, tuberías PVC-HT) por criterio de disponibilidad local y costos. Con esto se obtuvo un presupuesto inicial estimado para materiales de USD 2 288,28, esto solo corresponde a una estimación preliminar, sin incluir manufactura ni ensamblaje.
- El presente trabajo no entrega un diseño industrial final sino un diagnóstico técnico completo que incluye dimensionamiento, análisis comparativo y simulación. Además, de la identificación de variables críticas como la geometría del intercambiador, caudales de fluido, fouling y selección de materiales.
- El principio en cuestión que guio este proyecto es viable técnicamente, el calor residual del motor puede producir agua destilada. No obstante, no resulta económicamente rentable por la baja producción de agua destilada en comparación al elevado presupuesto inicial requerido solo en materiales.
- El rendimiento del sistema y escala de producción dependen directamente de optimizaciones geométricas del intercambiador, selección adecuada de materiales y garantías frente al ensuciamiento y corrosión.
- Este proyecto representa una solución integral y sostenible que ataca tres frentes clave. Responde a la escasez de agua (ODS 6), mediante una innovadora aplicación industrial que convierte energía residual en un recurso valioso (ODS 9), a la vez que protege la vida marina al reducir la contaminación térmica en la costa (ODS 14). Es un claro ejemplo de cómo la tecnología puede generar un triple impacto: social, industrial y ambiental.

4.1.2 Recomendaciones

Con el propósito de cerrar las brechas técnicas detectadas y preparar la transición a un prototipo funcional, se proponen las siguientes recomendaciones.

- Realizar un estudio de independencia de malla y sensibilidad a condiciones de contorno para reducir incertidumbres numéricas.

- Probar modelos de turbulencia apropiados para zonas con separación y recirculación detectadas en la simulación actual.
- Incluir resistencias por ensuciamiento razonables y el factor F para LMTD (o pasar a ϵ -NTU) en el redimensionamiento térmico.
- Diseñar y montar un banco de prueba a escala reducida que permita medir U real, producción de destilado y comportamiento de materiales durante operación prolongada.
- Comparar técnica y económicamente banco de tubos aleteados vs. casco-y-tubos y placas soldadas para líquido-líquido; priorizar la opción que minimice pérdidas de carga y fouling.
- Evaluar reemplazar AISI 304 por 316L o aceros dúplex en las superficies en contacto directo con agua de mar; considerar ánodos de sacrificio y/o protección catódica donde corresponda.
- Definir y dimensionar la unidad de post-tratamiento necesaria para asegurar cumplimiento de normativas sanitarias en el agua destilada. Este aspecto quedó fuera del alcance de este proyecto y es imprescindible para una implementación real.
- Definir procedimientos de inspección de corrosión y fouling, periodicidad de limpieza, y métricas operacionales (medición de U, ΔT , caudales) para garantizar desempeño y vida útil.

Referencias

- American Society of Mechanical Engineers (ASME). (2019). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII: Rules for Construction of Pressure Vessels*.
- Budynas, R., & Nisbett, J. K. (2015). *Shigley's Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill Education.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Thermodynamics: An engineering approach* (8va Edición ed.). McGraw-Hill Education.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and mass transfer: Fundamentals and applications* (5ta Edición ed.). McGraw-Hill Education.
- Corporación Eléctrica del Ecuador (CELEC EP). (30 de julio de 2021). *CELEC EP Termomanabí realiza trabajos de mantenimiento por 36.000 horas de operación en la Central Térmica Jaramijó*. Obtenido de <https://www.celec.gob.ec/noticias/celec-ep-termomanabi-realiza-trabajos-de-mantenimiento-por-36-000-horas-de-operacion-en-la-central-termica-jaramijo/>
- Davis, J. R. (1994). *ASM Specialty Handbook: Stainless Steels*.
- El-Dessouky, H. T., & Ettouney, H. M. (2002). *Fundamentals of Salt Water Desalination*.
- Ferreira Monteiro, V. (2024). *PROJETO DE RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA PARA DESSALINIZAÇÃO*. UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO , Departamento de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro.
- GMB. (s.f.). *Mantenimiento del sistema de enfriamiento*. Obtenido de GMB : <https://gmb.net/es/mantenimiento-del-sistema-de-enfriamiento/>
- Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill.
- HIDROJAR-EP. (2019). *Plan Estratégico 2019–2022*. Gobierno Autónomo Descentralizado del Cantón Jaramijó. Obtenido de <https://www.hidrojar.gob.ec/wp-content/uploads/2019/05/2.-Plan-Estrategico-HIDROJAR-EP-2.1.docx.pdf>
- Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine. (2006). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons.
- Instituto Nacional de Estadística y Censos (INEC). (2022). *Censo de población y vivienda 2022*. Obtenido de <https://cubos.inec.gob.ec/AppCensoEcuador/>

- Instituto Nacional de Estadística y Censos (INEC). (2022). *Presentación APA 2021: Agua potable y alcantarillado en municipios*. Obtenido de [https://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Encuestas_Ambientales/Municipios_2021/Agua_potable_alcantarrillado_2021/PRESENTACION%20APA%202021_V7%20\(Rov.%20Dicos\).pdf](https://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Encuestas_Ambientales/Municipios_2021/Agua_potable_alcantarrillado_2021/PRESENTACION%20APA%202021_V7%20(Rov.%20Dicos).pdf)
- Kern, D. (1950). *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill.
- Kreith, F., & Bohn, M. S. (2001). *Principios de transferencia de calor*. Thomson Learning.
- Modi, J., & Modi, K. (2017). A REVIEW ON SOLAR STILL AUGMENTED WITH WICK MATERIALS. *International Journal of Advance Research and Innovative Ideas in Education*. Obtenido de <https://www.semanticscholar.org/paper/A-REVIEW-ON-SOLAR-STILL-AUGMENTED-WITH-WICK-Modi-Modi/81348a86da599ce3fd0529335444d9968b8d02f6>
- Plastigama Wavin. (2022). *Catálogo Técnico: Tubería y Accesorios de PVC para Conducción de Agua a Presión*. Obtenido de <https://mediahub.wavin.com/m/878677c65d6a98e4/original/Ficha-Tecnica-Linea-Dorada.pdf>
- Qasem, N., & Zubair, S. (2019). Design and Performance Evaluation of a Finned-Tube Heat Exchanger for Waste Heat Recovery. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 11(4).
- seatemperature. (s.f.). *Manta*. Obtenido de seatemperature: <https://es.seatemperature.net/current/ecuador/manta-manabi-ecuador>
- Shah, R., & Sekulić, D. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons.
- Vera Flores, M. J., & Sanchez Rueda, J. D. (2023). *OPTIMIZACIÓN DEL CONDENSADOR DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA EN MOTORES*. Universidad del Azuay, ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ, Cuenca.
- Young, W., & Budynas, R. (2002). *Roark's Formulas for Stress and Strain (7th ed.)*. McGraw-Hill.

Apéndice A

A.1 Datos de motor de unidad generadora 3

SITE NAME:							
ENGINE 3							
Date time	Gen kW	F,O Inlet Press.	F,O Inlet Temp.	H,T Water Outlet	L,O Inlet Press.	L,O Inlet Temp.	L,T Water Inlet Temp
2012-5-3 16-30M	8363	1.108.565	128	76,9	4.635.778	65,6	39
2012-5-3 16-44M	8238	1.109.722	128	77,2	4.687.5	65,7	39,5
2012-5-3 17-59M	8195	1.171.586	124,7	77,3	4.658.927	65,7	39,4
2012-5-3 17-14M	8123	1.113.831	128,2	76,7	4.610.46	65,5	38,8
2012-5-3 17-29M	8204	1.130.787	128,1	76,9	4.690.755	65,4	38,4
2012-5-3 17-44M	8219	1.124.537	128,3	77,2	4.643.736	65,4	38,4
2012-5-3 17-59M	6516	1.166.319	128,8	74,5	4.73.235	65	38,9
2012-5-3 18-14M	6713	1.168.519	127,6	77,3	4.774.667	64,8	38
2012-5-3 18-29M	6655	1.167.245	130,3	77,2	4.785.156	64,8	37,9
2012-5-3 18-45M	6707	1.145.891	131,5	76,8	4.713.542	64,8	38,1
2012-5-3 19-0M	6663	1.165.856	131,8	77	4.770.327	64,8	38,1
2012-5-3 19-15M	6717	1.14.294	128,5	77	4.773.221	64,8	38,1
2012-5-3 19-30M	6616	1.166.725	131,7	77	4.775.753	64,8	38
2012-5-3 19-45M	6704	1.145.544	132,1	76,8	4.741.754	64,8	38,1
2012-5-3 20-0M	6594	1.164.699	131,5	77,1	4.690.755	64,7	37,9
2012-5-3 20-15M	6741	1.125.926	131,6	77,2	4.758.753	64,6	36,9
2012-5-3 20-30M	6674	1.16.522	131,1	77,3	4.712.819	64,6	37,3
2012-5-3 20-45M	6706	1.149.537	131,5	77,1	4.732.711	64,6	37
2012-5-3 21-0M	6669	1.134.664	131,4	77	4.713.542	64,7	37,5
2012-5-3 21-15M	7489	1.132.176	134,5	78,4	4.649.523	65,1	37,3
2012-5-3 21-30M	7497	1.153.704	129	76,2	4.678.458	65,1	37,6
2012-5-3 21-45M	7451	1.111.458	130,4	77	4.656.395	65,1	37,8
2012-5-3 22-0M	7566	1.149.074	130,1	76,7	4.623.119	65,2	38,3
2012-5-3 22-15M	7482	1.169.097	130,2	77	4.737.052	65	37,5
2012-5-3 22-30M	7356	1.138.715	129,4	77,2	4.673.756	64,9	36,8
2012-5-3 22-45M	7363	1.167.477	130,2	77,3	4.602.865	65,1	37,2
2012-5-3 23-0M	7449	1.167.882	131,1	77,3	4.680.628	65	36,9
2012-5-3 23-15M	7276	1.142.998	131,1	76,6	4.720.052	65	37,4
2012-5-3 23-30M	7331	1.135.764	130,7	76,7	4.672.671	65,2	37,8
2012-5-3 23-45M	7351	1.148.206	129,6	77,3	4.617.694	65,1	37,6
2012-5-4 0-0M	7402	1.12.934	130,4	76,7	4.676.288	65,1	37,3
2012-5-4 0-15M	7434	1.136.227	133	77	4.619.141	65,1	37,7
2012-5-4 0-30M	7492	1.147.049	132,8	77,4	4.566.334	65,1	37,2
2012-5-4 0-45M	7491	1.162.674	129,5	77,3	4.590.206	65	36,9

Apéndice B

B.1 Propiedades termo físicas del agua saturada

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vapor- ization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coefficient, $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2		430

Appendix A ■ *Thermophysical Properties of Matter*931