



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA INDOAMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍAS DE LA
INFORMACIÓN Y COMUNICACIÓN

CARRERA DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

TEMA:

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR PARA REDUCIR EL
CONSUMO ENERGÉTICO DE LOS CALEFONES DEL SISTEMA DE
VENTILACIÓN DE UNA BODEGA DE ALMACENAMIENTO**

Trabajo de titulación bajo la modalidad Propuesta Metodológica previo a la obtención del título de Ingeniero Industrial.

Autor:

Esteban Wladimir Tacuri Guamba

Tutor:

Ing. Wilson Chancusig MsC.

QUITO – ECUADOR

2020

**AUTORIZACIÓN POR PARTE DEL AUTOR PARA LA CONSULTA,
REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL, Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL
TRABAJO DE TITULACIÓN**

Yo, Tacuri Guamba Esteban Wladimir, declaro ser autor de la Propuesta Metodológica, titulado **“DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR PARA REDUCIR EL CONSUMO ENERGÉTICO DE LOS CALEFONES DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN DE UNA BODEGA DE ALMACENAMIENTO”**, como requisito para optar al grado de “Ingeniera Industrial”, autorizo al Sistema de Bibliotecas de la Universidad Tecnológica Indoamérica, para que con fines netamente académicos divulgue esta obra a través del Repositorio Digital Institucional (RDI-UTI). Los usuarios del RDI-UTI podrán consultar el contenido de este trabajo en las redes de información del país y del exterior, con las cuales la Universidad tenga convenios. La Universidad Tecnológica Indoamérica no se hace responsable por el plagio o copia del contenido parcial o total de este trabajo. Del mismo modo, acepto que los Derechos de Autor, Morales y Patrimoniales, sobre esta obra, serán compartidos entre mi persona y la Universidad Tecnológica Indoamérica, y que no tramitaré la publicación de esta obra en ningún otro medio, sin autorización expresa de la misma. En caso de que exista el potencial de generación de beneficios económicos o patentes, producto de este trabajo, acepto que se deberán firmar convenios específicos adicionales, donde se acuerden los términos de adjudicación de dichos beneficios.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Quito, a los 09 días del mes de Julio del 2020, firmo conforme:

Autor: Tacuri Guamba Esteban Wladimir

Firma:



Número de Cédula: 1723188940

Dirección: Capitán Alfonso Yépez y Cayetano Ramírez

Correo Electrónico: wldys.db.96@gmail.com

Teléfono: 0961096817 – 022810554

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de Tutor del Trabajo de Titulación **“DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR PARA REDUCIR EL CONSUMO ENERGÉTICO DE LOS CALEFONES DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN DE UNA BODEGA DE ALMACENAMIENTO”** presentado por, Tacuri Guamba Esteban Wladimir, para optar por el Título de Ingeniero Industrial,

CERTIFICO

Que dicho trabajo de investigación ha sido revisado en todas sus partes y considero que reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del Tribunal Examinador que se designe.

Quito, 09 Julio del 2020



.....
Ing. Wilson Edmundo Chancusig Espin, MSc.

C.I. 0501400618

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Quien suscribe, declaro que los contenidos y los resultados obtenidos en el presente trabajo de investigación, como requerimiento previo para la obtención del Título de Ingeniería Industrial el tema: **“DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR PARA REDUCIR EL CONSUMO ENERGÉTICO DE LOS CALEFONES DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN DE UNA BODEGA DE ALMACENAMIENTO”**, son absolutamente originales, auténticos y personales y de exclusiva responsabilidad legal y académica del autor.

Quito, 09 Julio del 2020



Esteban Wladimir Tacuri Guamba

C.I. 1723188940

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

El trabajo de Titulación, ha sido revisado, aprobado y autorizado su impresión y empastado, sobre el Tema: **“DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR PARA REDUCIR EL CONSUMO ENERGÉTICO DE LOS CALEFONES DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN DE UNA BODEGA DE ALMACENAMIENTO”**, previo a la obtención del Título de Ingeniero Industrial, reúne los requisitos de fondo y forma para que el estudiante pueda presentarse a la suspensión del trabajo de titulación.

Quito,.....

.....

PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

.....

VOCAL 1

.....

VOCAL 2

DEDICATORIA

A mis padres, Delia y Alcides por haberme enseñado el camino de la lucha y el sacrificio de seguir adelante, por los valores impregnados siendo cada día una mejor persona y un gran ser humano, a mis hermanas Gabriela y Pamela, por apoyarme en cada escalón de mi vida.

Esteban.

ÍNDICE DE CONTENIDO	
AUTORIZACIÓN POR PARTE DEL AUTOR PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL, Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	ii
APROBACIÓN DEL TUTOR.....	iii
DECLARACIÓN DE AUTORÍA.....	iv
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO	v
ÍNDICE DE CONTENIDO	vii
ÍNDICE DE TABLAS.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS.....	x
ÍNDICE DE ANEXOS	xii
CAPÍTULO I.....	1
INTRODUCCIÓN	1
Introducción.....	1
Antecedentes.....	4
Justificación.....	5
Objetivo General.....	6
Objetivos Específico	6
CAPÍTULO II	7
INGENIERÍA DEL PROYECTO	7
Diagnóstico de la situación actual de la empresa	7
Área de estudio	20
Modelo Operativo	21
CAPÍTULO III.....	22
PROPUESTAS Y RESULTADOS ESPERADOS	22
Desarrollo de la propuesta.....	22
Cronograma de Actividades	68

Análisis de costos.....	69
CAPÍTULO IV	78
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	78
Conclusiones.....	78
Recomendaciones	79
BIBLIOGRAFÍA	80
PLANOS	89

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Resumen de valores mensuales de temperatura.....	14
Tabla 2: Resumen de valores mensual humedad.....	14
Tabla 3: Eficiencia de la recuperación de calor.....	16
Tabla 4: Área de estudio	20
Tabla 5: Nivel de confianza para el método estadístico.....	23
Tabla 6: Resumen de temperatura del muestreo de datos.....	24
Tabla 7: Resumen de humedad relativa del muestreo de datos.....	25
Tabla 8: Resumen de temperatura del aire expulsado de las manejadoras de aire.....	26
Tabla 9: Parámetros climáticos de promedios de la ciudad de quito.....	28
Tabla 10: Criterios para la selección de alternativas	33
Tabla 11: Alternativas para la ponderación del proyecto.....	34
Tabla 12: Calificación de criterios.....	34
Tabla 13: Calificación de las alternativas con respecto al criterio de valor económico ...	34
Tabla 14: Calificación de las alternativas con respecto al criterio de eficiencia.....	35
Tabla 15: Calificación de las alternativas con respecto al criterio de construcción	35
Tabla 16: Calificación de las alternativas con respecto al criterio de diseño.....	35
Tabla 17: Selección de alternativa	36
Tabla 18: Propiedades del fluido caliente	42
Tabla 19: Propiedades del fluido frío.....	42
Tabla 20: Fluido caliente.....	45
Tabla 21: Fluido Frío	45
Tabla 22: Temperatura de salida, nuevas temperaturas promedio	54
Tabla 23: Datos de la nueva interacción	54
Tabla 24: Coeficiente de contracción y expansión de los fluidos	57
Tabla 25: Nuevos datos de interacción de la caída de presión del intercambiador	59
Tabla 26: Trabajo en horas del intercambiador de calor con respecto al ahorro anual	67
Tabla 27: Cronograma de Actividades 2019-2020	68
Tabla 28: Datos de placa de la manejadora de aire	70
Tabla 29: Análisis de costos VAN y TIR del proyecto de intercambiador de calor	73
Tabla 30: Valoración de impacto y magnitud de la matriz de leopold	75

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Porcentaje utilización de equipos eléctricos	2
Figura 2: Consumo eléctrico ecuatoriano	2
Figura 3: Consumo regional ecuatoriano costa-sierra	3
Figura 4: Calefones del sistema de ventilación	9
Figura 5: Unidades Manejadoras de aire (UMA) de la bodega de almacenamiento	9
Figura 6: Data de temperatura del mes de junio 2019	10
Figura 7: Data de humedad del mes de junio 2019	10
Figura 8: Data de temperatura del mes de julio 2019	11
Figura 9: Data de humedad del mes de julio 2019	11
Figura 10: Data de Temperatura del mes de Septiembre 2019	12
Figura 11: Data de Humedad del mes de Septiembre 2019	12
Figura 12: Data de Temperatura del mes de Octubre 2019	13
Figura 13: Data de Humedad del mes de Octubre 2019	13
Figura 14: Resumen de temperatura de la bodega de almacenamiento 2019	14
Figura 15: Resumen de humedad relativa de la bodega de almacenamiento 2019	15
Figura 16: Sistema de climatización	17
Figura 17: Recuperador de placas con aletas	19
Figura 18: Descripción y aplicación de las actividades que se identificaron en el “Modelo Operativo”	21
Figura 19: Datalogger colocado para la medición de temperatura	22
Figura 20: Temperatura del muestreo de los datos recolectados	24
Figura 21: Humedad relativa del muestreo de los datos recolectados	24
Figura 22: Data de temperaturas de las UMAS 2019	26
Figura 23: Clima de Quito	27
Figura 24: Distribución anual de temperatura de Quito 2019	29
Figura 25: a) Intercambiador de carcasa y tubo (BEM) con un paso de tubo b) Intercambiador de tubo cubierta (BEU) con una pasada de carcasa y dos pasadas de tubo	30
Figura 26: Intercambiador de calor regenerativo	31
Figura 27: Intercambiador de superficies planas	32
Figura 28: Intercambiador de calor compacto	32

Figura 29: Tipo de placa con aletas a) llana b) espina de pescado c) perforado d) aleta de tira offset	33
Figura 30 : Parámetros de fricción y colburn fluido caliente.....	44
Figura 31: Parámetros de fricción y colburn fluido frío	44
Figura 32: Aleta de tira offset	45
Figura 33: Ingreso de parámetros para el cálculo conectivo en EES fluido caliente	46
Figura 34: Solución de EES valor coeficiente del fluido caliente.....	47
Figura 35: Ingreso de parámetros para el cálculo coeficiente en EES fluido frío.....	48
Figura 36: Solución de EES valor coeficiente del fluido frío	48
Figura 37: Núcleo de tubo cuadrado múltiple.....	56
Figura 38: Parámetros de ingreso caída de presión fluido caliente	60
Figura 39: Resultado de caída de presión del fluido caliente.....	60
Figura 40: Resultado de caída de presión del fluido frío	61
Figura 41: Resultado de caída de presión del fluido frío	61
Figura 42: Diseño de aleta offset strip fin.....	62
Figura 43: Diseño del núcleo del intercambiador de calor	62
Figura 44: Proyección de una parte del intercambiador de calor	63
Figura 45: Mallado del intercambiador de calor	63
Figura 46: Selección del material del intercambiador de calor	64
Figura 47: Características de fluido caliente.....	64
Figura 48: Características de fluido frío	65
Figura 49: Proyección de simulación de ingreso de temperaturas del intercambiador de flujo cruzado	65
Figura 50: Resultado de temperatura de salida del fluido frío	66
Figura 51: Resultado de temperatura de salida del fluido frío	66
Figura 52: Resultado de salida de velocidad de los fluidos	67
Figura 53: El impacto ambiental de la matriz de Leopold del proceso del sistema de climatización actual	76
Figura 54: Diminución de impacto ambiental de la matriz de Leopold con la instalación del intercambiador de calor.....	77

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Tabla de propiedades del Aire.....	82
Anexo 2. Eficiencia y área de superficie de configuraciones de aletas.	83
Anexo 3. Ficha Técnica del material Acero Inoxidable 304.....	84
Anexo 4. Eficiencia de las diferentes geometrías de aletas	85
Anexo 5. Relaciones de la efectividad para los intercambiadores de calor	86
Anexo 6. Cotización de construcción del intercambiador de calor	87
Anexo 7. Precio del tanque de GLP comercial (45 Kg)	88

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA INDOAMÉRICA

FACULTAD DE INGENIERÍAS Y TECNOLOGÍAS DE LA INFORMACIÓN Y COMUNICACIÓN

CARRERA DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

TEMA: “DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR PARA REDUCIR EL CONSUMO ENERGÉTICO DE LOS CALEFONES DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN DE UNA BODEGA DE ALMACENAMIENTO”

AUTOR: Tacuri Guamba Esteban Wladimir

TUTOR: ING. Wilson Edmundo Chancusig Espin, MSc.

Resumen Ejecutivo

La bodega de almacenamiento distribuye insumos farmacéuticos por lo tanto en sus especificaciones de temperatura su climatización en el área es de 15 °C a 30 °C y una humedad relativa de 10% a 70%, para llegar a cumplir estas condiciones posee de un sistema de climatización. Para calentar el aire interno del área de almacenamiento la bodega utilizaba dos calefones a gas por lo que la empresa tenía altos gastos económicos en el consumo de combustibles y un gasto energético considerable, el sistema de climatización también tiene dos manejadoras de aire que ayudan al calentamiento e enfriamiento del área cuando los calefones no estén en utilización, para disminuir este impacto se ha desarrollado un diseño de un recuperador de calor compacto aire-aire PFHE con aletas tipo offset strip fin, el aire residual que se va a recuperar es directamente de la manejadora de aire UMA1 que expulsa esa energía al medio ambiente, la temperatura de entrada del aire caliente al intercambiador de calor es de 36 °C y 16 °C del aire frío, la transferencia de calor de este equipo genera 16.61 kW, la temperatura de salida del intercambiador de calor es del aire caliente de 22.18 °C y del aire frío de 32.71 °C, con una caída de presión muy baja de 2002.86 Pa para el lado del fluido caliente y 1508.91 Pa para el fluido frío, el material que se utiliza para el diseño de este tipo de sistema es de Acero Inoxidable 304, que es un acero de buenas propiedades y ayuda al intercambiador en su conductividad térmica, todos los componentes se plantearon bajo los criterios ingenieriles que permiten al recuperador de calor tener un sistema de un rendimiento óptimo con los materiales idóneos asegurando un ahorro económico a la empresa de 8412.09 dólares al año, este valor equivale a 141 tanques de GLP.

DESCRIPTORES: calefones a gas, diseño de un recuperador de calor, sistema de climatización

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA INDOAMÉRICA

**FACULTY OF ENGINEERING AND INFORMATION AND COMMUNICATION
TECHNOLOGIES**

INDUSTRIAL ENGINEERING CAREER

TOPIC: "DESIGN OF A HEAT RECOVERY SYSTEM TO REDUCE THE ENERGY CONSUMPTION OF THE HEATING OF THE VENTILATION SYSTEM OF A STORAGE CELLAR"

AUTHOR: Tacuri Guamba Esteban Wladimir

TUTOR: ING. Wilson Edmundo Chancusig Espin, MSc

EXECUTIVE SUMMARY (ABSTRACT)

The storage hold distributes pharmaceutical inputs therefore in its temperature specifications its air conditioning in the area is 15 oC to 30 oC and a relative humidity of 10% to 70%, to reach these conditions it has an air conditioning system. To heat the internal air of the storage area the winery used two gas heaters so the company had high economic expenses in fuel consumption and considerable energy expenditure, the air conditioning system also has two air handles that help the heating and cooling of the area when the heaters are not in use, to decrease this impact has developed a design of a compact air-to-air recovery PFHE with strip offset fins, the residual air to be recovered is directly from the air handler UMA1 that expels that energy to the environment , the hot air inlet temperature to the heat exchanger is 36oC and 16oC of cold air, the heat transfer of this equipment generates 16.61 kW, the output temperature of the heat exchanger is of the hot air of 22.18oC and the cold air of 32.71oC, with a very low pressure drop of 2002.86 Pa for the hot fluid side and 1508.91 Pa for cold fluid for cold fluid , the material used for the design of this type of system is 304 Stainless Steel, which is a steel of good properties and helps the exchanger in its thermal conductivity, all components were raised under the engineering criteria that allow the heat recuperator to have a system of optimal performance with the right materials ensuring an economic saving to the company of \$8412.09 per year, this value is equivalent to 141 LPG tank destroyers.

KEY WORDS: gas heating, air conditioning system, design of a heat recovery

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

Introducción

En la actualidad entre las principales preocupaciones del ser humano está el excesivo consumo de energía eléctrica que es una fuente de energía que se obtiene mediante el movimiento de cargas eléctricas que se producen en el interior de materiales conductores. La energía eléctrica puede obtenerse de centrales solares, eólicas, hidroeléctricas, térmicas, nucleares y mediante la biomasa o quema de combustible y representa casi la mitad de la demanda energética mundial (Saldamando, Luis, 2018).

En Europa actualmente se consume el 25% de la energía total, el cual el 13% representa el calentamiento de agua en hogares, existen diferencias entre países como en Rumania que va desde el 5% hasta el 65%. A diferencia de Sudáfrica el 25% de la energía total del país es consumida por el sector residencial donde alrededor del 40% de esta energía es destinada al calentamiento de agua, el 90% de las casas urbanas y el 42% de las rurales tienen acceso a la red eléctrica y se estima que más del 95% de los sistemas son eléctricos. En Australia el sector residencial consume el 11,2% del total de la energía del país el cual el calentamiento de agua es el segundo mayor consumo de energía de un hogar con un consumo del 21% de la energía del hogar. Alrededor del 48% de los equipos utilizan gas natural y 45% electricidad (Saldamando, Luis, 2018).

En América del Norte los Estados Unidos se reconoce que en el sector residencial consume un 21% de la energía total y se incluye el calentamiento de agua es el segundo uso energético más grande. En Argentina existen varios factores en el cual se localiza grandes subsidios existentes como, el gas natural es uno de los componentes principales de la matriz energética que equivale a más del 50% de la energía primaria del país, se estima que Brasil se aproxima al 22% del consumo total de energía eléctrica el cual es consumida por el sector residencial por lo tanto 20% de este se utiliza para calentamiento de agua con energía eléctrica (Saldamando, Luis, 2018).

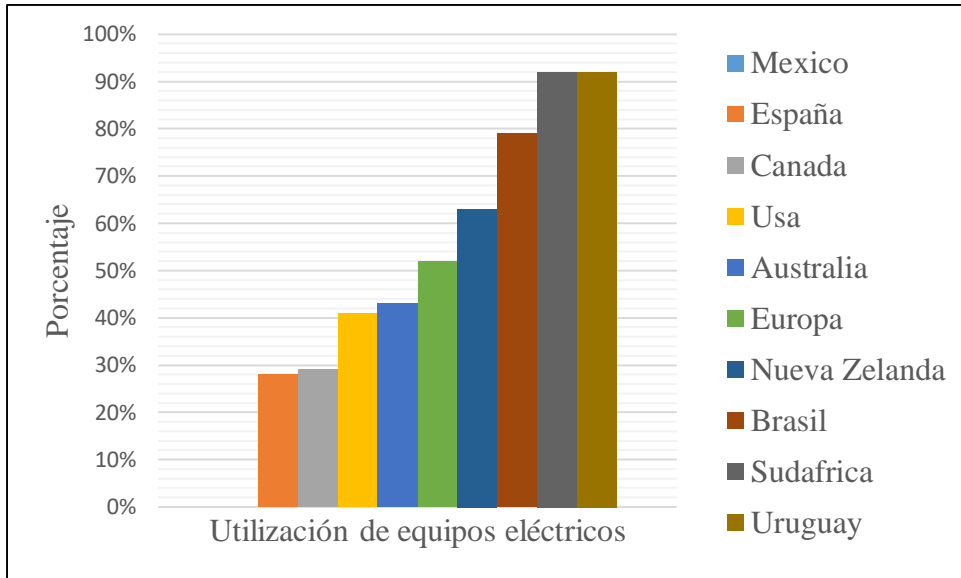


Figura 1: Porcentaje utilización de equipos eléctricos
Fuente: (Saldamando, Luis, 2018)
Elaborador por: El investigador

El consumo varía dependiendo de la estación del año registrándose que corresponde a un 18% en verano y un 22% en invierno promediando el 20% anual del consumo de los hogares. Se estima una demanda de energía y potencia del sistema eléctrico del Ecuador que ha mantenido un crecimiento sostenido durante la última década, la mayoría de la electricidad es consumida por la industria (40%), seguido por el sector residencial (35%) y comercial (20%). Además, se localiza en la ciudad de Quito el caso representativo de consumo eléctrico en el transporte público (trolebús) (Ulloa, 2015).

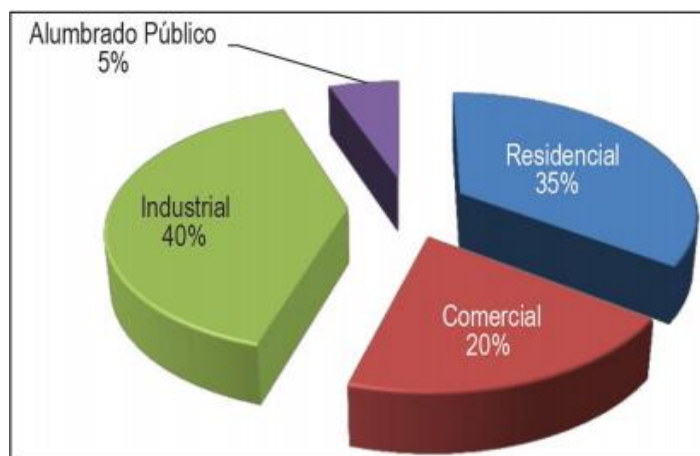


Figura 2: Consumo eléctrico ecuatoriano
Fuente: (Ulloa, 2015)
Elaborado por: El investigador

En cuanto a consumo de energía por ciudades en el Ecuador, el mayor consumo se encuentra en la ciudad de Quito y Guayaquil, el cual representan el 50% del consumo nacional. Los comportamientos de la demanda eléctrica a nivel nacional, en el período de demanda máxima u horas pico, está influenciado por el consumo del sector residencial, esto debido principalmente al uso de la iluminación, representando en la Costa el 43%, y en la Sierra el 55% del consumo total residencial. El segundo uso más importante en términos de incidencia en la punta es la refrigeración de alimentos con el 23% en la Costa y el 14% en la Sierra (Ulloa, 2015).

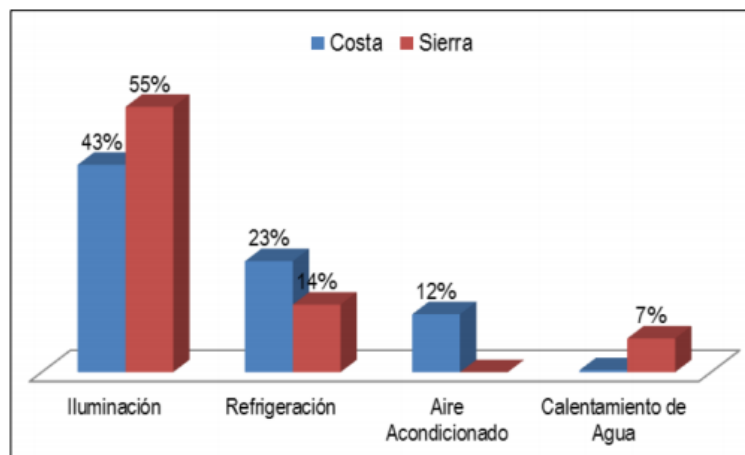


Figura 3: Consumo regional ecuatoriano costa-sierra

Fuente: (Ulloa, 2015)

Elaborado por: El investigador

La Costa es la región que utiliza el tercer uso más importante que es el aire acondicionado con el 13%, mientras que en la Sierra era el calentamiento de agua, que aportaba con el 7%. En el año 2010 se dio a conocer información referente al respecto de los consumos y facturación del sector residencial por regiones, el cual se indica que la mayoría de los clientes del sector, Sierra como Costa, se encuentran en la clase media baja entre consumos que redondean los 50 y 200 kWh/mes (Ulloa, 2015).

Antecedentes

La empresa de servicios logísticos nace en 1999, con el propósito de brindar servicios integrales de logística, cumpliendo con estándares internacionales diseñados de acuerdo a las necesidades del cliente con base a sus propias políticas y procedimientos internos. Está constituida por una matriz en Quito y cinco sucursales: dos en Guayaquil, Cuenca, Sto. Domingo y Portoviejo desde donde ocupa el mayor territorio nacional. El 90% de los ordenamientos corresponden al sector farmacéutico (Ils Corporation, 2019).

La empresa de servicios logísticos cuenta con una bodega de almacenamiento que utiliza un sistema de climatización por medio de la ventilación mecánica que cuenta con ductos y extractores de aire. Su misión y visión es brindar servicios logísticos integrales que buscan la satisfacción del cliente a través de la aplicación de sistemas de gestión integral, tecnología y el cuidado de los trabajadores, y buscará consolidarse como líder de servicios logísticos en el Ecuador y tener presencia en sus países vecinos.

Debido que en el sistema de climatización de la bodega exige valores económicos elevados de consumo energético por calentamiento de agua, ya que el aumento de almacenamiento de productos en el interior de la bodega requería más carga de refrigeración. La empresa designó la no utilización de los calefones que utilizan un gasto adicional ya que utilizan GLP, pero en el proceso de no utilizar los calefones tiene una variación en la climatización que necesita la bodega ya que según sus requerimientos establecidos de temperatura de la bodega son de:

- 15 °C – 30 °C y una humedad que va en rangos de 10% - 70%.

La ventilación puede causar en pérdidas un porcentaje muy importante, debido a esta causa se aprovecha el calor de aire de ventilación para reducir las pérdidas. En clima frío antes de ser ventilado se precaliente y el aire de la ventilación se utiliza como medio para mejorar el consumo de energía, se controla los caudales de esa manera se recupera una parte de la energía del aire de expulsión, el sistema de ventilación mecánica es controlada mediante doble flujo con recuperación de calor, con el objetivo de lograr que el confort de almacenamiento y calidad del aire interior obtenga disminuir el gasto energético.

Justificación

Se crea un **impacto** ambiental debido al desperdicio de la energía potencial térmica expulsado en la salida de aire caliente de las manejadoras de aire que son parte del sistema de ventilación de la bodega de almacenamiento, por lo que cada vez es más necesario reducir estas emisiones de manera que se obtenga menor consumo energético global. Lo que conlleva a un aumento de la eficiencia del proceso industrial por dicho motivo surge la necesidad de diseñar el sistema de recuperador de calor.

Es **importante** comprender que en el mercado existen varias marcas que producen sistemas de recuperadores de calor, la bodega de almacenamiento quiere ingresar una maquinaria que sea innovadora y con un costo asequible para reducir estas emisiones de calor residual de forma que se aproveche su energía térmica para abastecer ciertas necesidades, dentro de las industrias o fuera de ella.

La realización de esta investigación tendrá una **utilidad** teórica importante que servirá como originario en el desarrollo del sistema de recuperación de calor, basado en datos de la industria e información de temperatura necesaria para determinar la viabilidad del uso del diseño de recuperación de calor en una empresa específica, determinando en la última instancia las repercusiones económicas que contiene.

El **beneficiario** de esta investigación será la empresa que obtendrá un mejor control de climatización y puede obtener un ahorro económico que se determinan por el ahorro energético de la quema de combustibles fósiles en el levantamiento de la información. El sistema de recuperación de calor brinda una eficiencia energética y reduce las emisiones que pueden ser dañinos al ambiente y así contribuye con la protección del medio ambiente.

El proyecto es **factible** por que la empresa brinda información sobre la manera en que funciona el proceso de climatización en el almacenamiento a condiciones específicas, para que el investigador pueda tener un criterio y poder determinar qué tipo de sistema de recuperación de calor se realizará. Un estudio como este será trascendental al promover a futuras investigaciones relacionadas con el diseño de recuperador de calor.

Objetivo General

Diseñar un sistema de recuperación de calor con la reutilización de aire residual que genera el sistema de refrigeración para reducir el consumo energético de los calefones del sistema de ventilación de una bodega de almacenamiento.

Objetivos Específico

- Realizar un levantamiento del diseño del sistema actual, con información de la empresa y con equipos que recolectan datos para las variables que necesita el recuperador de calor.
- Establecer parámetros, variables para el diseño del sistema de recuperación, por medio de los datos recolectados de la bodega, el aire a recuperar, el dimensionamiento, y la transferencia de calor.
- Diseñar el sistema de recuperación de calor, por medio de fórmulas termodinámicas de transferencia de calor y con la utilización de software en simulación de fluidos, para el ahorro económico que ayuda este tipo de sistemas.

CAPÍTULO II

INGENIERÍA DEL PROYECTO

Diagnóstico de la situación actual de la empresa

La empresa de servicios logísticos cuenta con una bodega de almacenamiento que utiliza un sistema de climatización por medio de la ventilación mecánica que cuenta con ductos y extractores de aire. Anteriormente el sistema poseía dos medios para el calentamiento de agua: solar y de combustión, el procedimiento solar posee cuatro paneles de tubo al vacío con capacidad para calentar 85 litros a 80°C cada uno.

El método de combustión poseía dos calefones con capacidad de calentar 22 ltrs/min a 70°C cada uno, según la hoja de operación del sistema de climatización está compuesto por dos equipos en paralelo que permiten por si solos manejar más del 75% de la carga pico, se han requerido de dos unidades de aire acondicionado tipo paquete instalados en la parte exterior. El aire se enfría en el evaporador de las unidades paquete por efecto de la evaporación del fluido refrigerante y se calienta por medio de dos intercambiadores de calor tipo directo, en la cual circula agua caliente a 80°C.

Cuando el sistema llama a calentamiento, si la temperatura es inferior a 18°C por más de cuatro horas consecutivas, el sistema de control enciende la bomba de recirculación de agua, por diferencia de presión se encienden los calefones si la temperatura del agua del tanque de acumulación está por debajo de los 40°C, la temperatura mantenida por el sistema solar es capaz de mantener la temperatura del agua hasta los 80°C. Cuando la temperatura del aire llega a la temperatura del set point, apaga una unidad y queda encendida una solamente, y si la temperatura excede del valor del set point, el calefón se apaga y el aire solamente recircula.

Si existe un llamado a enfriamiento si la temperatura supera los 22°C por más de cuatro horas consecutivas, en el primer arranque se enciende las dos unidades manejadoras de aire acondicionado hasta llegar a la temperatura deseada posterior cada una de las unidades es alternado y la secuencia de la alternancia está controlada por un PLC. El control de temperatura se realiza mediante un PLC con un programa que permite el encendido autónomo de los sistemas de acuerdo a las necesidades de la sala.

Si la humedad sube de 50% HR se enciende la bomba de suministro para calentar el aire y mantenerlo dentro de condiciones, si asciende de 55% HR se acciona una de las unidades

manejadoras de aire y al mismo tiempo la bomba de suministro. Si la humedad supera los 58% HR, se encienden las dos unidades manejadoras de aire y al mismo tiempo la bomba de suministro para alcanzar las condiciones psicométricas del aire deseadas.

El aire es conducido a través de ductos hacia el área de la bodega. En el sistema de calentamiento de agua requería de 4 tanques de GLP de 45 KG, que se demandaban en temporada fría de hasta 20 tanques al mes con un costo de \$1,200 y en temporada de verano 12 tanques con un costo de \$ 720, el cambio del tanque de GLP con un valor de \$60 dólares c/u, se estima que el gasto anual en consumo de GLP es de un precio \$14,400.

Los dos calefones utilizan una potencia nominal de 22.4 kW cada uno según dato de la placa, si el sistema trabaja en temporada fría 6 horas al día y en temporada normal 2 horas día por lo tanto el consumo al mes de energético es de 8,064 kWh/mes, se estima que se realiza un consumo total del año aproximadamente de 96,768 kWh/año, con un valor elevado de \$ 8,709.12.

Se estima el costo de los calefones en conjunto con el gasto de GLP el cual representa un valor de \$23,109.12 al año en comparación con el consumo eléctrico actual de la empresa en el cual muestra un valor representativo de un 27% de gasto ya que la empresa consume un valor de \$84,000. El sistema también contiene dos calefones marca INSTAMATIC con las siguientes características de placa del equipo:

- **Fabricante:** SHENTQ TAY CO LTD.
- **Modelo:** GO-179
- **Tipo:** INSTANT/GLP
- **Potencia:** 24.3 (kW)
- **Gasto nominal:** 22.4 (kW)
- **Caudal Mínima de agua:** 7 ltrs/min
- **Caudal Máxima de agua:** 26.3 ltrs/min



Figura 4: Calefones del sistema de ventilación

Fuente: Investigación de campo

Elaborador por: El investigador

El sistema de climatización de la bodega de almacenamiento cuenta con dos manejadoras de aire UMA1-UMA2. Los equipos de aires acondicionados son de tipo central, donde sus unidades están auto incluidas, contienen en su interior el condensador y el evaporador que se encuentran en el mismo sistema y el aire circula a las diferentes áreas, su objetivo es suministrar un caudal de aire tratado o acondicionado para ser distribuido por una red de ductos a los espacios habitados. Es muy utilizado en edificaciones de gran tamaño de espacio, por ejemplo; bancos, oficinas, centros deportivos, restaurantes, entre otros. Los equipos se instalan en el exterior, usualmente en losas de techos; la longitud de las unidades cambian de acuerdo a la capacidad, las más utilizadas son de: 3.0 TR a 30.0 TR (Brito, 2011).



Figura 5: Unidades Manejadoras de aire (UMA) de la bodega de almacenamiento

Fuente: Investigación de campo

Elaborador por: El investigador

El monitoreo mensual de temperatura y humedad relativa de la bodega de almacenamiento está dividida en cuatro puntos en el interior, por el cual los datos recogidos de los dataloggers de la bodega recolectan información cada diez minutos, los siguientes gráficos son de los meses de junio, julio, septiembre y octubre.

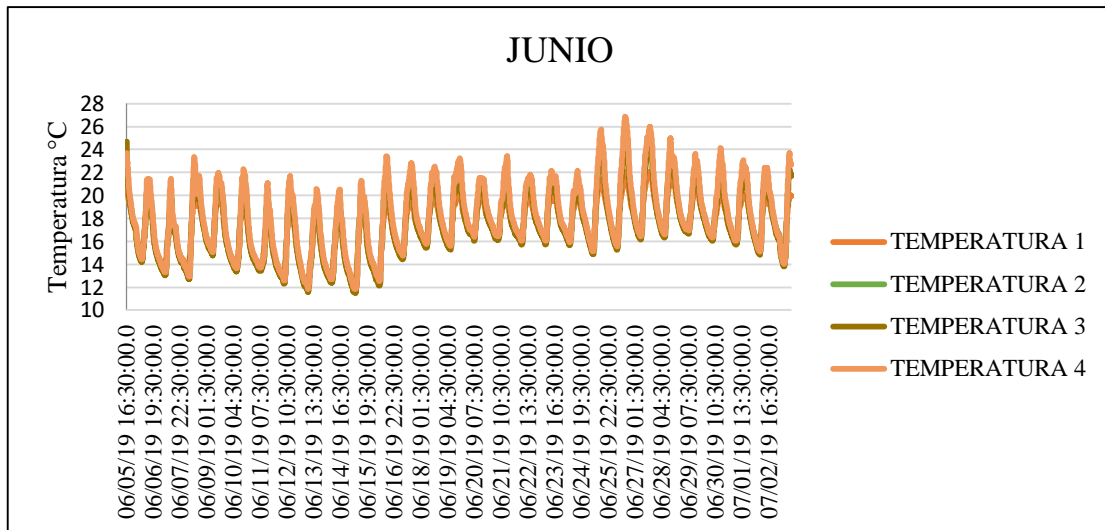


Figura 6: Data de temperatura del mes de junio 2019
Fuente: Investigación de campo
Elaborado por: El investigador

Este dato corresponde al monitoreo del mes de junio de los días 05-06-2019 al 02-07-2019. Los valores máximos de temperatura en el mes fueron de 27 °C y valores mínimos de 12 °C y 11 °C.

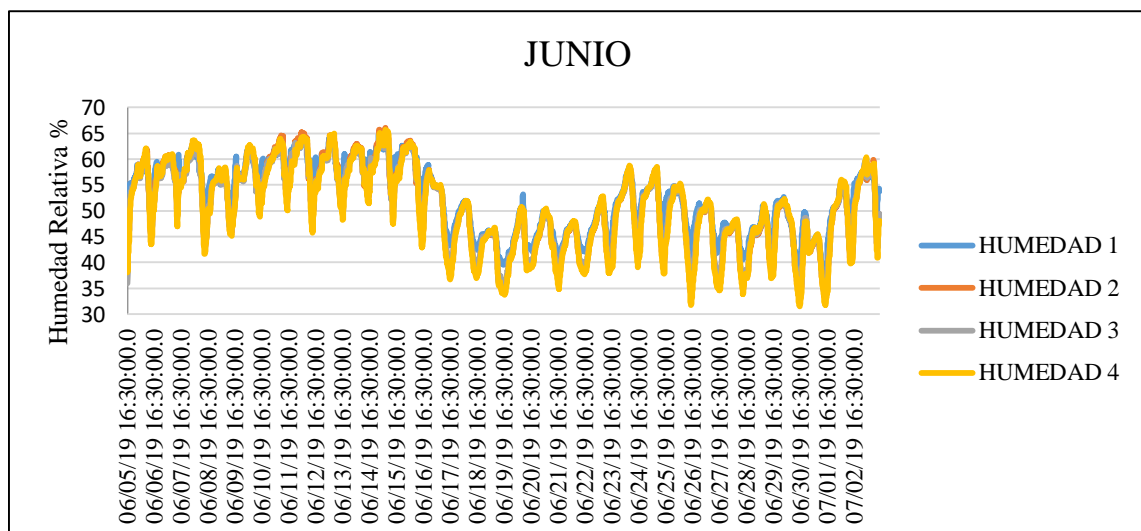


Figura 7: Data de humedad del mes de junio 2019
Fuente: Investigación de campo
Elaborado por: El investigador

Este dato corresponde al monitoreo del mes de junio de los días 05-06-2019 al 02-07-2019. Los valores máximos de humedad en el mes fueron de 65% y valores mínimos de 35% de humedad.

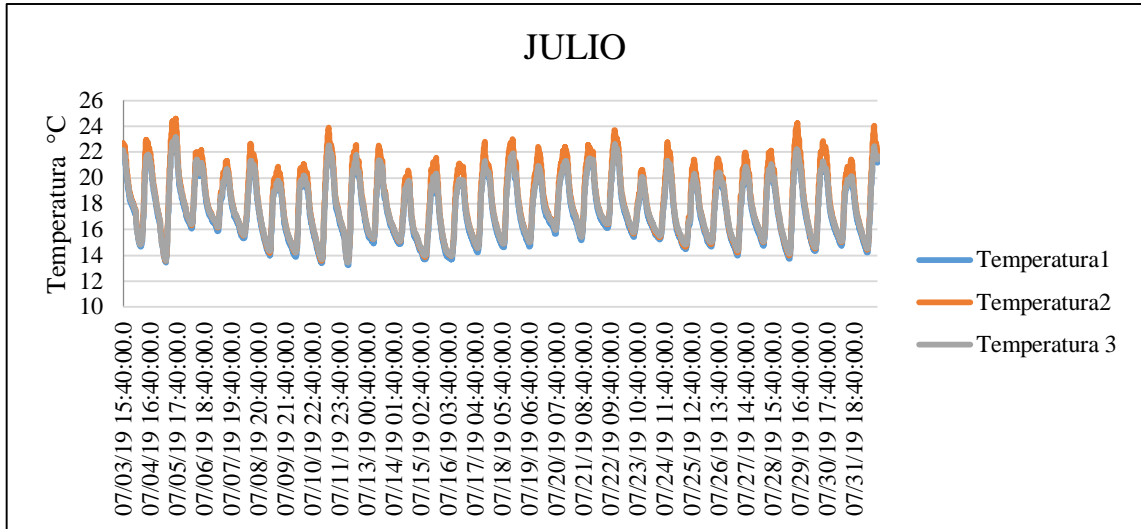


Figura 8: Data de temperatura del mes de julio 2019
Fuente: Investigación de campo
Elaborado por: El investigador

Este dato corresponde al monitoreo del mes de julio de los días 03-07-2019 al 31-07-2019, los valores máximos de temperatura en el mes fueron de 24 °C y valores mínimos de 13 °C.

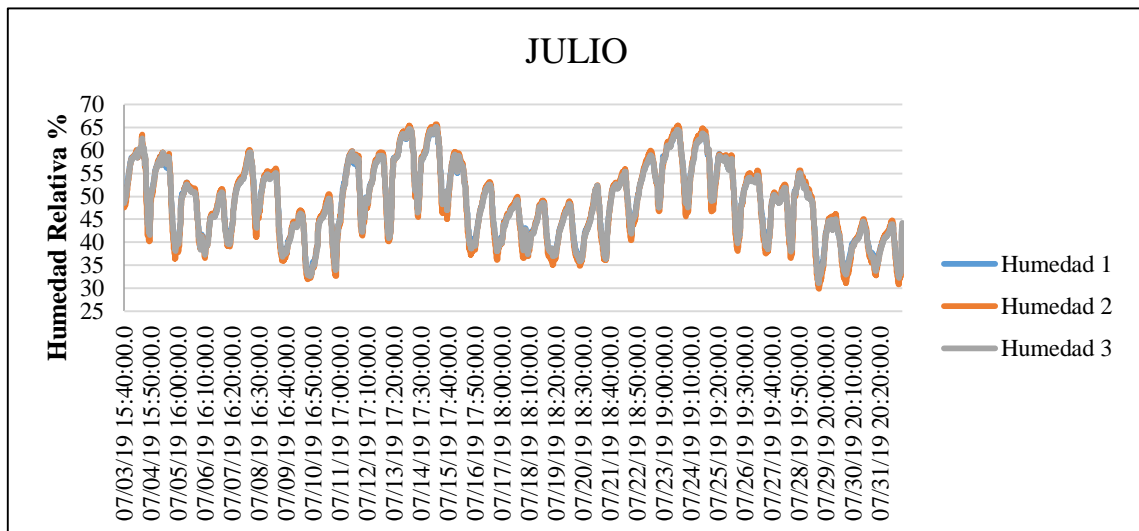


Figura 9: Data de humedad del mes de julio 2019
Fuente: Investigación de campo
Elaborado por: El investigador

Este dato corresponde al monitoreo del mes de julio de los días 03-07-2019 al 31-07-2019, los valores máximos de humedad en el mes fueron de 69% y valores mínimos 29% de humedad.

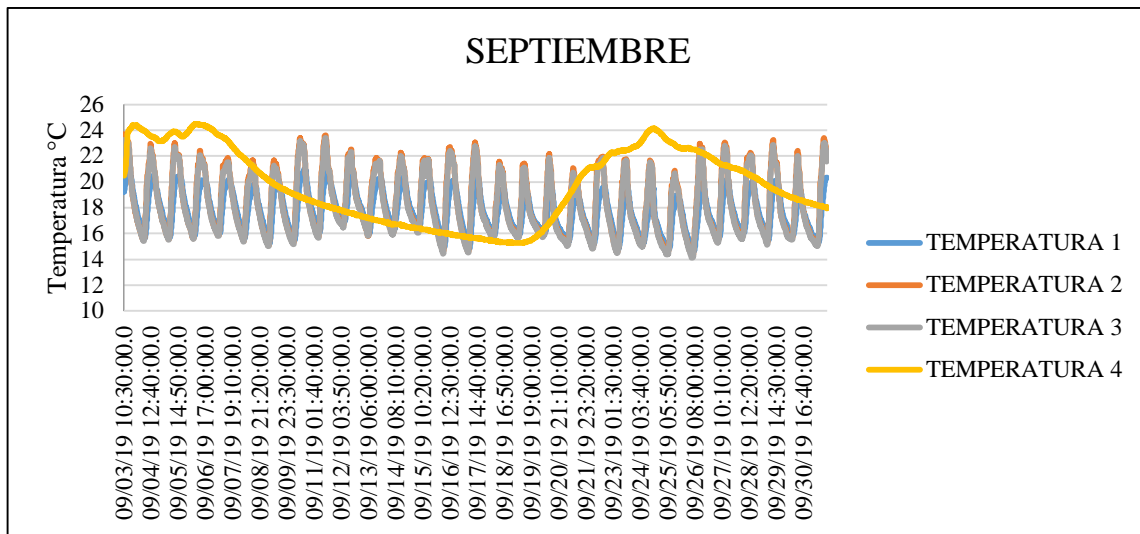


Figura 10: Data de Temperatura del mes de Septiembre 2019
Fuente: Investigación de campo
Elaborado por: El investigador

Este dato corresponde al monitoreo del mes de septiembre de los días 03-09-2019 al 30-09-2019. Los valores máximos de temperatura en el mes fueron de 24,50 °C y los valores mínimos 14,14 °C.

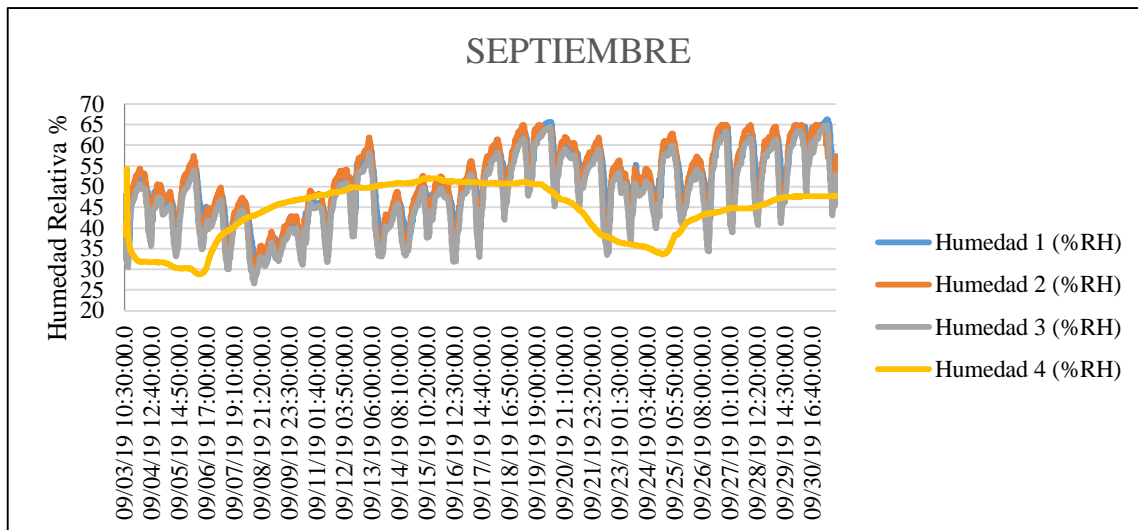


Figura 11: Data de Humedad del mes de Septiembre 2019
Fuente: Investigación de campo
Elaborado por: El investigador

Este dato corresponde al monitoreo del mes de septiembre de los días 03-09-2019 al 30-09-2019. Los valores máximos de humedad en el mes fueron de 66,25% y valores mínimos 26,65% de humedad.

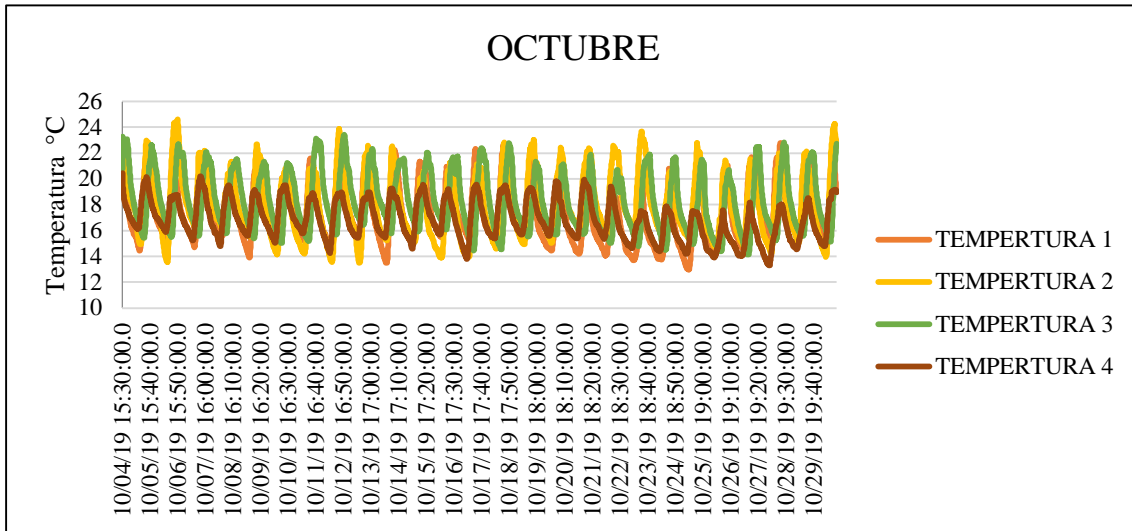


Figura 12: Data de Temperatura del mes de Octubre 2019
Fuente: Investigación de campo
Elaborado por: El investigador

Este dato corresponde al monitoreo del mes de octubre de los días 04-10-2019 al 29-10-2019. Los valores máximos de temperatura en el mes fueron de 24,61 °C y los valores mínimos 12,94 °C.

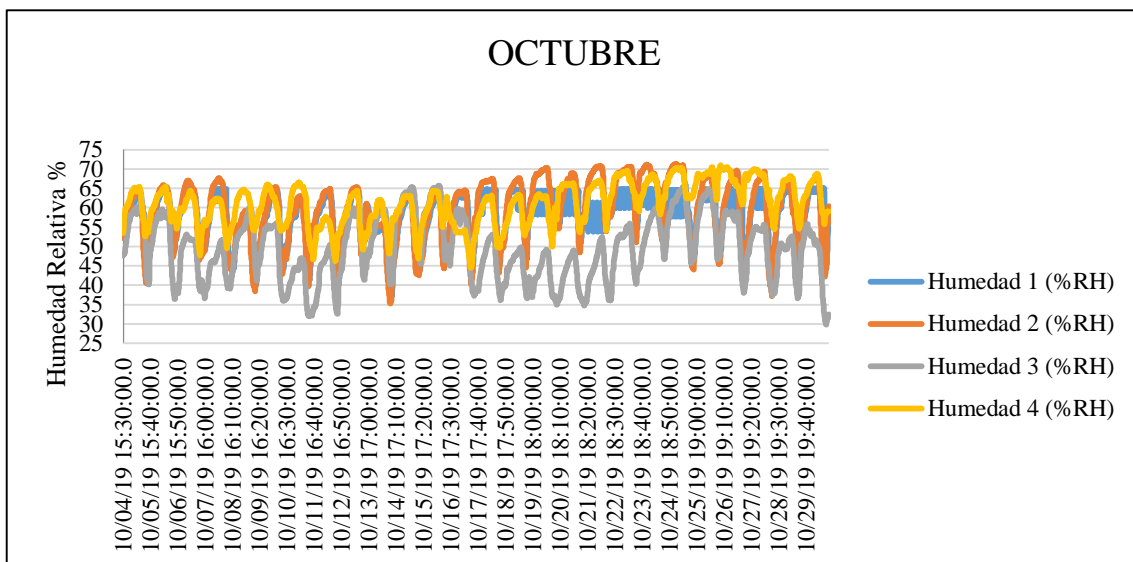


Figura 13: Data de Humedad del mes de Octubre 2019
Fuente: Investigación de campo
Elaborado por: El investigador

Este dato corresponde al monitoreo del mes de septiembre de los días 04-10-2019 al 29-10-2019. Los valores máximos de humedad en el mes fueron de 71,3% y valores mínimos 29,8% de humedad.

Tabla 1: Resumen de valores mensuales de temperatura

Temperatura °C	Junio	Julio	Septiembre	Octubre
Máximo	27	24	24,5	24,6
Mínimo	11	13	14,4	12,9

Fuente: Investigación de campo

Elaborado por: El investigador

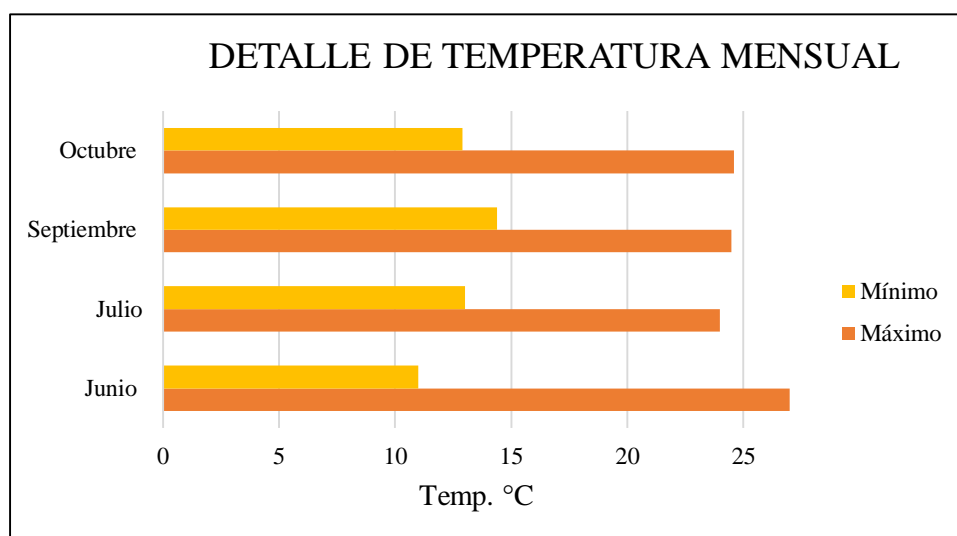


Figura 14: Resumen de temperatura de la bodega de almacenamiento 2019

Fuente: Investigación de campo

Elaborado por: El investigador

Se analiza la temperatura mensual que influye en la climatización de la bodega de almacenamiento, los valores máximos y mínimos en los períodos de junio, julio, septiembre y octubre no cumplen los requerimientos de especificaciones ya que los valores de temperatura se encuentran inferior de 15 °C es decir temperaturas de 12,9 °C - 13°C, y el reglamento e especificaciones que deber tener de 15°C-30°C.

Tabla 2: Resumen de valores mensual humedad

Humedad Relativa %	Junio	Julio	Septiembre	Octubre
Máximo	65	69	66,25	71,3
Mínimo	35	29	26,25	29,8

Fuente: Investigación de campo

Elaborado por: El investigador

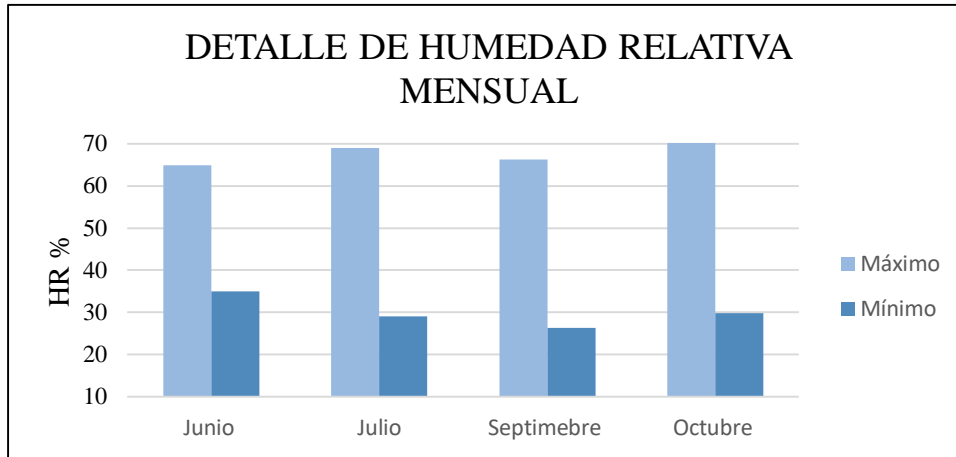


Figura 15: Resumen de humedad relativa de la bodega de almacenamiento 2019
Fuente: Investigación de campo
Elaborado por: El investigador

Los valores proporcionados en la tabla 2 muestran los máximos y mínimos de humedad en el almacenamiento de la bodega, en el mes de octubre se obtienen un valor elevado de 71,3 % en el cual es un cambio característico ya que su especificación no debe superar los 70% de humedad en el área. Por otro lado, los datos de inferior rango de humedad no están debajo del 30% y las especificaciones tiene el límite del 10% permitido.

Estudio Benchmarking

La instalación de equipos de aire acondicionado sirve para mantener en un nivel adecuado en su calidad del aire interior en espacios, requiriendo una determinada cantidad de caudal de ventilación en función del uso y del espacio, por ende, este tipo de instalación puede penalizar, en mayor o menor grado, el consumo energético global de un edificio (Lilia Vakazova, 2014).

La IT 1.2.4.5.2 recuperación de calor del aire de extracción del apartado de recuperación de energía, del RITE recoge lo siguiente:

- Los sistemas de climatización de muchos edificios donde el caudal de aire expulsado al exterior, por medios mecánicos, sea superior a 0,5 m³/s, es allí donde se recuperará la energía del aire expulsado.
- Sobre el aire de extracción se instalará un aparato de enfriamiento adiabático.
- El enfriamiento adiabático es el sistema que consiste en enfriar el aire mediante humectación de este. Durante el proceso, al ser adiabático, el cual evita el aporte a cesión de calor. El aire disminuye la temperatura seca y aumenta la humedad. El uso del módulo adiabático se hace sobre el lado del aire de extracción antes del

recuperador, en condiciones de verano. Cuando el aire este más frío y húmedo accede al recuperador aumentamos el gradiente de temperatura, esta hace que se aumentamos la eficiencia del recuperador.

- Las eficiencias mínimas en calor sensible sobre el aire exterior (%) y las pérdidas de presión máximas (*Pa*) en función del caudal de aire exterior (m^3/s) y de las horas anuales de funcionamiento del sistema deben ser como mínimo las indicadas en la tabla 3.

La recuperación de calor es utilizada por su capacidad térmica o entalpía el cual el aire interior contaminado debe eliminarse al exterior cuando se ingresa el aire nuevo en el proceso de ventilación con la finalidad de mantener la buena calidad del aire interior en los locales esto influye como un factor de ahorro energético. Los sistemas de recuperación de calor ayudan a la mejora y eficiencia energética del edificio desde punto de vista en la disminución por ventilación (Lilia Vakazova, 2014).

Tabla 3: Eficiencia de la recuperación de calor

Horas anuales de funcionamiento	Caudal de aire exterior (m^3/s)									
	>0,5.....1,5		>1,5...3,0		>3,0....6,0		>6,0....12		>12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
~2,000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
>2,000 .. .4,000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
> 4,000 6,000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
>6,000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

Fuente: (Lilia Vakazova, 2014)

Elaborado por: El investigador

Esquema de funcionamiento

El recuperador de calor funciona mediante la combinación de dos ventiladores centrífugos de bajo nivel sonoro, donde se realiza la extracción del aire viciado del interior del local hacia el exterior hacia el interior del local. Se indica que la recuperación de calor de más importancia en la climatización se da a conocer en la reutilización adecuada del calor residual del propio proceso, hoy día es un medio ya acreditado para disminuir el consumo y los costes energéticos (Lilia Vakazova, 2014).

Los recuperadores de calor del aire de extracción en edificios encuentran las condiciones de aplicación más propicias se ve verifican una más de las condiciones siguientes:

- Cuando los caudales del aire exterior de ventilación y de extracción son sustancialmente más elevados que los adoptados normalmente.
- Cuando el número de horas de funcionamiento de la instalación de ventilación y de extracción es elevado (mayor de 40 horas semanales).
- Cuando la estación de verano está caracterizada por un elevado número de horas con temperaturas a bulbo seco y bulbo húmedo relativamente elevadas y la estación invernal por un elevado número de grados-día.

Se afirma que los recuperadores de calor en instalaciones de climatización permite acceder al calor sensible y latente residual del propio desarrollo. En la recuperación de calor del aire para climatización necesita una doble red de conductos para recepción de aire nuevo, y para extracción del air viciado es decir el área renueva el aire introducido para tener un ambiente limpio (Lilia Vakazova, 2014).

La ventaja del recuperador de calor en el sistema de extracción y ventilación consigna así:

- Reducir la central energética (costes de inversión).
- Reducir el consumo de energía de funcionamiento (costes de explotación).

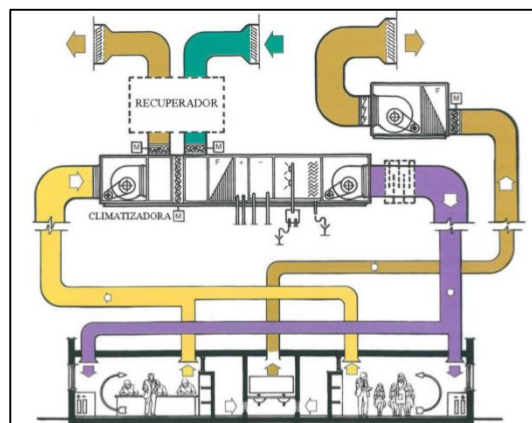


Figura 16: Sistema de climatización
Fuente: (Lilia Vakazova, 2014)
Elaborado por: El investigador

Para garantizar una adecuada calidad del aire exterior suministrado se debe tomar en cuenta la colocación de la toma de aire exterior, en general no se debe estar en la proximidad de chimeneas, de extractores de gases de cocinas, aseos o aparcamientos, de otros climatizadores o de torres de refrigeración. El aire al ser expulsado tiene condiciones favorables para la recuperación de su contenido térmico hacia el aire exterior que debe introducirse en los locales. En sistemas de ventilación, el conducto actúa como elemento de la instalación, a través del cual

circula el aire en el interior del edificio, conectando todo el sistema: aspiración del aire exterior, unidades de tratamiento de aire, locales de uso, retorno y evacuación del aire viciado (Lilia Vakazova, 2014).

Eficiencia

Al estudiar las prestaciones de sistemas recuperadores de energía se debe diferenciar entre la eficacia de los equipos intercambiadores de calor y la del sistema recuperativo en su conjunto. Las prestaciones de un recuperador de calor se expresan mediante la eficacia con que se transfiere. La Eficacia de un recuperador de calor es relacionada entre la energía que se recupera y la máxima que se podría recuperar, de tal manera que la eficacia siempre será $<$ que 1, se la calcula en tanto por 1, o $<$ que 100 si el cálculo es en tanto por ciento (Lilia Vakazova, 2014).

- Calor sensible (temperatura de bulbo seco).
- Calor latente (humedad absoluta).
- Calor total (entalpía).

$$E = \frac{\text{energía recuperada}}{\text{energía recuperable}} \quad (1)$$

Recuperadores de placas de flujo cruzado

Está compuesto por placas que contiene un núcleo acumulador, que está conformado por placas planas con aletas alternativas de materiales como el aluminio corrugado y aluminio de un grosor aproximado de 0.2 milímetros. La transferencia de calor se genera por medio de la pared de separación entre el aire de extracción y el aire que proviene del medio ambiente, en casos puntuales como cocinas, piscinas donde el sistema de recuperación de calor es aprovechar la condensación que ayuda a reducir aproximadamente un tercio el caudal de aire de extracción, para tener la misma temperatura de renovación de aire (Lilia Vakazova, 2014).

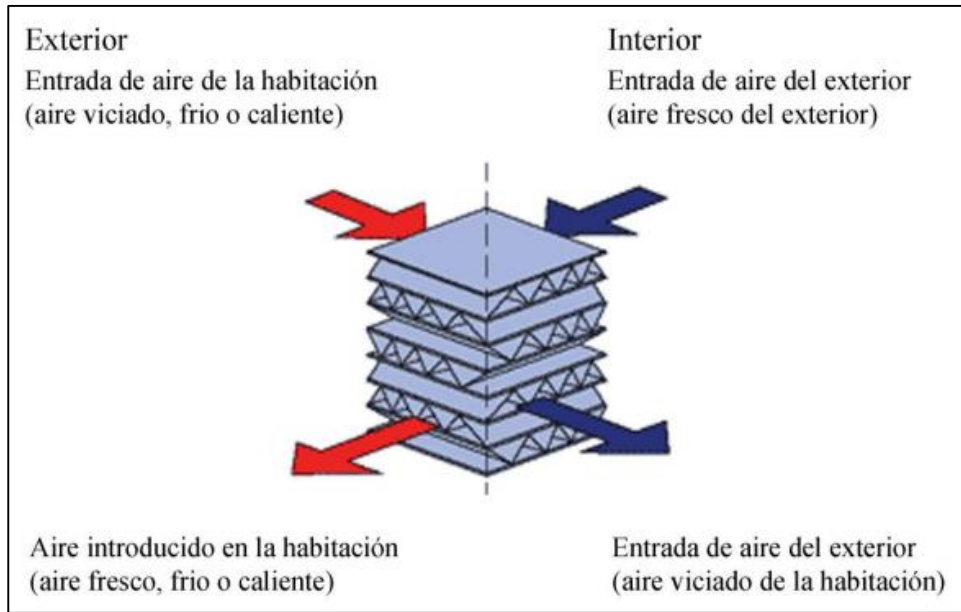


Figura 17: Recuperador de placas con aletas
Fuente: (Lilia Vakazova, 2014)
Elaborado por: El investigador

EES “Engineering Equation Solver”

La función básica de este software es el desarrollo de sistemas de más de 300 ecuaciones no lineales. La gran diferencia entre EES y otros tipos de programas que desarrollan una función similar para el cálculo de propiedad termo físicas que incorpora el software. El programa EES ofrece al usuario conceptos prácticos y teóricos en los aspectos de diseño o análisis de ciclos frigoríficos, aislamiento térmico, balance térmico, transferencia de calor, intercambiadores de calor entre otros. EES es un programa sencillo que enriquece con diversas aplicaciones de ingeniería térmica, ayuda a contribuir en una enseñanza de docencia más compuesta en contenidos tecnológicos (Lozano , 1994).

Área de estudio

En la tabla se detalla la delimitación del área de estudio de la investigación propuesta.

Tabla 4: Área de estudio

Dominio	Tecnología y Sociedad
Línea de investigación	Diseño, realización y caracterización de sistemas inteligentes, automáticos, semiautomáticos o manuales.
Sub línea de investigación	Dinámica de sistemas poli articulados: modelos mecánicos, mecanismos innovadores.
Campo	Ingeniería Industrial
Área	Tecnología mecánicas e industriales
Aspectos	Variables
Objeto de estudio	Diseñar de un sistema de recuperación de calor para reducir el consumo energético de los calefones del sistema de ventilación de una bodega de almacenamiento.
Periodo	Octubre 2019 - Julio 2020

Fuente: Universidad Tecnológica Indoamérica

Elaborado por: El investigador

Modelo Operativo

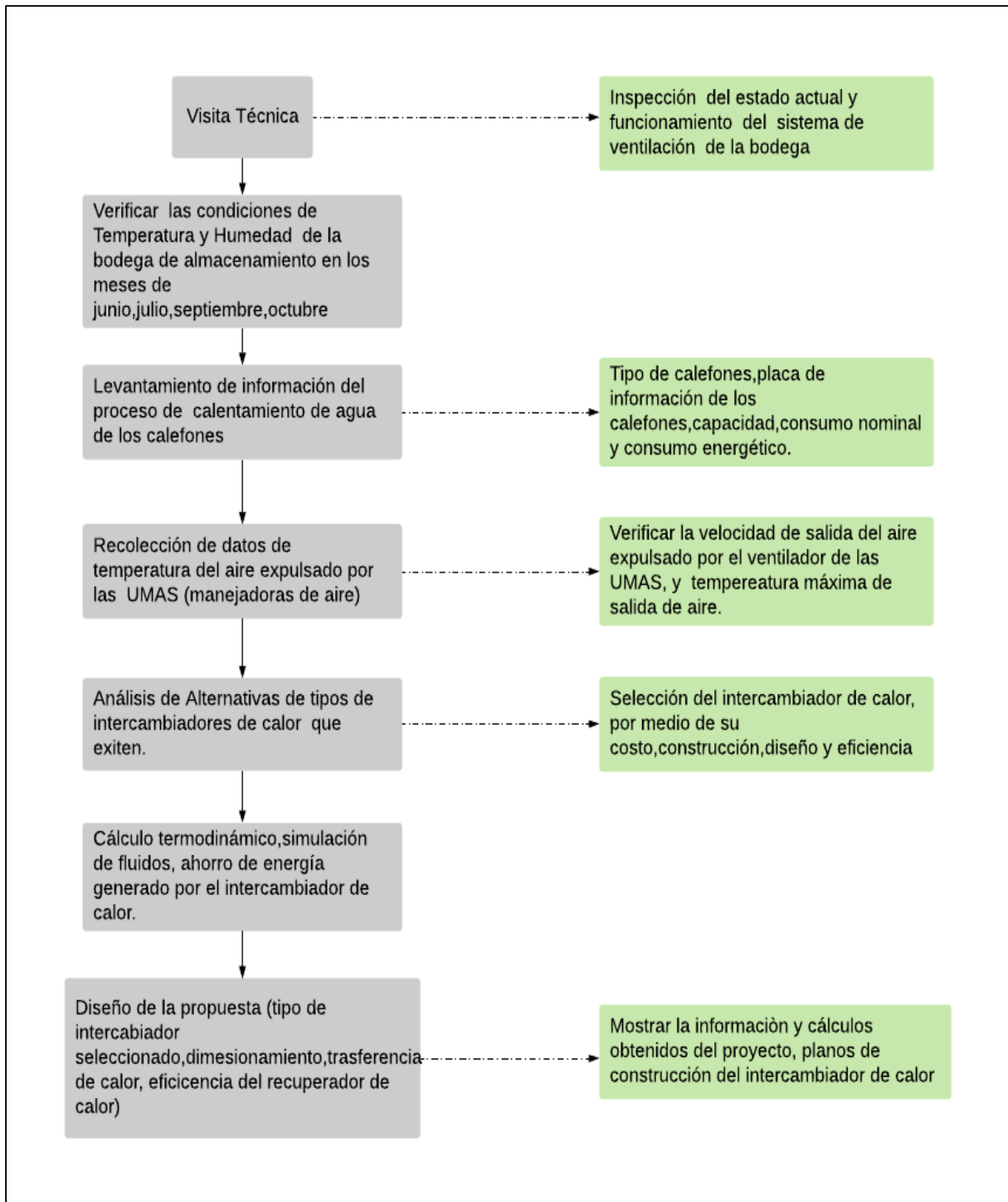


Figura 18: Descripción y aplicación de las actividades que se identificaron en el “Modelo Operativo”

Fuente: El investigador

Elaborador por: El investigador

CAPÍTULO III

PROPUESTAS Y RESULTADOS ESPERADOS

Desarrollo de la propuesta

La recuperación de aire que se intenta aprovechar se obtiene de los ventiladores que tiene la UMA 1 - UMA 2 que son las manejadoras de aire que tiene el sistema de climatización, que son corriente de aire a temperaturas altas tiene un gran potencial en recuperación de calor residual, la forma de medir la temperatura que se está desperdiciando al medio ambiente es por medio de dos dataloggers que son equipos en el cual miden la temperatura y tienen una recolección de datos cada diez minutos.



Figura 19: Datalogger colocado para la medición de temperatura

Fuente: Investigación de campo

Elaborado por: El investigador

A continuación, se detalla un consolidado de los cuatro puntos de monitoreo de la bodega en el cual se indica la variación de la temperatura y la humedad relativa que tiene las condiciones de almacenamiento. Para determinar el muestreo de los cuatro puntos que tiene la bodega de almacenamiento se optó por el método estadístico para realizar el tamaño de muestra de los datos y así tener una confiabilidad del 95% y un margen de error aceptado por el investigador del 2% (Lind & Marchal, 2012).

Los datos que se pudo recolectar de temperatura y humedad relativa de los meses de junio, julio, septiembre y octubre tienen una población de datos 14984 por mes con la siguiente fórmula del método estadístico se obtiene el tamaño de muestra finita, y con la tabla 5 se puede obtener el valor de confianza del 95% la probabilidad de que ocurra el evento estudiado es de un 50%, es decir que tenga especificaciones de temperatura debajo de los 15°C y mayor a 30°C igualmente con la humedad relativa superior al 70% y menor al 10% y la probabilidad de que este evento no ocurra es de 50%.

Tabla 5: Nivel de confianza para el método estadístico

Nivel de confianza	Z
99.7%	3
99%	2,58
98%	2,33
96%	2,05
95%	1,96
90%	1,645
80%	1,28
50%	0,674

Fuente: (Lind & Marchal, 2012)

Elaborado por: El investigador

$$n = \frac{N \times Z^2 \times p \times q}{e^2 \times (N - 1) + Z^2 \times p \times q} \quad (2)$$

$$n = \frac{14984 \times 1.96^2 \times 0.5 \times 0.5}{2^2 \times (14984 - 1) + 1.96^2 \times 0.50 \times 0.50} = 2069.52 \cong 2070$$

n: Tamaño de muestra buscado

N: Tamaño de la población o Universo

Z: Parámetro estadístico que depende del nivel de confianza

p: Probabilidad de que ocurra el evento estudiado

q: Probabilidad de que no ocurra el evento estudiado

e: Error de estimación máximo aceptado

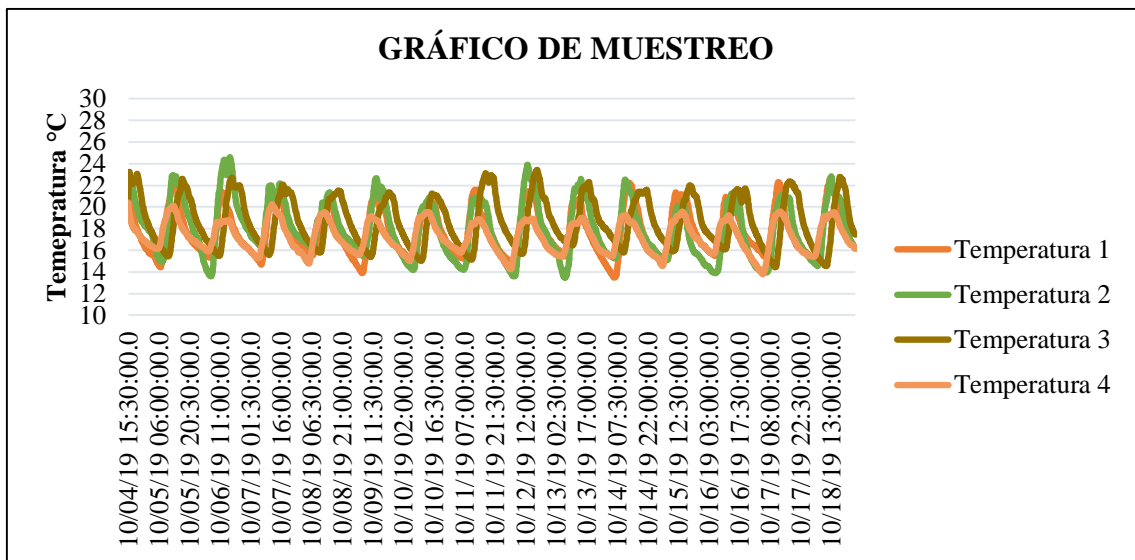


Figura 20: Temperatura del muestreo de los datos recolectados

Fuente: Investigación de campo

Elaborado por: El investigador

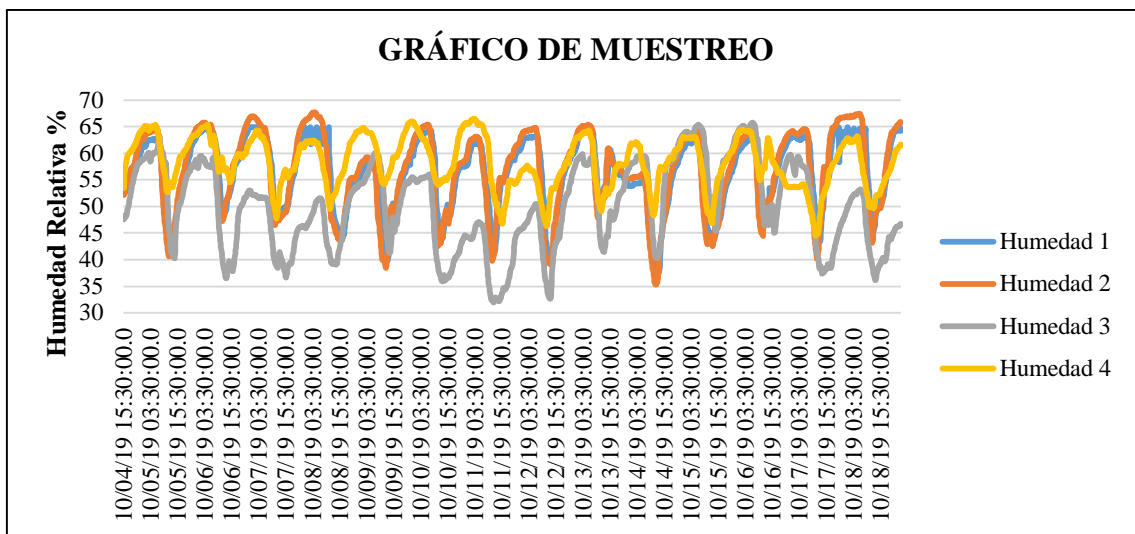


Figura 21: Humedad relativa del muestreo de los datos recolectados

Fuente: Investigación de campo

Elaborado por: El investigador

Tabla 6: Resumen de temperatura del muestreo de datos

Temperatura °C	Temperatura 1	Temperatura 2	Temperatura 3	Temperatura 4
Máximo	22,69	24,61	23,42	20,44
Mínimo	13,5	13,5	14,44	13,81

Fuente: El investigador

Elaborado por: El investigador

Tabla 7: Resumen de humedad relativa del muestreo de datos

Humedad Relativa (%)	Humedad 1	Humedad 2	Humedad 3	Humedad 4
Máximo	64,95	67,7	65,75	66,45
Mínimo	37,05	35,25	31,9	44,5

Fuente: El investigador

Elaborado por: El investigador

La velocidad que existe en el funcionamiento de los ventiladores externos de las manejadoras de aire corresponde a un valor de $3,49 \frac{m}{s}$, este valor se obtuvo por medio de un anemómetro que mide la rapidez del viento, en la siguiente ecuación se obtiene el caudal que emite los ventiladores ya que tiene un diámetro de 47,8 centímetros regularmente se identifica con el flujo volumétrico que transita por un área conocida en la unidad del tiempo el siguiente resultado es:

$$Q = a \times v \quad (3)$$

$$Q = \frac{\pi * (D)^2}{4} * 3,49 \frac{m}{s}$$

$$Q = \frac{\pi * (0,478 \text{ m})^2}{4} * 3,49 \frac{m}{s} = 0,63 \frac{m^3}{s}$$

Q : caudal de aire $\frac{m^3}{s}$

a : área de expulsión m^2

v : velocidad $\frac{m}{s}$

Los datos que se pudo recolectar de la temperatura del aire expulsado de las manejadoras de aire según el método estadístico del tamaño de muestra infinita y con la tabla 5 se puede obtener el valor de confianza del 95% la probabilidad de que ocurra el evento estudiado es de un 50%, es decir que tenga especificaciones de temperatura superior al aire exterior para poder generar una buena transferencia de calor entre el fluido frío y fluido caliente, la probabilidad de que este evento no ocurra es de un 50% (Lind & Marchal, 2012).

$$n = \frac{Z^2 \times p \times q}{e^2} \quad (4)$$

$$n = \frac{1,96^2 \times 0,50 \times 0,50}{2^2} = 2401$$

Los datos de las UMAS (manejadoras de aire) que pertenecen al sistema de ventilación para la recuperación térmica de aire.

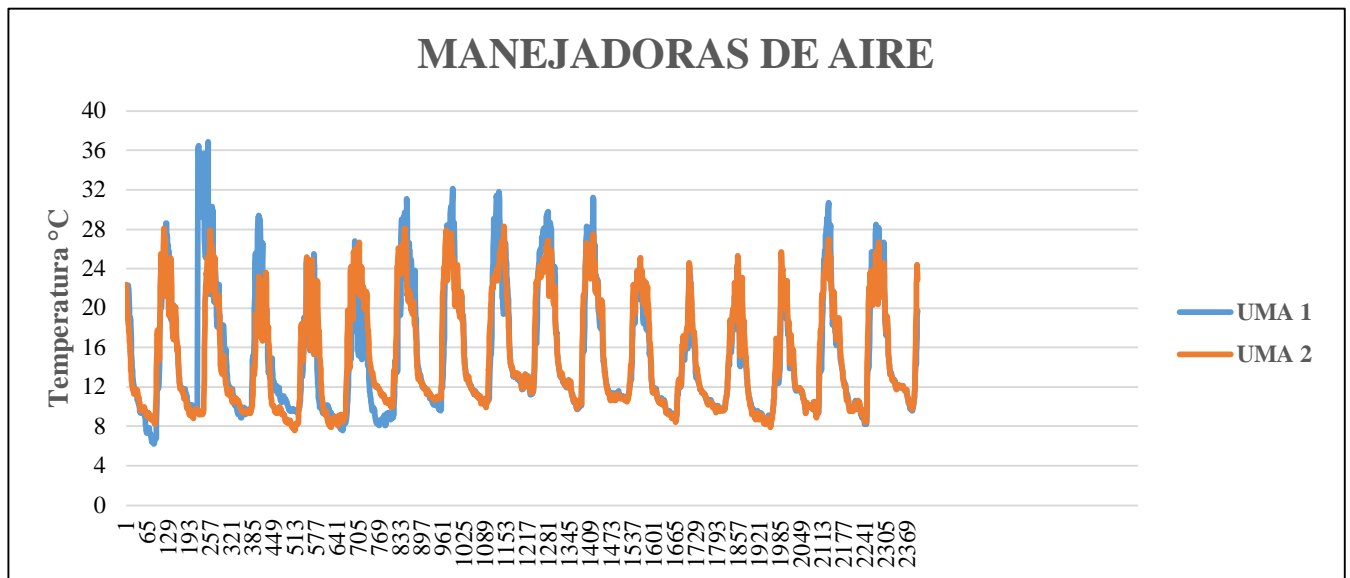


Figura 22: Data de temperaturas de las UMAS 2019

Fuente: Investigación de campo

Elaborado por: El investigador

Tabla 8: Resumen de temperatura del aire expulsado de las manejadoras de aire

Temperatura (° C)	UMA 1	UMA 2
Max	36,00	28,30
Min	6,20	7,60

Fuente: Investigación de campo

Elaborado por: El investigador

Los valores recolectados de temperatura entre los días 10-07-2019 al 01-08-2019, en el cual se obtuvo valores máximos de 28,30 °C en la UMA 2 y de 36 °C en la UMA 1, el índice superior brinda una observación amplia para elegir que manejadora de aire pueda ayudar y brindar un desarrollo de una buena transferencia de calor que se busca en el diseño del intercambiador de calor con el aire exterior para el reingreso al sistema de climatización de la bodega y así buscar el ahorro energético de los calefones.

Características principales del clima

El Distrito Metropolitano de Quito conserva una amplia variación altitudinal de 500 a 2.850 msnm, que corresponde a una zona de la sierra ecuatoriana de temperatura templada, el 75% de

Tabla 9: Parámetros climáticos de promedios de la ciudad de Quito

Mes	Temperatura Mensual ° C	Temperatura Media ° C	Mínima	Máxima
Enero	16,8	15,5	8,6	26,6
Febrero	16,8	15,6	9,4	25,4
Marzo	16,5	15,4	9,2	24,2
Abril	16,5	15,6	9	25,1
Mayo	16,1	15,6	10	23,8
Junio	16,8	15,5	9,1	25,2
Julio	16,2	15,5	7	24,6
Agosto	17,7	16	9,5	25,4
Septiembre	17,7	15,9	8,2	26,2
Octubre	16	15,6	9,6	25
Noviembre	16,2	15,5	9,6	24,4
Diciembre	16,1	15,5	9	24,6

Fuente: (Dirección de estudios, investigación y desarrollo hidrometeorológico, 2019)

Elaborado por: El investigador

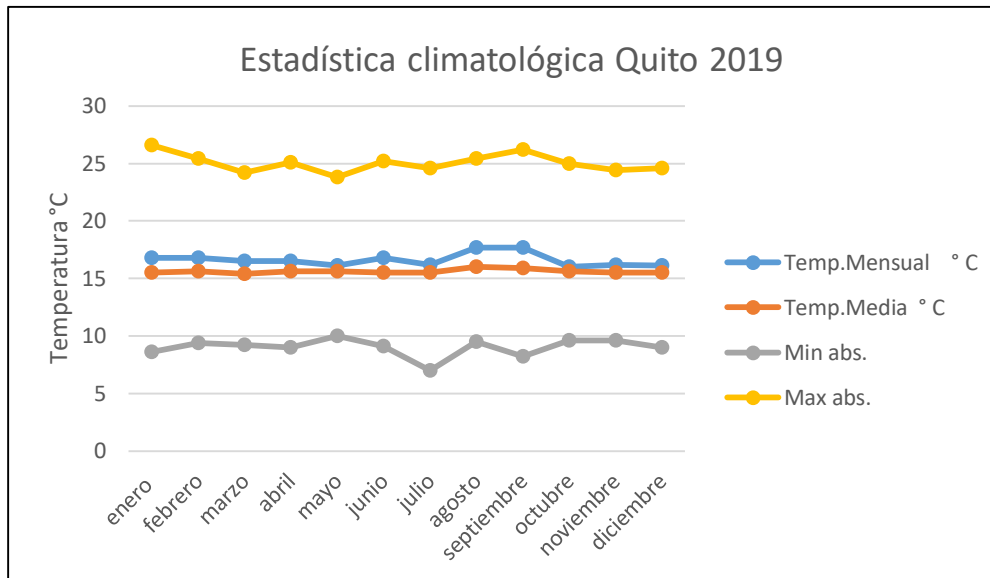


Figura 24:Distribución anual de temperatura de Quito 2019
Fuente: (Dirección de estudios, investigación y desarrollo hidrometeorológico, 2019)
Elaborado por: El investigador

Los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son equipos que desarrollan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes e impiden al mismo tiempo que se mezclen entre los fluidos. En la práctica, los intercambiadores de calor son de utilidad y comúnmente contienen una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire para los procesos químicos, climatización de áreas a condiciones específicas y la producción de energía en las plantas grandes (Cengel & Ghahar, 2011).

Una característica importante de los intercambiadores de calor aplica en la recuperación del calor de procesos o incluso a la recuperación de fluidos residuales, que en sí mismo no tienen valor económico, pero estando a temperaturas altas al ambiente transportan calor, que al recuperarlo tiene un valor energético y económico. Conjuntamente la recuperación de calor permite o contribuye a la conservación del medio ambiente y ayuda a que el ahorro de energía se traduzca en un ahorro de combustible.

Intercambiadores de calor de tubos

Estos intercambiadores están contruidos con tubos circulares, aunque elípticos, rectangulares o también se han utilizado tubos retorcidos redondos, considerando la flexibilidad en el diseño ya que la geometría del núcleo se puede variar fácilmente, cambiando el diámetro su longitud y disposición del tubo, los intercambiadores tubulares pueden diseñarse para altas

presiones relativas al medio ambiente y diferencias de alta presión entre los fluidos. Los intercambiadores tubulares se utilizan principalmente para el cambio de líquido a líquido y de líquido a fase es decir de (condensado a evaporado) aplicaciones de transferencia de calor (Shah & Sekulić, 2003).

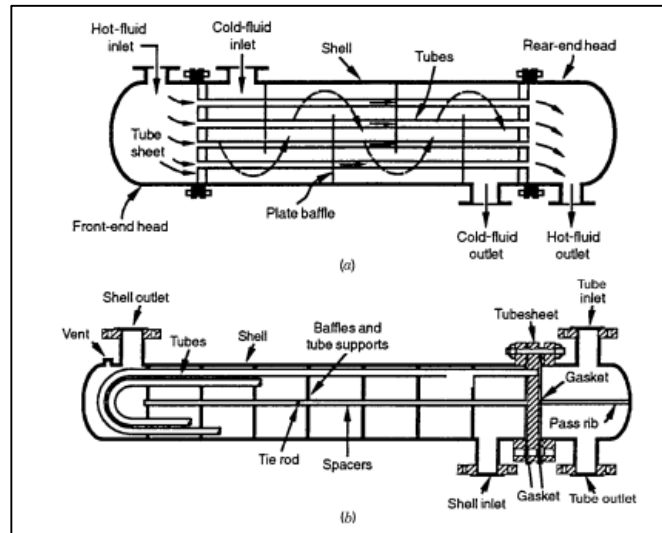


Figura 25:a) Intercambiador de carcasa y tubo (BEM) con un paso de tubo b) Intercambiador de tubo cubierta (BEU) con una pasada de carcasa y dos pasadas de tubo.

Fuente: (Shah & Sekulić, 2003)

Elaborado por: El investigador

Intercambiador de calor regenerativo

Un regenerador rotativo o regenerativo con sellos radiales, periféricos y axiales que se muestra en la figura 26. Los sellos radiales evitan las fugas de gas de alta presión a gas de baja presión en las caras de entrada y salida del regenerador. Los sellos axiales evitan la fuga de gas de alta presión a gas de baja presión en la dirección circunferencial en el espacio entre carcasa y rotor. Los sellos periféricos evitan el desvío de flujo de la regeneradora entrada al lado de salida del regenerador en cada lado del gas (en la dirección axial) del regenerador en el espacio entre la carcasa y el rotor si los sellos axiales son perfectos (cero fugas). La fuga entre los sellos axiales ya que por defecto del intercambiador hay 12 o menos sellos axiales a lo largo del perímetro del rotor también eventualmente tiene que pasar por los sellos periféricos (Shah & Sekulić, 2003).

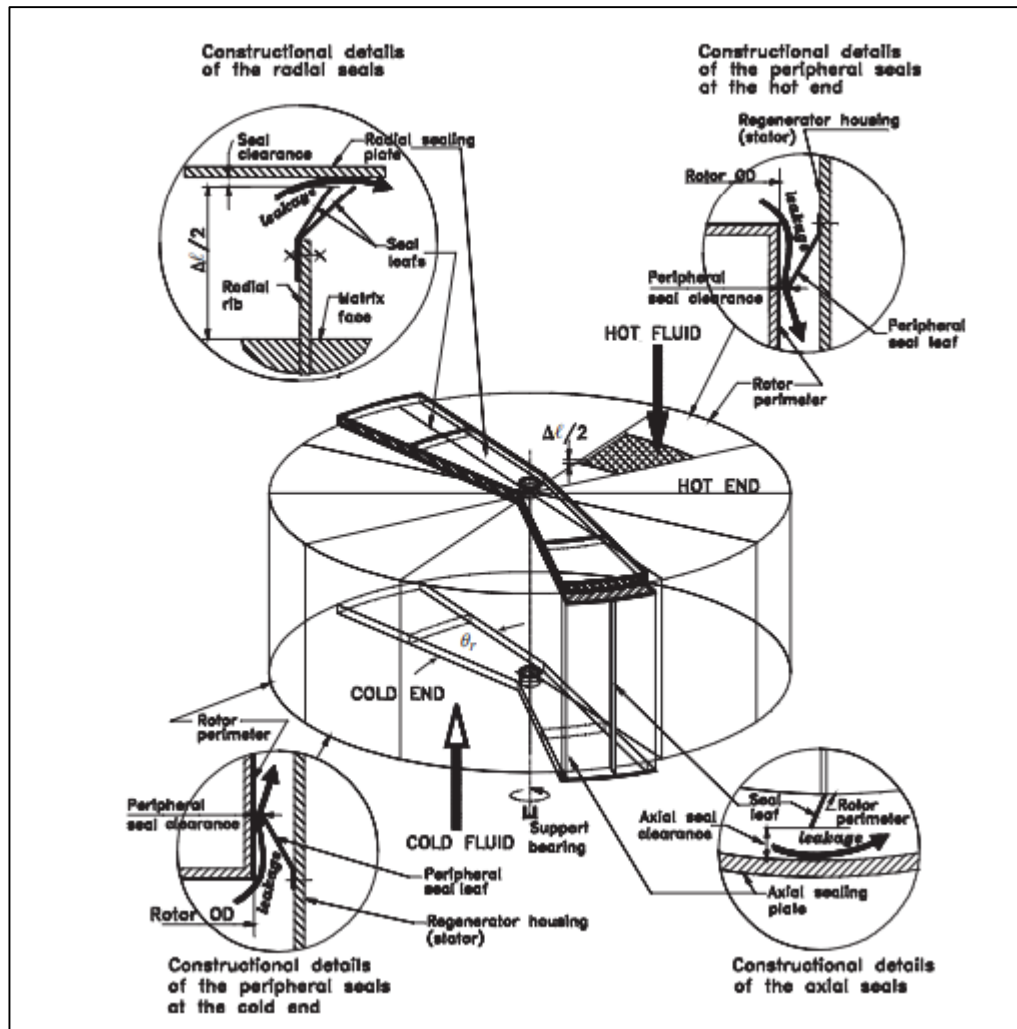


Figura 26: Intercambiador de calor regenerativo
Fuente: (Shah & Sekulić, 2003)
Elaborado por: El investigador

Intercambiador de calor de superficies planas

Un tipo innovador de intercambiador de calor que ha encontrado un amplio uso es el de placas y armazón (o sólo de placas), el cual consta de una serie de placas con pasos corrugados y aplastados para el flujo como se muestra en la figura 27. Los fluidos caliente y frío fluyen en pasos alternados, de este modo cada corriente de fluido frío queda rodeada por dos corrientes de fluido caliente, lo que da por resultado una transferencia muy eficaz de calor. Asimismo, este tipo de intercambiadores pueden crecer al aumentar la demanda de transferencia de calor sencillamente montando más placas. Resultan muy apropiados para aplicaciones de intercambio de calor de líquido hacia líquido, siempre que las corrientes de los fluidos caliente y frío se encuentren más o menos a la misma presión (Cengel & Ghahar, 2011).

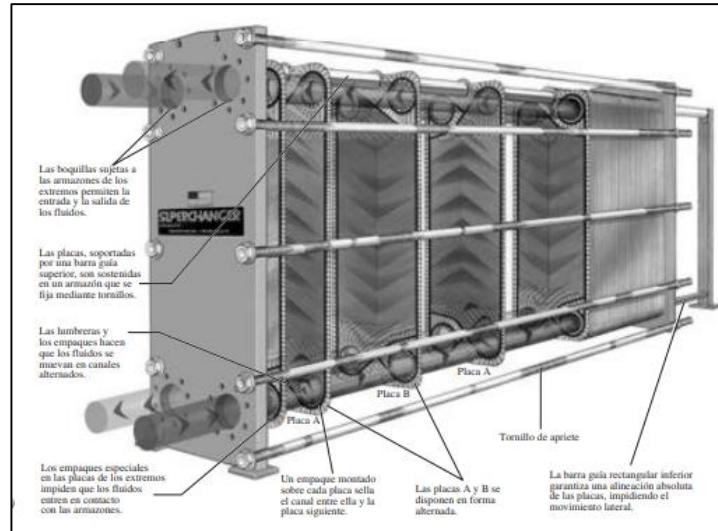


Figura 27:Intercambiador de superficies planas

Fuente: (Cengel & Ghahar, 2011)

Elaborado por: El investigador

Intercambiador de Calor Compacto (PFHE)

En la figura 28 se muestra uno de los arreglos de flujo más comunes utilizados para los intercambiadores de calor compacto, porque simplifica enormemente el diseño del cabezal en la entrada y salida de cada fluido. Si la efectividad deseada del intercambiador de calor es alta (como más del 80%), la penalización de tamaño para el intercambiador de flujo cruzado puede ser excesiva. En tal caso, se prefiere una unidad de contraflujo (Shah & Sekulić, 2003) .

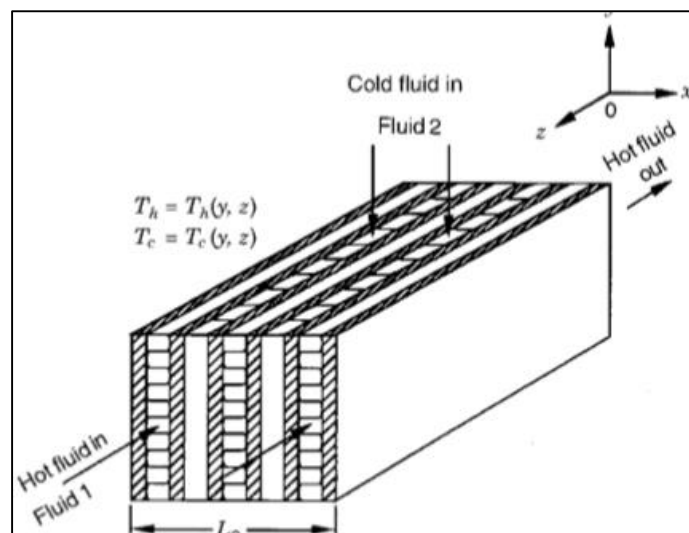


Figura 28:Intercambiador de calor compacto

Fuente: (Shah & Sekulić, 2003)

Elaborador por: El investigador

Este grupo de intercambiadores se caracteriza por tener superficies secundarias, o estructuras de aletas, entre placas planas o de separación de corrientes. Las aletas tienen dos funciones, en primer lugar, actuar como la superficie secundaria de transferencia de calor y, por lo tanto, obtener un diámetro hidráulico bajo, y en segundo lugar contener la diferencia de presión entre las corrientes (Hesselgreaves, 2000).

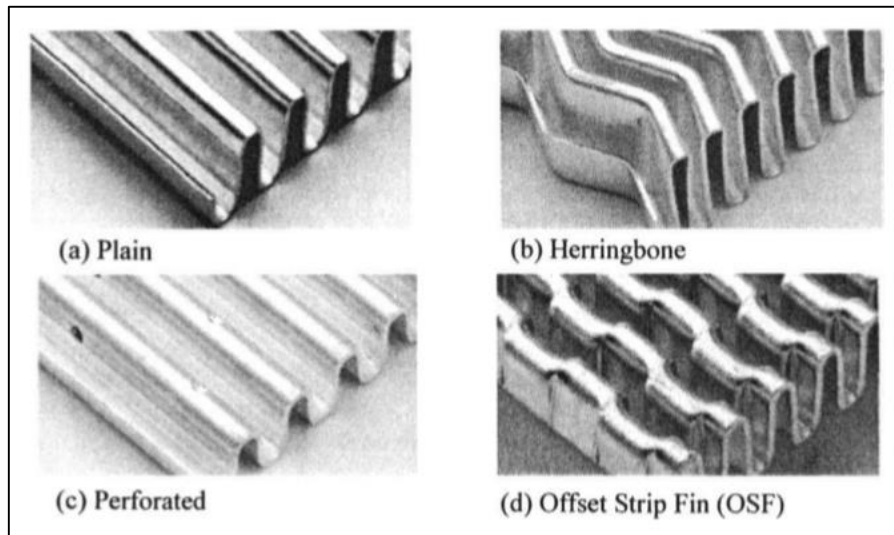


Figura 29: Tipo de placa con aletas a) llana b) espina de pescado c) perforado d) aleta de tira offset
Fuente: (Hesselgreaves, 2000)
Elaborador por: El investigador

Selección de Alternativas

Existen cualesquiera métodos para determinar la selección de alternativas, uno de ellos puede ser la matriz de priorización, que sirve para establecer prioridades entre varios tipos, resulta más fácil escoger la mejor alternativa. El análisis de alternativas se refiere a los procesos que se va a trabajar las distintas elecciones, como los diferentes tipos de intercambiadores de calor que existen, quiere decir que tiene alternativas más principales que otras, simplemente se tomara importancia aquellas que no requieren de mayor presupuesto ni de tiempo excesivos de ejecución.

Tabla 10: Criterios para la selección de alternativas

Nº	CRITERIO
1	Valor Económico
2	Eficiencia
3	Viabilidad de Construcción
4	Diseño

Fuente: El investigador
Elaborado por: El investigador

Tabla 11: Alternativas para la ponderación del proyecto

N°	ALTERNATIVAS
1	Intercambiador de Tubos
2	Intercambiador Regenerativo
3	Intercambiador de Calor de superficie planas
4	Intercambiadores de calor compactos

Fuente: El investigador

Elaborado por: El investigador

Tabla 12: Calificación de criterios

	Valor Económico	Efectividad	Construcción	Tipo de diseño	suma	porcentaje
Valor Económico		5	9	7	21	35,0%
Eficiencia	5		3	5	13	21,7%
Viabilidad de Construcción	1	7		9	17	28,3%
Tipo de Diseño	3	5	1		9	15,0%
					60	

Fuente: El investigador

Elaborador por: El investigador

Tabla 13: Calificación de las alternativas con respecto al criterio de valor económico

VALOR ECONÓMICO	Intercambiador de Calor de tubos	Intercambiador Regenerativo	Intercambiador de Calor de superficie planas	Intercambiadores de calor compactos	suma	porcentaje
Intercambiador de Tubos		5	1	1	7	11,7%
Intercambiador Regenerativo	5		1	1	7	11,7%
Intercambiador de Calor de superficie planas	9	9		3	21	35,0%
Intercambiadores de calor compactos	9	9	7		25	41,7%
					60	

Fuente: El investigador

Elaborador por: El investigador

Tabla 14: Calificación de las alternativas con respecto al criterio de eficiencia

EFICIENCIA	Intercambiador de Tubos	Intercambiador Regenerativo	Intercambiador de Calor de superficie planas	Intercambiadores de Calor compactos	suma	porcentaje
Intercambiador de Tubos		3	7	1	11	18,3%
Intercambiador Regenerativo	7		7	3	17	28,3%
Intercambiador de Calor de superficie planas	3	3		3	9	15,0%
Intercambiadores de Calor compactos	9	7	7		23	38,3%
					60	

Fuente: El investigador

Elaborador por: El investigador

Tabla 15: Calificación de las alternativas con respecto al criterio de construcción

CONSTRUCCIÓN	Intercambiador de Tubos	Intercambiador Regenerativo	Intercambiador de Calor de superficie planas	Intercambiadores de calor compactos	suma	porcentaje
Intercambiador de Tubos		3	5	3	11	18,3%
Intercambiador Regenerativo	7		5	5	17	28,3%
Intercambiador de Calor de superficie planas	5	5		3	13	21,7%
Intercambiadores de calor compactos	7	5	7		19	31,7%
					60	

Fuente: El investigador

Elaborador por: El investigador

Tabla 16: Calificación de las alternativas con respecto al criterio de diseño

DISEÑO	Intercambiador de Tubos	Intercambiador Regenerativo	Intercambiador de Calor de superficie planas	Intercambiadores de calor compactos	suma	porcentaje
Intercambiador de Tubos		3	5	3	11	18,3%
Intercambiador Regenerativo	7		5	3	15	25,0%
Intercambiador de Calor de superficie planas	5	5		5	15	25,0%
Intercambiadores de calor compactos	7	7	5		19	31,7%
					60	

Fuente: El investigador

Elaborador por: El investigador

Tabla 17: Selección de alternativa

	Valor Económico	Eficiencia	Viabilidad de construcción	Diseño	
	35,0%	21,7%	28,3%	15,0%	%
Intercambiador de Tubos	11,7%	18,3%	18,3%	18,3%	16,00
Intercambiador Regenerativo	11,7%	28,3%	28,3%	25,0%	22,00
Intercambiador de Calor de superficie planas	35,0%	15,0%	21,7%	25,0%	25,39
Intercambiadores de calor compactos	41,7%	38,3%	31,7%	31,7%	36,61

Fuente: El investigador

Elaborado por: El investigador

La alternativa seleccionada para el diseño y desarrollo de este proyecto es el intercambiador de calor compacto, estos intercambiadores que logran una gran transferencia de calor por unidad de volumen, con una eficiencia de más del 80%. Ya que los diferentes intercambiadores que se tomaron en cuenta para la selección de alternativa tiene una eficiencia menor con respecto al recuperador de calor seleccionado, su costo de construcción es elevado, y el diseño con la configuración deseada es compleja.

Determinación de características geométricas

Para el desarrollo del diseño del recuperador de calor PFHE, las respectivas medidas del dimensionamiento del sistema tiene una altura de 0.3 m, un ancho de 1.0 m y una profundidad de 0.3 m, ya que alcanzan una gran tasa de transferencia de calor por unidad de volumen estas medidas permiten tener un equipo de tamaño reducido, y dan un mejor disponibilidad de espacio e instalación, el sistema de recuperación también utilizará una aleta tipo OSF Surface 1/8-19.86 las características según la figura 32:

- *Lanzamiento de aleta* = 782 por m
- *Espaciado de la aleta* $b = 2.49 \times 10^{-3} \text{ m}$
- *Longitud de aleta* = $3.175 \times 10^{-3} \text{ m}$
- *Paso de flujo diámetro hidráulico*, $D_h = 1.54 \times 10^{-3} \text{ m}$
- *Espesor del metal de aleta* = $0.102 \times 10^{-3} \text{ m}$

- Total transferencia de calor $\frac{\text{àrea}}{\text{volumen}}$ entre placas $\beta = 2254 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- $\frac{A_f}{A} = \frac{\text{àrea de aleta}}{\text{àrea total}} = 0.785$

Número de pasajes.

Número de pasajes por los que pasa el fluido, en caso de que el resultado del cálculo sea un valor fraccional, este debe redondearse (Shah & Sekulić, 2003).

$$L_3 = N_p \times b_h + (N_p + 1)b_c + (2N_p + 1 + 1)\delta_w \quad (5)$$

$$1000\text{mm} = N_p \times 2.49\text{mm} + (N_p + 1)2.49\text{mm} + (2N_p + 1 + 1)0.4\text{mm}$$

$$N_{ph} = 172$$

$$N_{pc} + 1 = 173$$

N_p : Número de pasajes

L_3 : Longitud de entrada del aire exterior (mm)

$b_h = b_c$: Altura de la aleta (mm)

δ_w : Espesor de la pared (mm)

N_{ph} : Pasajes para el fluido caliente

$N_{pc} + 1$: Pasajes para el fluido frío

Área frontal de los fluidos

$$A_{frh} = L_2 \times L_3 \quad (6)$$

$$A_{frh} = 0.3 \times 1 = 0.3\text{m}^2$$

$$A_{frc} = L_1 \times L_3$$

$$A_{frc} = 0.3 \times 1 = 0.3\text{m}^2$$

A_{frh} : Área frontal del fluido caliente (m^2)

A_{frc} : Área frontal del fluido frío (m^2)

Volumen

Volumen entre placas del intercambiador de calor.

$$V_{ph} = bh \times L1 \times L2 \times Np \quad (7)$$

$$V_{ph} = 2.49 \times 10^{-3} \times 0.3 \times 0.3 \times 172 = 0.03854 \text{ m}^3$$

$$V_{pc} = bc \times L1 \times L2(Np + 1)$$

$$V_{pc} = 2.49 \times 10^{-3} \times 0.3 \times 0.3 \times 173 = 0.03876 \text{ m}^3$$

V_{ph} : Volumen de la placa caliente (m^3)

V_{pc} : Volumen de la placa fría (m^3)

Área de transferencia de calor

Principal característica de los intercambiadores de calor compactos se refiere al área total de transferencia por volumen que ocupa el intercambiador.

$$\beta = \frac{A_h}{V_{ph}} \quad (8)$$

$$A_h = 2254 \times 0.03854 = 86.87 \text{ m}^2$$

$$\beta = \frac{A_c}{V_{pc}}$$

$$A_c = 2254 \times 0.03876 = 87.36 \text{ m}^2$$

A_h : Área de transferencia de calor del fluido caliente (m^2)

A_c : Área de transferencia de calor del fluido frío (m^2)

Área de flujo libre

Calculado para superficies no circulares.

$$D_{hh} = \frac{4A_{oh}L_3}{A_h} \quad (9)$$

$$A_{oh} = \frac{0.00154 \times 86.87}{4 \times 0.3} = 0.1114 \text{ m}^2$$

$$D_{hc} = \frac{4A_{oc}L_3}{A_c}$$

$$A_{oc} = \frac{0.00154 \times 87.36}{4 \times 0.3} = 0.1121 \text{ m}^2$$

$D_{hh} = D_{hc}$: *Diametro hidraulico de los fluidos (m)*

A_{oh} : *Área de flujo libre del fluido caliente (m²)*

A_{oc} : *Área de flujo libre del fluido frío (m²)*

Porosidad

También conocida como relación de aspectos, es el cociente entre el área de flujo libre y el área frontal.

$$\sigma_h = \frac{A_{oh}}{A_{frh}} \quad (10)$$

$$\sigma_h = \frac{0.1114}{0.3} = 0.371$$

$$\sigma_c = \frac{A_{oc}}{A_{frc}}$$

$$\sigma_c = \frac{0.1121}{0.3} = 0.373$$

σ_h : *Porosidad del fluido caliente*

σ_c : *Porosidad del fluido frío*

Flujo másico

Para los valores de \dot{v}_h y \dot{v}_c se calcula de la siguiente formula:

$$\dot{v}_h = Ai_h \times v_h \quad (11)$$

$$\dot{v}_h = 0.3 \times 1 \times 3.49 = 1.047$$

$$\dot{v}_c = Ai_c \times v_c$$

$$\dot{v}_c = 0.3 \times 1 \times 2.7 = 0.81$$

Para la densidad del aire caliente ρ_h y del aire frío ρ_c se obtuvieron los valores según la tabla de (Cengel & Ghahar, 2011) ver anexo1.

$$m_{ah} \dot{=} \rho_h \times \dot{v}_h \quad (12)$$

$$m_{ah} \dot{=} 1.141 \times 1.047 = 1.194 \frac{kg}{s}$$

$$m_{ac} \dot{=} \rho_c \times \dot{v}_c$$

$$m_{ac} \dot{=} 1.219 \times 0.81 = 0.987 \frac{kg}{s}$$

m_{ah} : flujo másico del fluido caliente $\left(\frac{kg}{s}\right)$

ρ_h : densidad del fluido caliente $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

\dot{v}_h : flujo volumétrico del fluido caliente $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

A_{i_h} : área de entrada del fluido caliente (m^2)

v_h : velocidad de entrada del fluido caliente $\left(\frac{m}{s}\right)$

m_{ac} : flujo másico del fluido frío $\left(\frac{kg}{s}\right)$

ρ_c : densidad del fluido frío $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

\dot{v}_c : flujo volumétrico del fluido frío $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

A_{i_c} : área de entrada del fluido frío (m^2)

v_c : velocidad de entrada del fluido frío $\left(\frac{m}{s}\right)$

Temperaturas medias de los fluidos

Se estima los valores de salida del intercambiador de calor con una suposición de efectividad de un 75%, es la efectividad que tiene un recuperador de calor de una buena transferencia de calor, las temperaturas medias permiten obtener las propiedades de los fluidos para un mejor análisis y así obtener componente de velocidad, número de Reynolds, factores de fricción y una tasa de intercambio de transferencia de calor deseada (Shah & Sekulić, 2003).

$$\epsilon = 0.75 = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{hi} - T_{ci})} \quad (13)$$

$$\epsilon * (T_{hi} - T_{ci}) = (T_{hi} - T_{ho})$$

$$T_{ho} = -\epsilon * (T_{hi} - T_{ci}) + T_{hi}$$

$$T_{ho} = 36 - 0.75 \times (36 - 16) = 21^\circ$$

ϵ : Efectividad del intercambiador

T_{hi} : Temperatura entrada del fluido caliente ($^\circ\text{C}$)

T_{ho} : Temperatura de salida del fluido caliente ($^\circ\text{C}$)

$$\epsilon = 0.75 = \frac{(T_{co} - T_{ci})m_{ac}}{(T_{hi} - T_{ci})m_{ah}} \quad (14)$$

$$T_{co} = 16 + \frac{0.75(36 - 16)}{0.8266} = 34.14^\circ\text{C}$$

T_{ci} : Temperatura entrada del fluido frío ($^\circ\text{C}$)

T_{co} : Temperatura de salida del fluido frío ($^\circ\text{C}$)

$$T_m = \frac{T_i + T_o}{2} \quad (15)$$

$$T_{hm} = \frac{36 + 21}{2} = 28.5^\circ\text{C}$$

$$T_{cm} = \frac{16 + 34.14}{2} = 25.07^\circ\text{C}$$

T_m : Temperatura media de los fluidos ($^\circ\text{C}$)

T_{hm} : Temperatura media del fluido caliente ($^\circ\text{C}$)

T_{cm} : Temperatura media del fluido frío(°C)

Propiedades de los fluidos

Mediante los valores obtenidos de temperaturas medias se obtiene las siguientes propiedades, para el fluido caliente y frío.

Tabla 18:Propiedades del fluido caliente

Fluido	Símbolo	Valor	Unidad
Caliente	u	1.854×10^{-5}	$\frac{kg}{m \times s}$
	cp.	1.007	$\frac{kJ}{kg \times ^\circ c}$
	Pr	0.7280	

Fuente: (Cengel & Ghahar, 2011)

Elaborado por: El investigador

Tabla 19: Propiedades del fluido frío

Fluido	Símbolo	Valor	Unidad
Frío	u	1.849×10^{-5}	$\frac{kg}{m \times s}$
	cp.	1.007	$\frac{kJ}{kg \times ^\circ c}$
	Pr	0.7296	

Fuente: (Cengel & Ghahar, 2011)

Elaborado por: El investigador

Velocidad de flujo másico

Es la velocidad con la que el flujo pasa a través del intercambiador, entre más lento sea esta rapidez mejor es la tasa de transferencia de calor.

$$G_h = \frac{\dot{m}_h}{A_{oh}} \quad (16)$$

$$G_h = \frac{1.194}{0.1114} = 10.71 \frac{kg}{m^2 \times s}$$

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{A_{oc}}$$

$$G_c = \frac{0.987}{0.1121} = 8.80 \frac{kg}{m^2 \times s}$$

$G_h = \text{velocidad de flujo másico del fluido caliente} \left(\frac{kg}{m^2 \times s} \right)$

$G_c = \text{velocidad de flujo másico del fluido frío} \left(\frac{kg}{m^2 \times s} \right)$

Número de Reynolds

Con el propósito de determinar el tipo de flujo (laminar o turbulento) que se genera en el intercambiador calor se calcula el número de Reynolds que depende de la característica geométrica de la superficie, de la rigidez superficial, de la rapidez del flujo, del tipo de fluido que circula y la temperatura de la superficie recordando que, si el flujo es turbulento, la capacidad de transferencia de calor se incrementa (Shah & Sekulić, 2003).

$$Re_h = \frac{G_h D_{hh}}{\mu_h} \quad (17)$$

$$Re_h = \frac{10.71 \times 0.00154}{1.854 \times 10^{-5}} = 890$$

$$Re_c = \frac{G_c D_{hc}}{\mu_c}$$

$$Re_c = \frac{8.80 \times 0.00154}{1.849 \times 10^{-5}} = 734$$

Re_h : Número de reynolds del fluido caliente

Re_c : Número de reynolds del fluido frío

Factor de Fricción y Colburn

Los valores más importantes para la caracterización y detalle de este recuperador de calor son los factores de fricción f_{cp} y el factor de Colburn j que dependen directamente del diseño y de la geometría de las aletas, estos parámetros serán utilizados posteriormente, las relaciones de este tipo se desarrollan con una fuente que es la semejanza entre las transferencias de la cantidad de movimiento y de calor en las capas límites (Hesselgreaves, 2000).

Estos parámetros se puede obtener de dos maneras:

- Ingresando el número de Reynolds del fluido caliente y fluido frío y dependiendo que tipo de intercambiador se va a utilizar y que tipo de geometría de aletas en el software EES.
- En la Figura 32, se encuentra el gráfico del tipo de geometría de aletas con dos curvas para obtener los parámetros a encontrar.

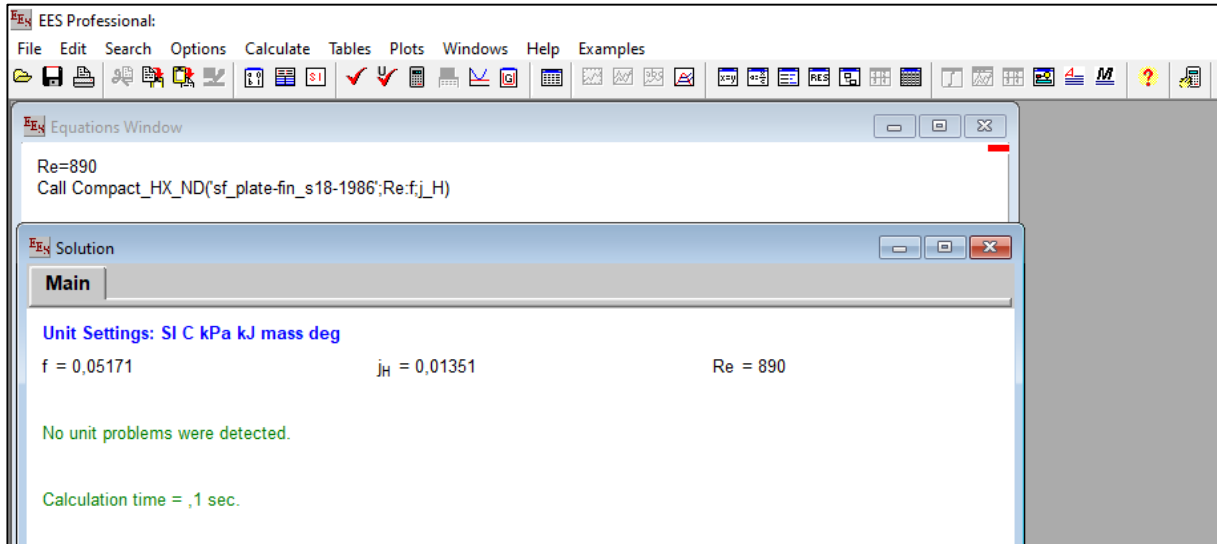


Figura 30 : Parámetros de fricción y colburn fluido caliente

Fuente: Software EES

Elaborado por: El investigador

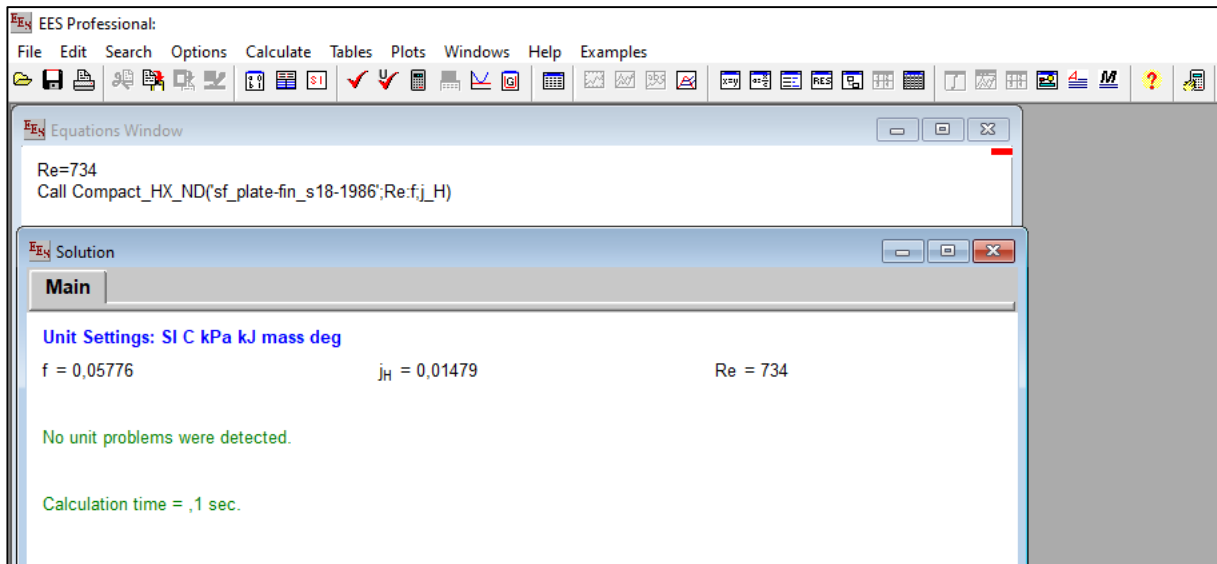


Figura 31: Parámetros de fricción y colburn fluido frío

Fuente: Software EES

Elaborado por: El investigador

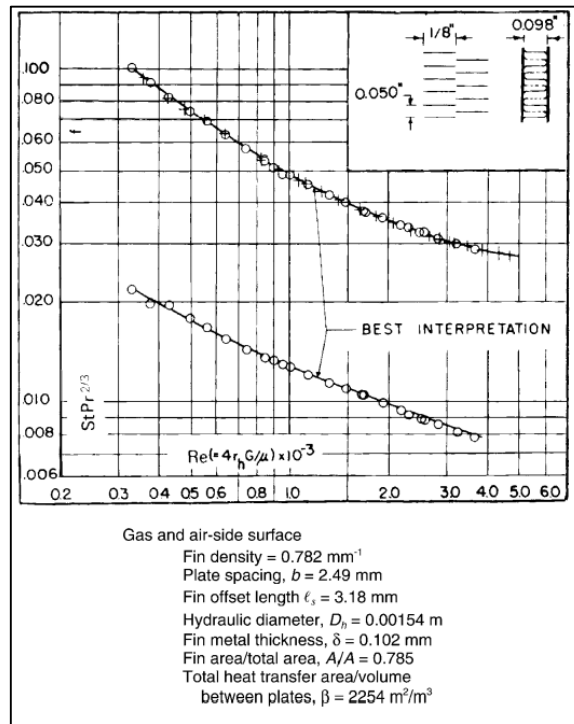


Figura 32: Aleta de tira offset
Fuente: (Hesselgreaves, 2000)
Elaborado por: El investigador

Ya encontrado los parámetros de fricción y Colburn se dieron los siguientes valores:

Tabla 20: Fluido caliente

Fluido	Reynolds	j	fcp
Caliente	890	0,01351	0,05171

Fuente: (Lozano , 1994)

Elaborado por: Por el investigador

Tabla 21: Fluido Frío

Fluido	Reynolds	j	fcp
Frío	734	0,01479	0,05776

Fuente: (Lozano , 1994)

Elaborado por: Por el investigador

Número de Stanton

El número de Stanton es un valor adimensional que relaciona la transferencia de calor a dimensional a un fluido y dependiendo su capacidad calorífica, y su principal característica se encuentra en la transferencia de calor en flujos de convección forzada, de esta forma se obtiene la tasa de transferencia con los valores de Pr que es un valor conocido de un coeficiente de fricción (Hesselgreaves, 2000).

$$j = StPr^{\frac{2}{3}} \tag{18}$$

$$j = 0.01351 = \frac{h_h}{G_h \times Cp} \left(Pr^{\frac{2}{3}} \right)$$

$$h_h = \frac{G_h \times Cp \times 0.01351}{(Pr_h)^{2/3}} = \frac{10.71 \times 1007 \times 0.01351}{(0.810)} = 179.87 \frac{w}{m^2 \times ^\circ C}$$

En el software EES se podrá comparar el coeficiente del fluido caliente, con un resultado de $181.6 \left(\frac{w}{m^2 \times ^\circ C} \right)$.

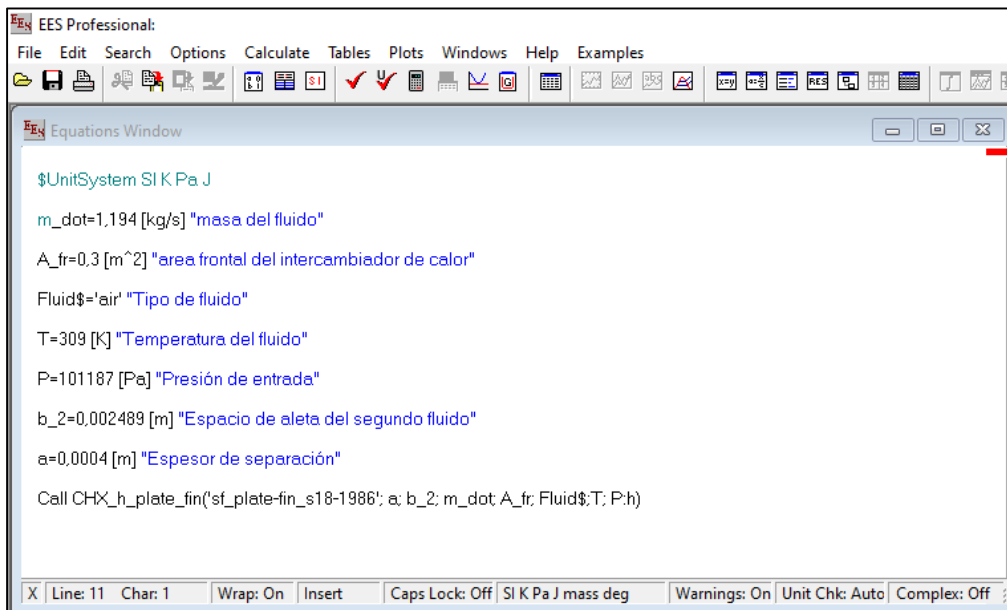


Figura 33: Ingreso de parámetros para el cálculo conectivo en EES fluido caliente

Fuente: Software EES

Elaborado por: Por el investigador

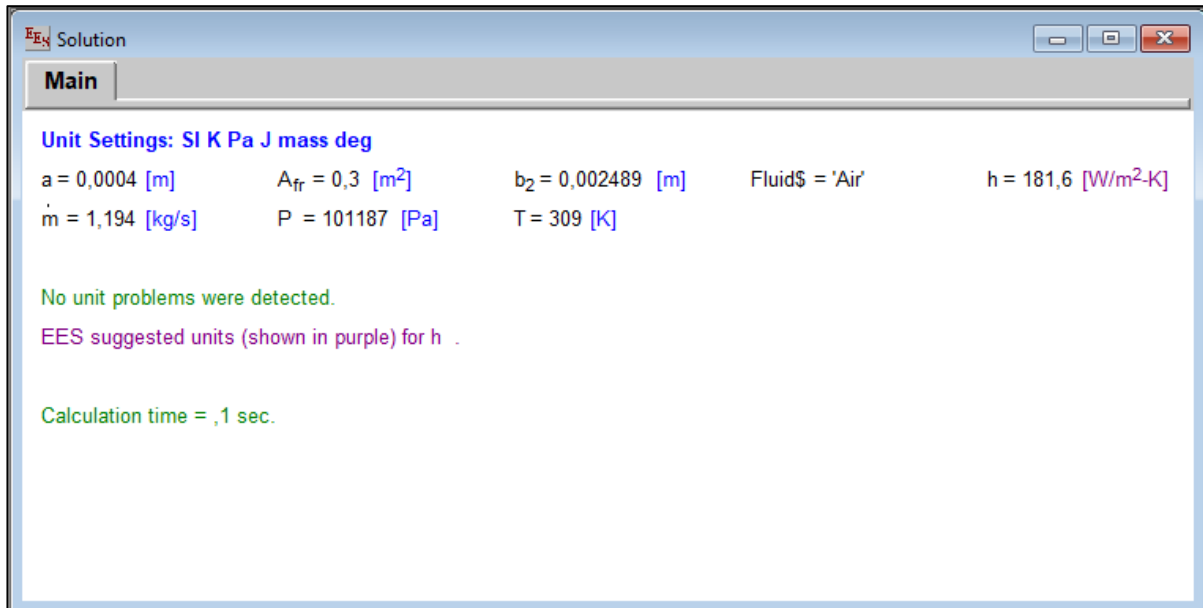


Figura 34: Solución de EES valor coeficiente del fluido caliente

Fuente: Software EES

Elaborado por: Por el investigador

$$h_c = \frac{G_c \times Cp \times 0.01479}{(P_{rc})^{2/3}} = \frac{8.80 \times 1007 \times 0.01479}{(0.812)} = 161.40 \frac{W}{m^2 \times ^\circ C}$$

h_h : Factor de convección del fluido caliente $\left(\frac{W}{m^2 \times ^\circ C}\right)$

h_c : Factor de convección del fluido frío $\left(\frac{W}{m^2 \times ^\circ C}\right)$

G_h : Velocidad de flujo másico del fluido caliente

G_c : Velocidad de flujo másico del fluido frío

Cp : Capacidad calorífica del aire

En el software EES se podría comparar el coeficiente del fluido frío, con un resultado de $159.5 \left(\frac{W}{m^2 \times ^\circ C}\right)$.

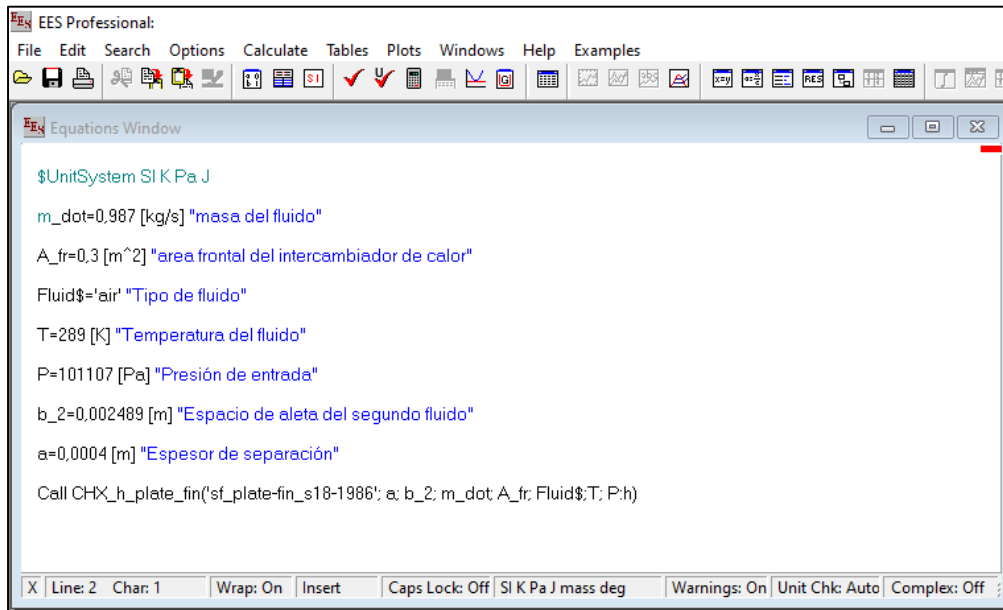


Figura 35: Ingreso de parámetros para el cálculo coeficiente en EES fluido frío
Fuente: Software EES
Elaborado por: Por el investigador

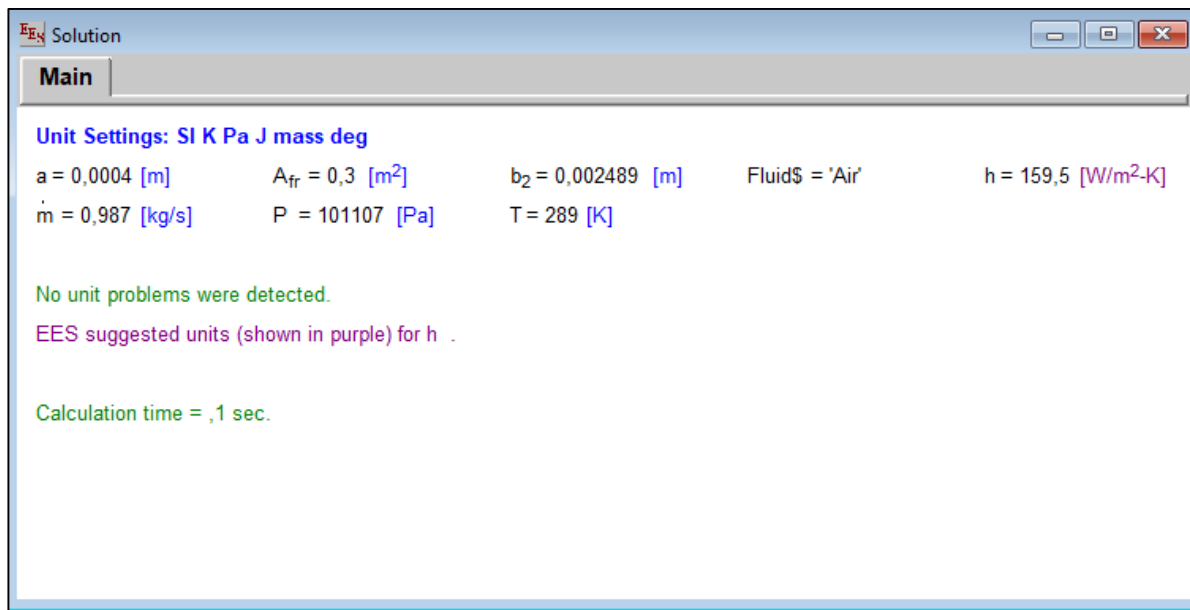


Figura 36: Solución de EES valor coeficiente del fluido frío
Fuente: Software EES
Elaborado por: Por el investigador

Análisis múltiple de aleta

Debido que el intercambiador cuenta con innumerables series de aletas es necesario el uso de un análisis múltiple, el intercambiador de calor consta de aletas rectangulares que se aplica

en la siguiente formula ver Anexo 2 depende que tipo de aleta se va a utilizar, se ingresa k_f que es la conductividad del material Acero Inoxidable 304 ver Anexo 3.

$$m_{fh} = \sqrt{\frac{2 \times h_h}{k_f \times \delta} \times \left(1 + \frac{\delta}{l_s}\right)} \quad (19)$$

$$m_{fh} = \sqrt{\frac{2 \times 179.87}{15 \times (0.102 \times 10^{-3})} \times \left(1 + \frac{0.102 \times 10^{-3}}{3.175 \times 10^{-3}}\right)} = 492.59 \text{ m}^{-1}$$

$$m_{fc} = \sqrt{\frac{2 \times h_h}{k_f \times \delta} \times \left(1 + \frac{\delta}{l_s}\right)}$$

$$m_{fc} = \sqrt{\frac{2 \times 161.40}{15 \times (0.102 \times 10^{-3})} \times \left(1 + \frac{0.102 \times 10^{-3}}{3.175 \times 10^{-3}}\right)} = 466.62 \text{ m}^{-1}$$

m_{fh} : Analisis multiple de aleta del fluido caliente(m^{-1})

m_{fc} : Analisis multiple de aleta del fluido frío (m^{-1})

k_f : Conductividad termica del material de la aleta $\left(\frac{\text{W}}{\text{m} \times ^\circ\text{C}}\right)$

δ : Espesor del metal de la aleta (m)

Longitud de aleta corregida

Necesario para disminuir las pérdidas debido al contacto con el ambiente ver Anexo 4.

$$L_f = \frac{b_c}{2} - \delta \quad (20)$$

$$L_f = \frac{2.49 \times 10^{-3}}{2} - 0.102 \times 10^{-3} = 1.143 \times 10^{-3} \text{ m}$$

L_f : longitud de la aleta corregita (m)

b_c : Espacio de la aleta (m)

δ : Espesor del metal de la aleta (m)

Eficiencia de aleta

Eficiencia por unidad de aleta.

$$n_{fh} = \frac{\tanh(m_{fh} \times l_f)}{m_{fh} \times l_f} \quad (21)$$

$$n_{fh} = \frac{\tanh(492.59 \times (1.143 \times 10^{-3}))}{492.59 \times (1.143 \times 10^{-3})} = 0.9063$$

$$n_{fc} = \frac{\tanh(m_{fc} \times l_f)}{m_{fc} \times l_f}$$

$$n_{fc} = \frac{\tanh(466.62 \times (1.143 \times 10^{-3}))}{466.62 \times 1.143 \times 10^{-3}} = 0.9148$$

n_{fh} : eficiencia de la aleta del fluido caliente

n_{fc} : Eficiencia de la aleta del fluido frío

Eficiencia global de aleta

Eficiencia del conjunto de aletas en el intercambiador

$$n_{oh} = 1 - (1 - n_{fh}) \times \frac{A_f}{A} \quad (22)$$

$$n_{oh} = 1 - (1 - 0.9062) \times 0.785 = 0.9263$$

$$n_{oc} = 1 - (1 - n_{fc}) \times \frac{A_f}{A}$$

$$n_{oc} = 1 - (1 - 0.9148) \times 0.785 = 0.9331$$

n_{oh} : eficiencia global de la aleta del fluido caliente

n_{ch} : eficiencia global de la aleta del fluido frío

$$\frac{A_f}{A}: \frac{\text{Área de aleta}}{\text{Área total}}$$

Área de conducción para resistencia térmica en pared

Área de la superficie entre placas

$$A_w = L_1 \times L_2 (2 \times N_p + 2) \quad (23)$$

$$A_w = 0.3 \times 0.3 (2 \times 172 + 2) = 31.14 \text{ m}^2$$

A_w : resistencia termica entre placas (m^2)

Resistencia térmica en pared

Para un recuperador es favorable las paredes lisas y su resistencia térmica por conducción dirigido por el espesor y el material del intercambiador (Shah & Sekulić, 2003).

$$R_w = \frac{\delta_w}{k_w A_w} \quad (24)$$

$$R_w = \frac{0.4 \times 10^{-3}}{15 \times 31.14} = 8.563 \times 10^{-7} \frac{\text{°C}}{\text{W}}$$

δ_w : Espesor de la pared (m)

k_w : Conductividad del material ($\frac{\text{W}}{\text{m} \times \text{°C}}$)

Conductancia global

Resistencia térmica global.

$$UA = \frac{1}{\left(\frac{1}{n_{oh} \times h_h \times A_h}\right) + R_w + \left(\frac{1}{n_{oc} \times h_c \times A_c}\right)} \quad (25)$$

$$UA = \frac{1}{\left(\frac{1}{0.9263 \times 179.87 \times 86.87}\right) + 8.563 \times 10^{-7} + \left(\frac{1}{0.9331 \times 161.40 \times 87.36}\right)}$$

$$UA = \frac{1}{1.4595 \times 10^{-4}} = 6851.66 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{°C}}$$

Capacidad calorífica

La relación de capacidades caloríficas cr es el cociente del calor mínimo entre el calor máximo de ambos fluidos, es decir:

$$C_h = \dot{m}_h \times C_{ph} \quad (26)$$

$$C_h = 1.194 \times 1007 = 1202.35 \frac{W}{^\circ C}$$

$$C_h : C_{m\acute{a}x}$$

$$C_c = \dot{m}_c \times C_{pc}$$

$$C_c = 0.987 \times 1007 = 993.90 \frac{W}{^\circ C}$$

$$C_c : C_{m\acute{i}n}$$

$$C_r = \frac{C_{m\acute{i}n}}{C_{m\acute{a}x}} = \frac{993.90}{1202.35} = 0.8266$$

C_h : Capacidad calorífica del fluido caliente $\left(\frac{W}{^\circ C}\right)$

C_c : Capacidad calorífica del fluido frío $\left(\frac{W}{^\circ C}\right)$

C_r : Capacidad de entre los fluidos

Posteriormente se calcula el número adimensional NTU.

NTU

$$NTU = \frac{UA}{C_{m\acute{i}n}} \quad (27)$$

$$NTU = \frac{6851.66}{993.90} = 6.89$$

Efectividad

La efectividad se relaciona con el tipo de sentido de flujo, en este caso es un intercambiador de flujo cruzado y se maneja la siguiente ecuación ver Anexo 5.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{1}{C_r}(NTU)^{0.22}\{exp^{-C_r(NTU)^{0.78}} - 1\}\right] \quad (28)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{1}{0.8266}(6.89)^{0.22}\{exp^{-0.8266(6.89)^{0.78}} - 1\}\right]$$

$$\varepsilon = 0.8321 \times 100 = 83.21 \%$$

Tasa de intercambio de calor

La tasa de transferencia de calor térmico es la energía que se produce por medio entre los fluidos sin que se mezclen.

$$\dot{Q} = \varepsilon \times C_{\min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (29)$$

$$\dot{Q} = 0.8321 \times 993.90(36 - 16)$$

$$\dot{Q} = 16540.48$$

Temperaturas a la salida del intercambiador

Estas temperaturas se comparan con las propuestas al inicio, de ser diferentes se reinicia el proceso iterativo con las nuevas temperaturas de salida calculadas.

$$T_{ho} = T_{hi} - \frac{\dot{Q}}{C_h} \quad (30)$$

$$T_{ho} = 36 - \left(\frac{16540.48}{1202.35}\right) = 22.24^\circ$$

$$T_{co} = T_{ci} + \frac{\dot{Q}}{C_c}(T_{hi} - T_{ci})$$

$$T_{co} = 16 + \left(\frac{16540.48}{993.90}\right) = 32.64^\circ$$

Como estas temperaturas de salidas son diferentes de las supuestas anteriormente, para la determinación inicial de las propiedades de los fluidos, se realizó dos interacciones más con las propiedades del fluido evaluadas a las nuevas temperaturas promedio, así tener una salida de temperatura asociada a la que el intercambiador va a generar en su proceso de recuperación de calor donde se evaluara los siguientes puntos el NTU, la efectividad, la capacidad calorífica de los fluidos.

Tabla 22: Temperatura de salida, nuevas temperaturas promedio

	Temp. Salida	Temp. Promedio 1	Temp. Promedio 2
Tho	22,24	29,12	29,09
Tco	32,64	24,32	24,35

Fuente: El investigador

Elaborado por: Por el investigador

Tabla 23: Datos de la nueva interacción

Evaluación	Interacción 1	Interacción 2
Cr	0,8266	0,8266
NTU	6,90	6,90
E	0,8356	0,8356
Tho	22,18	22,19
Tco	32,71	32,70

Fuente: El investigador

Elaborado por: Por el investigador

Dado que con las nuevas interacciones el intercambiador de calor tiene una eficiencia de $0.8356 \approx 83.56\%$, la nueva tasa de intercambio de calor según la ecuación 29 es la siguiente.

$$\dot{Q} = \varepsilon \times C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (31)$$

$$\dot{Q} = 0.8356 \times 993.90(36 - 16)$$

$$\dot{Q} = 16610.05 \text{ w}$$

Caída de Presión

El cálculo algorítmico en su punto último concentra la conducta en el intercambiador de calor el funcionamiento hidráulico, las precedentes ecuaciones detallan en base a la geometría que caracteriza este sistema (Shah & Sekulić, 2003).

$$\Delta_p = \frac{G^2}{2g_c\rho_i} \left[(1 - \sigma^2 + k_c) + f \frac{L}{r_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho_m} \right) + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) - (1 - \sigma^2 - k_e) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right] \quad (32)$$

Densidad de salida de los fluidos

$$\rho_o = \frac{P_i}{RT_o} \quad (33)$$

ρ_o : Densidad de la salida de los fluidos $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

P_i : Presion de ingreso al sistema (Kpa)

R : Constante del aire $\left(\frac{KJ}{kg \times ^\circ K}\right)$

T_o : Temperatura de salida de los fluidos en el intercambiador ($^\circ K$)

$$\rho_{oh} = \frac{P_{ih}}{RT_{oh}}$$

$$\rho_{oh} = \frac{101.25}{0.287 \times 295.33} = 1.19455 \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

$$\rho_{oc} = \frac{P_{ic}}{RT_{oc}}$$

$$\rho_{oc} = \frac{101.17}{0.287 \times 305.86} = 1.15251 \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

Densidad media

La densidad no se comporta de manera lineal por lo tanto con el cambio de temperatura se utiliza el conocimiento de densidad media, no confundirse con una densidad promedio. Los valores de ρ_h y ρ_c se obtuvieron según la tabla de (Cengel & Ghahar, 2011) ver Anexo1.

$$\rho_{mh} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_h} + \frac{1}{\rho_{oh}} \right) \quad (34)$$

$$\rho_{mh} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{1.141} + \frac{1}{1.19455} \right) = 0.8567 \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

$$\rho_{cm} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_c} + \frac{1}{\rho_{oc}} \right)$$

$$\rho_{mc} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{1.219} + \frac{1}{1.15251} \right) = 0.8439 \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

La caída de presión se encuentra constituida por tres partes, una contracción repentina a la entrada del intercambiador, una caída natural en el núcleo del intercambiador correspondida a la reducción de área y por ultimo una expansión a la salida. Los intercambiadores de calor compactos de placas con aletas PHFE son intercambiadores que con su sistema de intercambio tiene una baja caída de presión.

Coefficiente de contracción y extracción

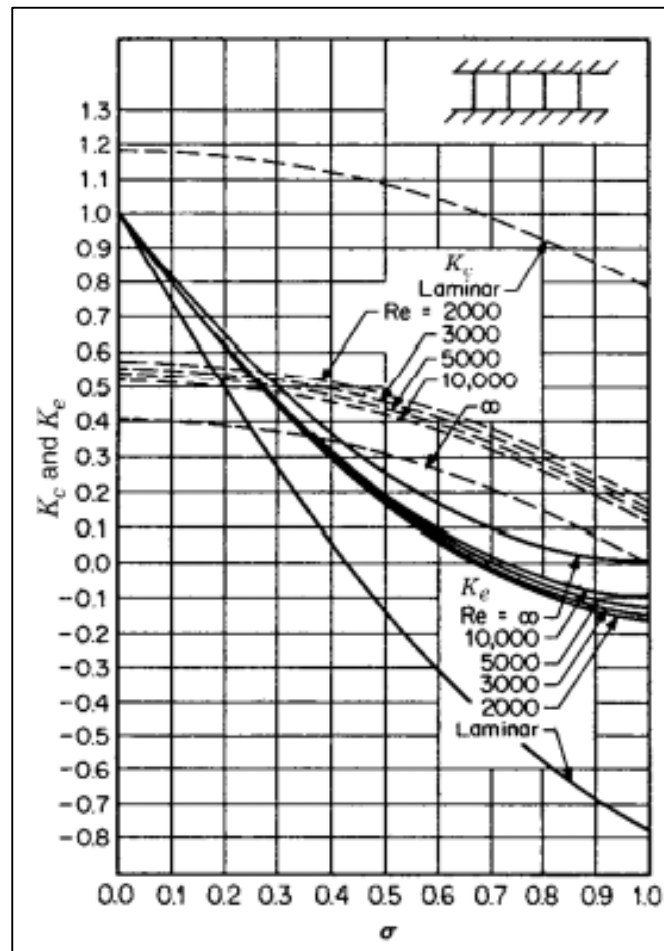


Figura 37: Núcleo de tubo cuadrado múltiple

Fuente: (Hesselgreaves, 2000)

Elaborado por: El investigador

Ahora se determina los valores de K_c y K_e , que se presentan en la figura 37, se aplican en tubos largos para los cuales el flujo es totalmente desarrollado para la salida. Las aletas de la tira compensada se utilizan en los dos lados del fluido caliente como en el fluido frío, de tal forma las geometrías de las aletas, debido a las frecuentes interrupciones de la capa límite, se puede decir que el fluido está bien mezclado y se trata como si el número de Reynolds es muy grande ($Re=\infty$) (Shah & Sekulić, 2003). El valor de σ se encuentra en la ecuación 10, donde está relacionado con el número de Reynolds .

Tabla 24: Coeficiente de contracción y expansión de los fluidos

	σ	K_c	K_e
Caliente	0,371	0.36	0.42
Frío	0,373	0.35	0.40

Fuente: (Hesselgreaves, 2000)

Elaborado por: Por el investigador

Esquemas de corrección para propiedades de fluidos dependientes de la temperatura

Antes de calcular la caída de presión, se debe corregir los valores de isoterma. Factores de fricción para tener en cuenta las propiedades dependientes de la temperatura, esto indica que se necesita calcular el fluido caliente y el fluido frío con sus respectivas temperaturas medias y temperaturas de pared, basados en las últimas temperaturas de salida según la ecuación 30 y sus respectivas interacciones (Shah & Sekulić, 2003).

$$T_{hm} = \frac{36 + 22.18}{2} = 29.09 \text{ } ^\circ\text{C} = 302.24 \text{ } ^\circ\text{K} \quad (35)$$

$$T_{cm} = \frac{16 + 32.71}{2} = 24.35 \text{ } ^\circ\text{C} = 297.5 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Las resistencias térmicas de cada lado del fluido caliente y el fluido frío son:

$$R_h = \left(\frac{1}{n_{oh} \times h_h \times A_h} \right) = 6.9090 \times 10^{-5} \quad (36)$$

$$R_c = \left(\frac{1}{n_{oc} \times h_c \times A_c} \right) = 7.6007 \times 10^{-5}$$

$$\frac{R_h}{R_c} = 0.9089$$

Se determina la temperatura de la pared:

$$q = \frac{T_{hm} - T_w}{R_h} = \frac{T_w - T_{cm}}{R_c} \quad (37)$$

$$T_w = \frac{T_{hm} + \left(\frac{R_h}{R_c}\right) T_{cm}}{1 + \left(\frac{R_h}{R_c}\right)} = \frac{29.09 + 0.9089 \times 24.35}{1 + 0.9089} = 26.83 \text{ } ^\circ\text{C} = 299.98 \text{ } ^\circ\text{K} \quad (38)$$

Como el aire caliente se está enfriando se utiliza la siguiente ecuación, para el exponente $m=0.81$ cuando $0.5 < \frac{T_w}{T_m} < 1$.

$$f = f_{cp} \left(\frac{T_w}{T_{hm}}\right)^m = 0.05171 \times \left(\frac{299.98}{302.24}\right)^{0.81} = 0.05139 \quad (39)$$

Como el aire frío se está calentando se utiliza la siguiente ecuación, para el exponente $m=1$ cuando $1 < \frac{T_w}{T_m} < 3$.

$$f = f_{cp} \left(\frac{T_w}{T_{cm}}\right)^m = 0.05776 \times \left(\frac{299.98}{297.5}\right)^1 = 0.05824 \quad (40)$$

Teniendo en cuenta ya todos los factores e incógnitas que se necesita para poder calcular la caída de presión se reemplaza en la ecuación (32), g_c es la constante de proporcionalidad en la segunda ley de movimiento de Newton $g_c: 1$ y es un valor adimensional.

$$\Delta_{ph} = \frac{Gh^2}{2g_c\rho_{ih}} \left[(1 - \sigma h^2 + k_{ch}) + f \frac{L}{r_h} \rho_{ih} \left(\frac{1}{\rho_{mh}}\right) + 2 \left(\frac{\rho_{ih}}{\rho_{oh}} - 1\right) - (1 - \sigma h^2 - k_{eh}) \frac{\rho_{ih}}{\rho_{oh}} \right]$$

$$\Delta_{ph} = \frac{(10.71)^2}{2 \times 1 \times 1.141} \left[(1 - 0.371^2 + 0.36) + 0.05139 \times \frac{0.30}{\left(\frac{0.00154}{4}\right)} \times \left(\frac{1.141}{0.8567}\right) + 2 \left(\frac{1.141}{1.19455} - 1\right) - (1 - 0.371^2 - 0.42) \times \frac{1.141}{1.19455} \right]$$

$$\Delta_{ph} = 2002.86 \text{ Pa}$$

$$\Delta_{pc} = \frac{Gc^2}{2g_c\rho_{ic}} \left[(1 - \sigma c^2 + k_{cc}) + f \frac{L}{r_h} \rho_{ic} \left(\frac{1}{\rho_{mc}}\right) + 2 \left(\frac{\rho_{ic}}{\rho_{oc}} - 1\right) - (1 - \sigma c^2 - k_{ec}) \frac{\rho_{ic}}{\rho_{oc}} \right]$$

$$\Delta_{pc} = \frac{(8.80)^2}{2 \times 1 \times 1.219} \left[(1 - 0.373^2 + 0.35) + 0.05824 \times \frac{0.30}{\left(\frac{0.00154}{4}\right)} \times \left(\frac{1.219}{0.8439}\right) + 2 \left(\frac{1.219}{1.15251} - 1\right) - (1 - 0.373^2 - 0.40) \times \frac{1.219}{1.15251} \right]$$

$$\Delta_{pc} = 1508.91 \text{ Pa}$$

Como el lado del aire caliente es más alto de lo especificado, los nuevos valores de G en los ambos lados del aire frío y caliente son determinado de nuevo a partir de la ecuación 32, considerando a G como desconocido (Shah & Sekulić, 2003).

$$2002.86 \text{ Pa} = \frac{G_h^2}{2 \times 1 \times 1.141} \times [39.85] \rightarrow G_h = 10.70 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \times \text{s}} \quad (41)$$

$$1508.91 \text{ Pa} = \frac{G_c^2}{2 \times 1 \times 1.219} \times [47.51] \rightarrow G_c = 8.79 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \times \text{s}}$$

Tabla 25: Nuevos datos de interacción de la caída de presión del intercambiador

	Caliente		Frío	
	$\Delta_{ph}: (\text{Pa})$	Gh^2	$\Delta_{pc}: (\text{Pa})$	Gc^2
Original	2002,86	10,7	1508,91	8,79
Primera	1999,27	10,69	1505,59	8,78
Segunda	1995,28	10,68	1501,79	8,77
Tercera	1991,7	10,67	1498,79	8,76

Fuente: El investigador

Elaborado por: Por el investigador

```

$UnitSystem SI Pa K J
a=0,0004 [m] "espesor de la pared"
b_2=0,00249 [m] "espacio del segundo fluido"
m_dot=1,194 [kg/s] "masa del fluido"
A_fr=0,3 [m^2] "area frontal del intercambiador"
Fluid$='air_ha' "Tipo de fluido"
T_i=309,15[K] "Temperatura de Entrada"
T_o=295,33 [K] "Temperatura de salida"
P=101250[Pa] "Presion de entrada"
L=0,30[m] "Longitud del intercambiador"
Call CHX_DELTAp_plate_fin('sf_plate-fin_s18-1986';a; b_2; m_dot; A_fr;L; Fluid$; T_i; T_o; P;DELTAp)

```

X Line: 12 Char: 1 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI K Pa J mass deg Warnings: On Unit Chk: Auto Complex: Off

Figura 38: Parámetros de ingreso caída de presión fluido caliente
Fuente: Software EES
Elaborado por: El investigador

Main

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

a = 0,0004 [m]	A _{fr} = 0,3 [m ²]	b ₂ = 0,00249 [m]	Δp = 1968 [Pa]	Fluid\$ = 'air_ha'
L = 0,3 [m]	ṁ = 1,194 [kg/s]	P = 101250 [Pa]	T _i = 309,2 [K]	T _o = 295,3 [K]

No unit problems were detected.
EES suggested units (shown in purple) for DELTAp .

Calculation time = ,2 sec.

Figura 39: Resultado de caída de presión del fluido caliente
Fuente: Software EES
Elaborado por: El investigador

```

$UnitSystem SI Pa K J
a=0,0004 [m] "espedor de la pared"
b_2=0,00249 [m] "espacio del segundo fluido"
m_dot=0,987 [kg/s] "masa del fluido"
A_fr=0,3 [m^2] "area frontal del intercambiador"
Fluid$='air_ha' "Tipo de fluido"
T_i=289,15[K] "Temperatura de Entrada"
T_o=305,86 [K] "Temperatura de salida"
P=101174[Pa] "Presion de entrada"
L=0,30[m] "Longitud del intercambiador"
Call CHX_DELTAp_plate_fin('sf_plate-fin_s18-1986';a; b_2; m_dot; A_fr;L; Fluid$; T_i; T_o; P;DELTAp)

```

Line: 1 Char: 1 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI K Pa J mass deg Warnings: On Unit Chk: Auto Complex: Off

Figura 40: Resultado de caída de presión del fluido frío

Fuente: Software EES

Elaborado por: El investigador

Main

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

a = 0,0004 [m]	A _{fr} = 0,3 [m ²]	b ₂ = 0,00249 [m]	Δp = 1471 [Pa]	Fluid\$ = 'air_ha'
L = 0,3 [m]	\dot{m} = 0,987 [kg/s]	P = 101174 [Pa]	T _i = 289,2 [K]	T _o = 305,9 [K]

No unit problems were detected.

EES suggested units (shown in purple) for DELTAp .

Calculation time = ,1 sec.

Figura 41: Resultado de caída de presión del fluido frío

Fuente: Software EES

Elaborado por: El investigador

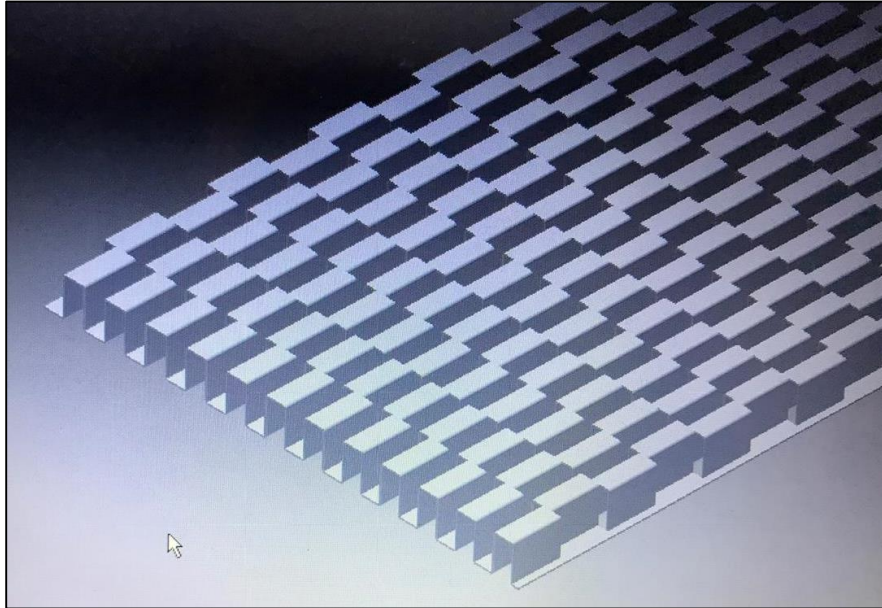


Figura 42: Diseño de aleta offset strip fin
Fuente: El investigador
Elaborado por: El investigador

Se desarrolla el diseño de la aleta tipo offset strip fin, con las características y dimensiones correspondientes con la ayuda del programa inventor de AutoDesk.

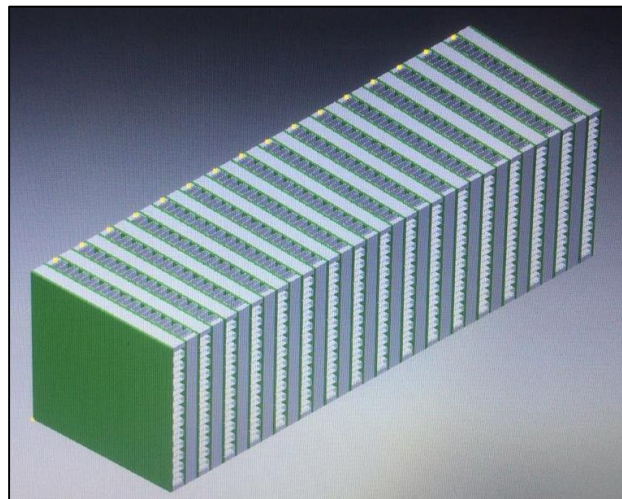


Figura 43: Diseño del núcleo del intercambiador de calor
Fuente: Investigador
Elaborado por: El investigador

Simulación en el Software Ansys

Se dibuja una sección del intercambiador de calor para facilitar la rapidez del proceso de simulación.

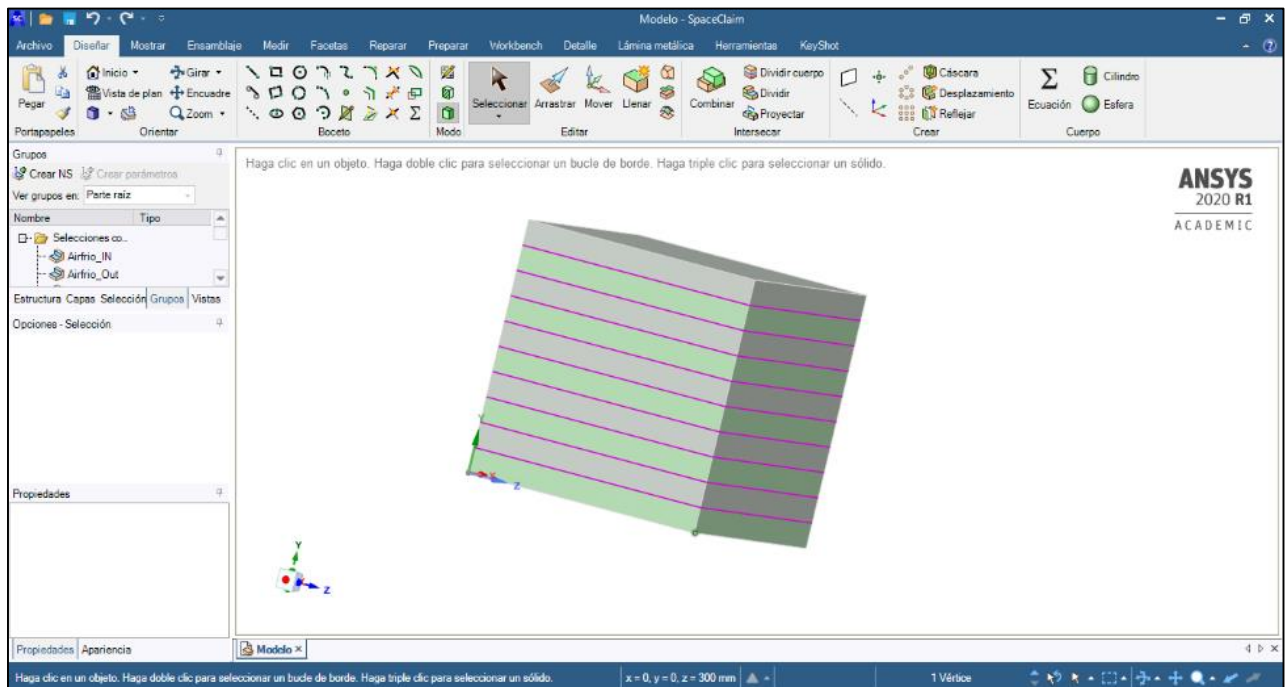


Figura 44: Proyección de una parte del intercambiador de calor

Fuente: El investigador

Elaborado por: El investigador

Proyectada una sección del intercambiador de calor de flujo cruzado, se realiza la malla para preparar el modelo en la simulación. Se define el material que compone el intercambiador de calor es de acero inoxidable 304.

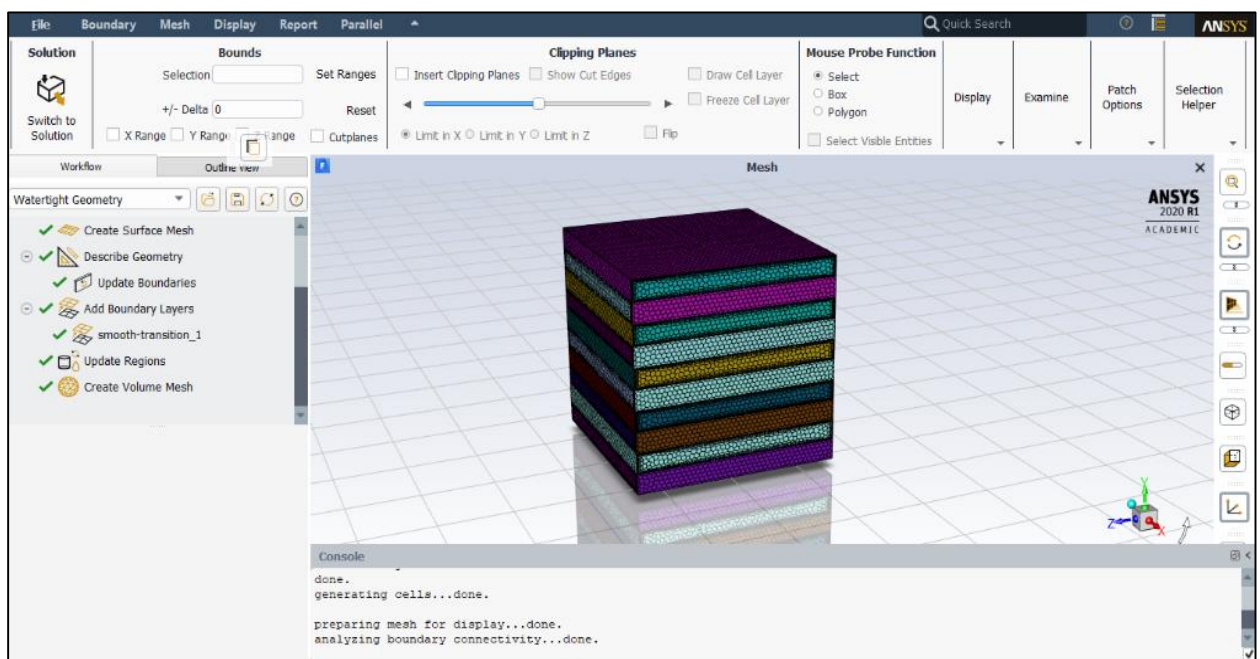


Figura 45: Mallado del intercambiador de calor

Fuente: El investigador

Elaborado por: El investigador

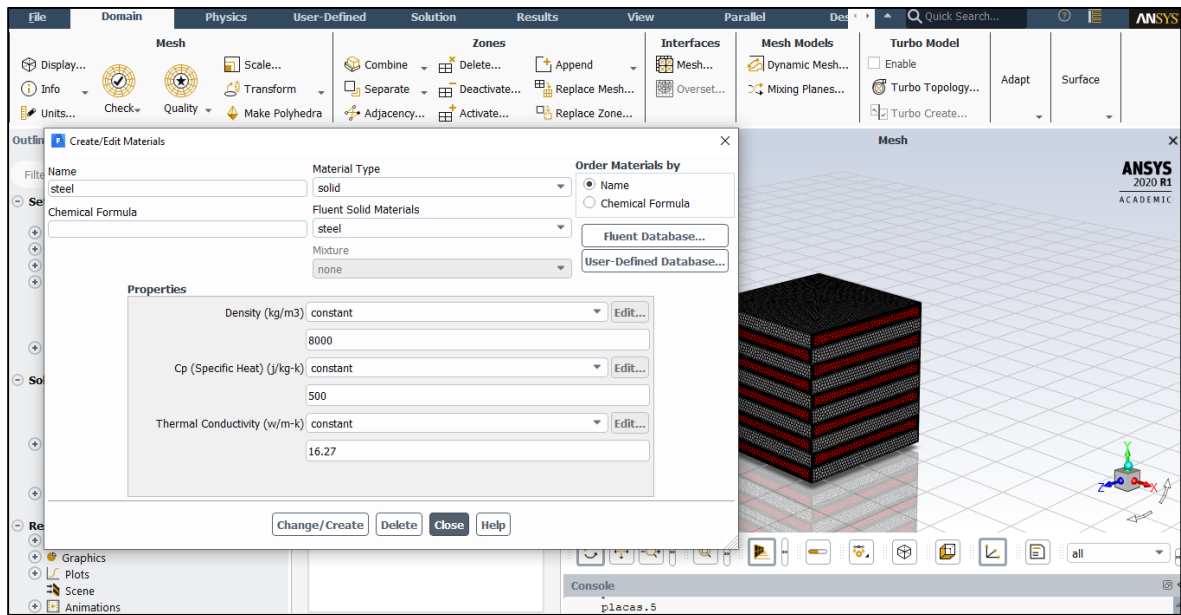


Figura 46: Selección del material del intercambiador de calor
Fuente: El investigador
Elaborado por: El investigador

Se define las características de los fluidos a utilizar, como temperatura de entrada del aire caliente ($36\text{ }^{\circ}\text{C}$), y su velocidad que ingresa al intercambiador de calor ($3.49\frac{\text{m}}{\text{s}}$).

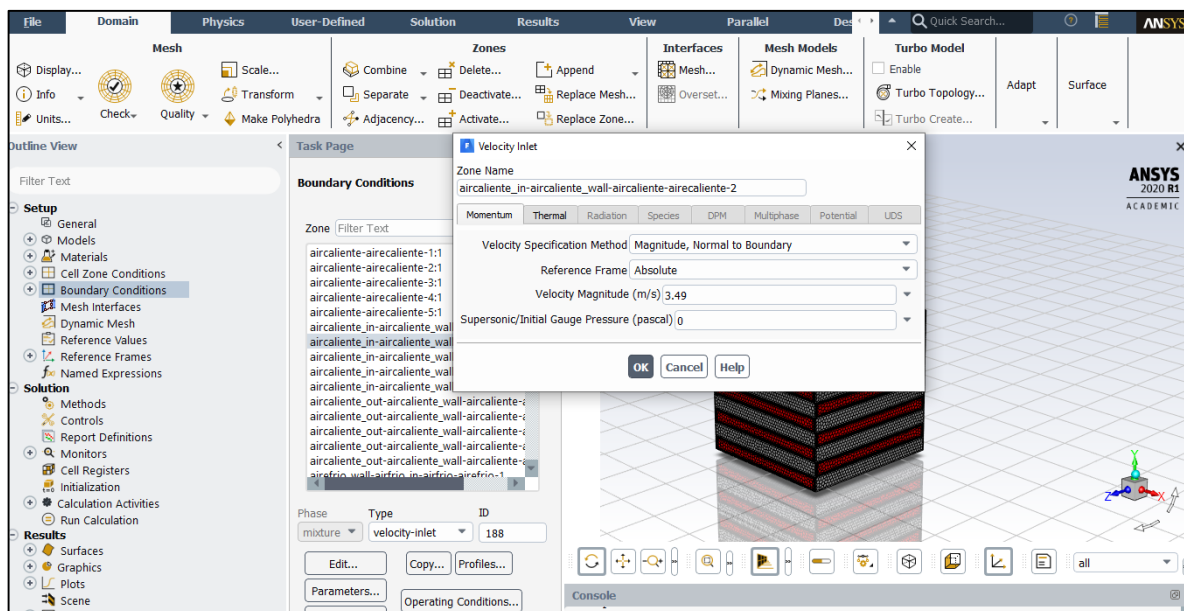


Figura 47: Características de fluido caliente
Fuente: El investigador
Elaborado por: El investigador

Se define las características de los fluidos a utilizar, como temperatura de entrada del aire frío (16 °C), y su velocidad que ingresa al intercambiador de calor (2.7 m/s).

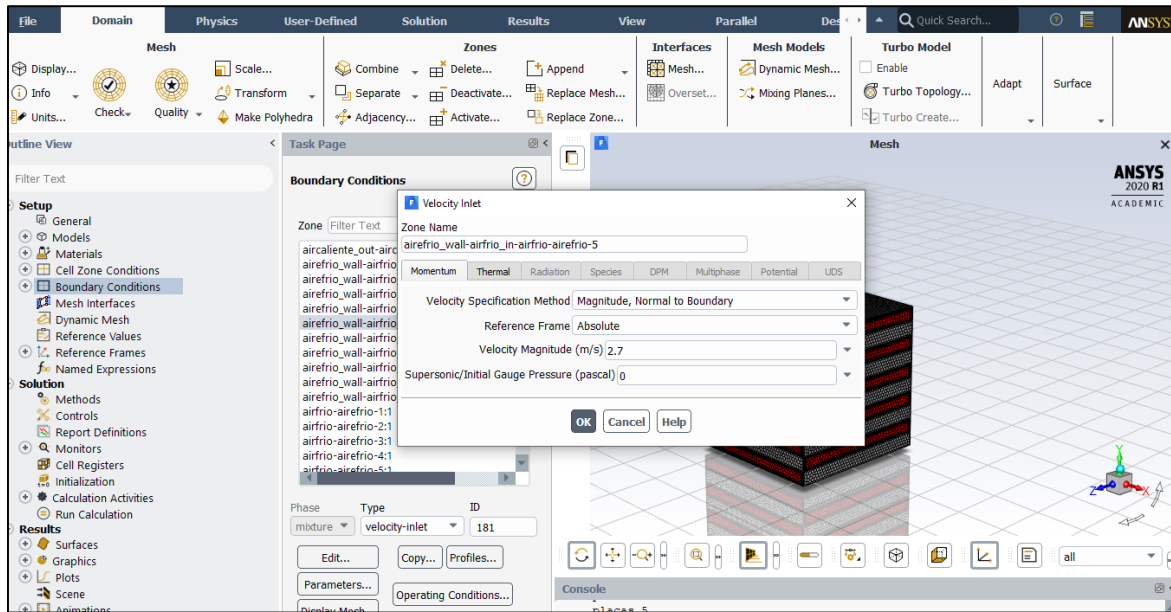


Figura 48: Características de fluido frío

Fuente: El investigador

Elaborado por: El investigador

Ingresado las características de los fluidos caliente y frío, la simulación proyecta el valor de temperatura de entrada del intercambiador de calor.

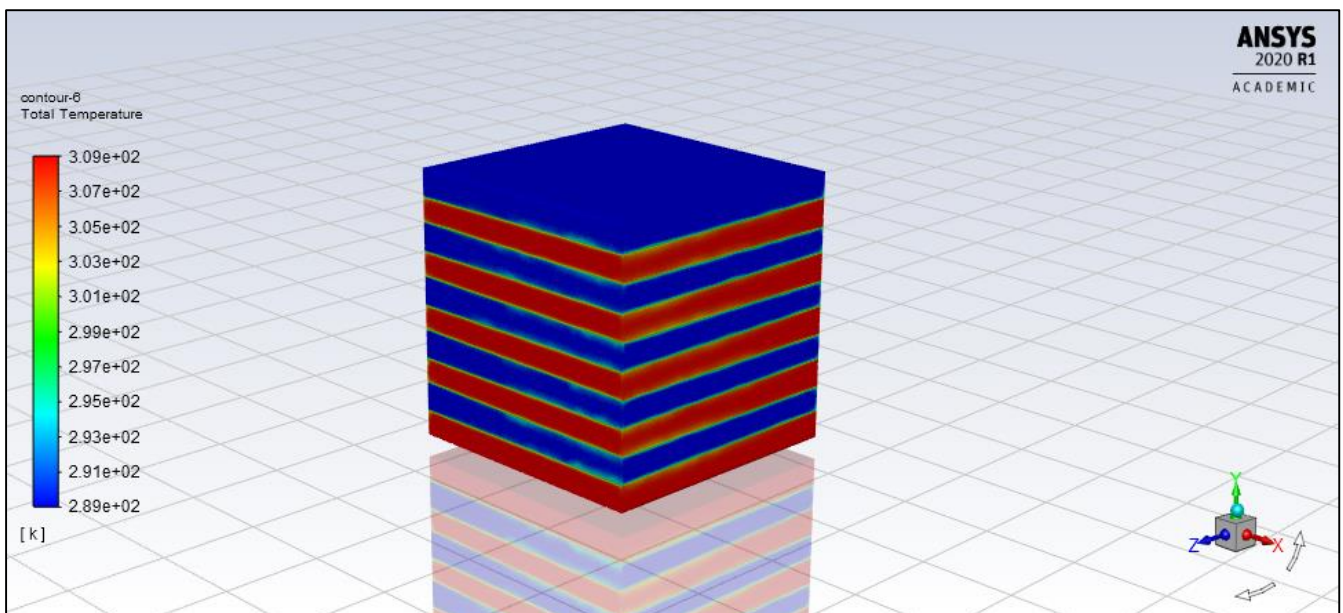


Figura 49: Proyección de simulación de ingreso de temperaturas del intercambiador de flujo cruzado

Fuente: El investigador

Elaborado por: El investigador

Temperatura de salida del aire frío:

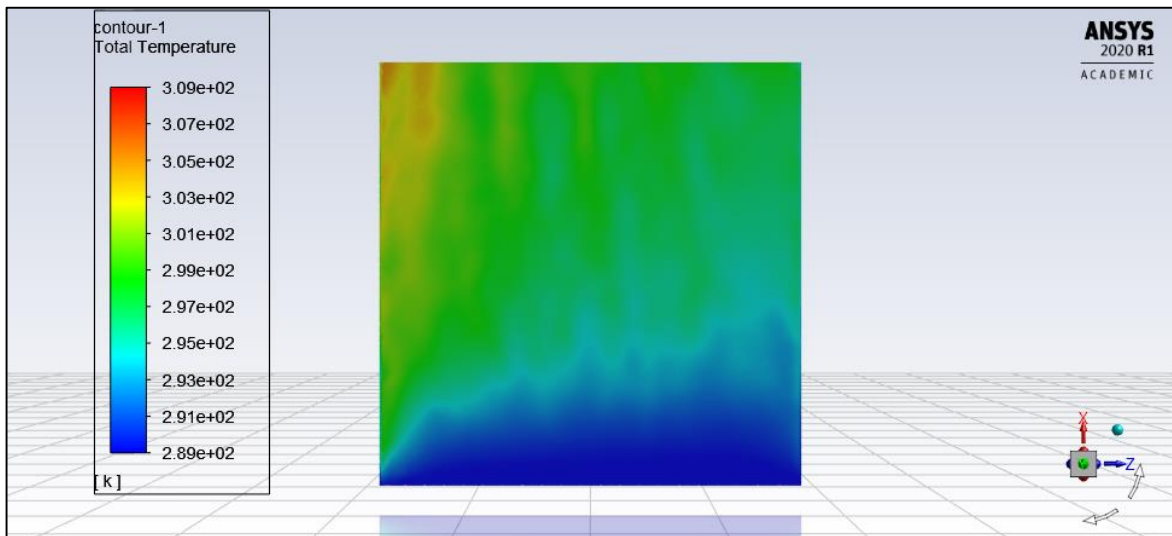


Figura 50: Resultado de temperatura de salida del fluido frío

Fuente: El investigador

Elaborado por: El investigador

Se observa una temperatura de aire frío de entrada igual a $289.15 \text{ }^\circ\text{K}$ (16°C) y una temperatura de salida de $305.15 \text{ }^\circ\text{K}$ (32°C).

Temperatura de salida del aire caliente:

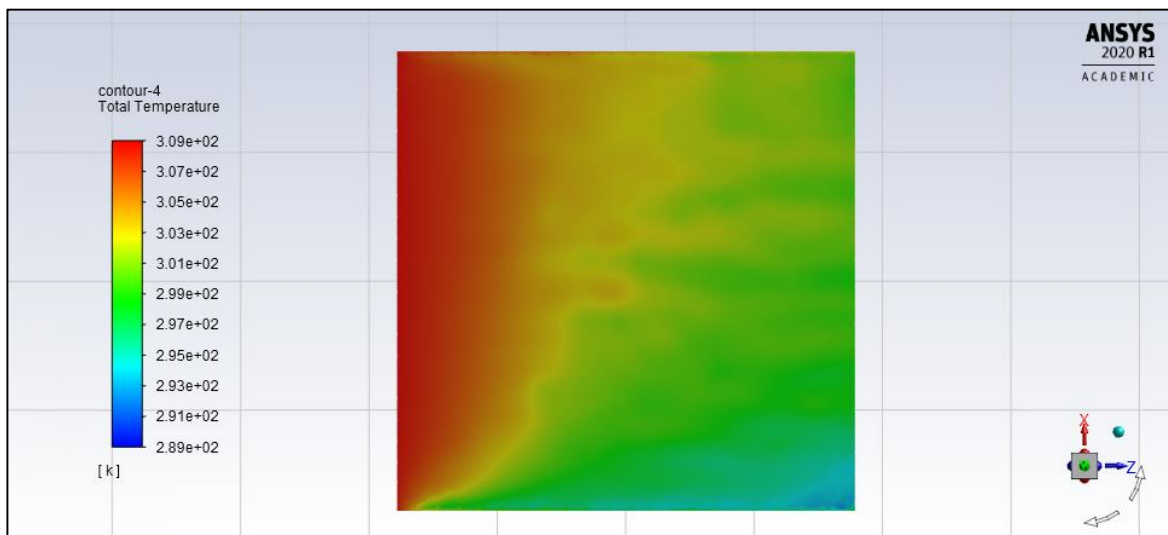


Figura 51: Resultado de temperatura de salida del fluido frío

Fuente: El investigador

Elaborado por: El investigador

Se observa una temperatura de aire caliente de entrada igual a $309.15 \text{ }^\circ\text{K}$ (36°C) y una temperatura de salida cercana a $295.15 \text{ }^\circ\text{K}$ (22°C).

Flujo Cruzado de Vectores

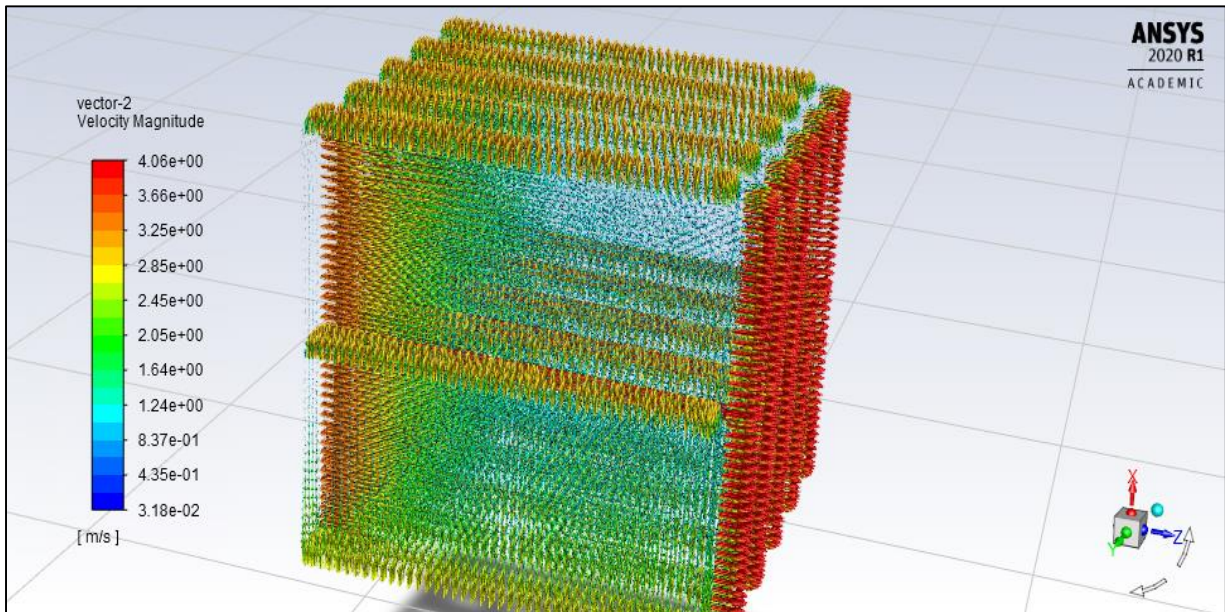


Figura 52: Resultado de salida de velocidad de los fluidos

Fuente: El investigador

Elaborado por: El investigador

Por último la velocidad de salida del intercambiador del aire caliente de $\left(3.25 \frac{m}{s}\right)$ y la velocidad del fluido frío de $\left(2.45 \frac{m}{s}\right)$.

Tabla 26: Trabajo en horas del intercambiador de calor con respecto al ahorro anual

Horas/día	Trasferencia de calor (kW)	Horas/ Mes (kWh/mes)	Horas/ Año(kWh/año)	Ahorro anual (\$)
8	16,61	3986,4	47836,8	4305,31
6	16,61	2989,8	35877,6	3228.98

Fuente: El investigador

Elaborado por: El investigador

Análisis de costos

Instalación de un intercambiador de calor para ahorrar energía y dinero.

Si se va a instalar un intercambiador de calor aire-aire (compacto) para precalentar las condiciones específicas de la bodega de almacenamiento, se determina la razón de transferencia de calor del intercambiador, las horas de funcionamiento, la cantidad de energía y de dinero que se ahorra por año con respecto al consumo energético (Cengel & Ghahar, 2011).

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{a}x}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (42)$$

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = 1202.35(36 - 16)$$

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = 24047,16 \frac{J}{s} \approx 24.04 \frac{KJ}{s}$$

Un intercambiador de tamaño y costo razonables puede generar una eficiencia del (75%) de potencial de transferencia de calor, el recuperador de calor diseñado en este proyecto tiene una eficiencia del (83.56%).

$$\dot{Q} = \varepsilon \times \dot{Q}_{m\acute{a}x} = (0.8356) \times \left(24.04 \frac{KJ}{s}\right) = 20.09 \frac{KJ}{s} \quad (43)$$

El intercambiador operará 8 horas al día durante los 365 días del año; las horas de funcionamiento son:

$$\text{Horas de operación} = \left(8 \frac{\text{horas}}{\text{día}}\right) \times \left(365 \frac{\text{días}}{\text{año}}\right) = 2920 \frac{\text{horas}}{\text{año}} \quad (44)$$

El intercambiador ahorra $20.09 \frac{KJ}{s}$ de energía por segundo, la energía ahorrada durante todo un año será.

$$\text{Energía ahorrada} = (\text{Razón de la transferencia de calor})(\text{Tiempo de operación}) \quad (45)$$

$$\text{Energía ahorrada} = \left(20.09 \frac{KJ}{s}\right) \times \left(2920 \frac{\text{horas}}{\text{año}}\right) \times \left(3600 \frac{s}{\text{horas}}\right)$$

$$\text{Energía ahorrada} = 2.111 \times 10^8 \frac{KJ}{\text{año}}$$

Los calefones tienen una eficiencia que varía entre 72% y 88% por lo tanto los ahorros de energía que se determinan dan los resultados de ahorros de combustible en la cantidad de

tanques economizados en el año, ya que los calefones utilizan GLP comercial de 45 kg su poder calorífico es $11000 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$ (Farinango & Tipán, 2007).

$$\text{Poder calorífico GLP (45 kg)} = 11000 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \times 4186 \frac{\text{J}}{\text{kcal}} \times \frac{45 \text{ kg}}{1 \text{ tanque}} \times \frac{1 \text{ KJ}}{1000 \text{ J}} \quad (46)$$

$$\text{Poder calorífico GLP (45 kg)} = 2072070 \text{ KJ}$$

$$\text{Combustible ahorrado} = \frac{\text{Energía ahorrada}}{\text{Eficiencia del calefon}} \times \text{Poder calorífico GLP} \quad (47)$$

$$\text{Combustible ahorrado} = \frac{2.111 \times 10^8 \frac{\text{KJ}}{\text{año}}}{0.72} \times \left(\frac{1 \text{ tanque de 45 kg}}{2072070 \text{ KJ}} \right)$$

$$\text{Combustible ahorrado} = 141.49 \frac{\text{tanques}}{\text{año}}$$

El precio del GLP es de \$ 60 por tanque de 45 Kg ver Anexo 7, la cantidad de dinero ahorrado a la empresa se determina en la siguiente ecuación.

$$\text{Dinero ahorrado} = (\text{Combustible ahorrado}) \times (\text{Precio de combustible}) \quad (48)$$

$$\text{Dinero ahorrado} = \left(141.49 \frac{\text{tanques}}{\text{año}} \right) \times \left(\$ 60 \frac{\text{dólar}}{\text{tanque}} \right)$$

$$\text{Dinero ahorrado} = 8489.4 \frac{\text{dólares}}{\text{año}}$$

Para un ahorro de energía más preciso se tendría que tomarse en cuenta el consumo que genera el motor de la manejadora aire, ya que consumirá energía extra para el funcionamiento del intercambio de calor, el motor tiene una potencia de 0.4 HP.

Tabla 28: Datos de placa de la manejadora de aire

	Cantidad	Ph	Voltios	Hz	RLA	LRA	HP	
Compresor	2	3	220	60	17,6	108	4	
Motor externo	2	1	220	60	1,39	4,4	0,4	
Motor interno	Estándar	1	3	220	60	6,7	40,2	1,5
	Sobre tamaño	1	3	220	60	8,3	64	3

Fuente: El investigador

Elaborado por: El investigador

El consumo de energía extra del motor externo sería el siguiente:

$$\text{Energía extra} = 0.4 \text{ HP} \times \frac{1 \text{ kW}}{1.341 \text{ HP}} \times \frac{8 \text{ horas}}{1 \text{ día}} \times \frac{30 \text{ días}}{1 \text{ mes}} \times \frac{12 \text{ meses}}{1 \text{ año}} \quad (49)$$

$$\text{Energía extra} = 859.06 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} \times 0.09 \frac{\text{dólar}}{\text{kWh}} = 77.31 \frac{\text{dólares}}{\text{año}}$$

Entonces el ahorro total del intercambiador es el siguiente:

$$\begin{aligned} \text{Ahorro Total} &= \text{Dinero ahorrado} - \text{Energía extra} \\ \text{Ahorro Total} &= 8489.4 - 77.31 = 8412.09 \frac{\text{dólares}}{\text{año}} \end{aligned} \quad (50)$$

La compañía genera un ahorro de 8412.09 dólares al año con un valor mensual de 701 dólares mensuales y es muy probable que el costo de la instalación se pueda pagar en un corto tiempo a partir de los ahorros. El ahorro generado por el intercambiador de calor economizaría 141 tanques al año, el sistema de climatización utilizaba aproximadamente 240 tanques de GLP al año, el análisis de costo se va a realizar por el método del VAN y el TIR que son dos fórmulas financieras que analizan que tan viable es el proyecto para una empresa, en el que mide los flujos de ingresos y egresos futuros, independiente del área en el que trabaje o del tipo de equipo que se está evaluando.

En los resultados del análisis de costos en la tabla 29 se puede reflejar que si se conserva de un VAN positivo, se interpreta de la siguiente manera:

- **VAN < 0.** El proyecto no es factible ya que la inversión que se está realizado en el equipo es mayor que los ingresos que se obtendría por desarrollo del intercambiador.
- **VAN = 0.** El proyecto se considera factible ya que el VNA es igual a la inversión realizada.
- **VAN > 0.** El proyecto es factible y, además, ayuda a generar una ganancia y beneficio por el desarrollo del intercambiador de calor.

El criterio de selección del proyecto según la tasa interna de retorno (TIR), es la tasa de descuento de los flujos y elegida por el cálculo del VAN.

- **Si TIR > 1%,** el proyecto es de inversión accesible en este caso, la tasa de rendimiento interno que se obtiene es superior a la tasa mínima de rentabilidad exigida a la inversión.

- **Si $TIR = 1\%$** en este análisis del proyecto es factible ya que es similar cuando el VAN llega a 0, la inversión podrá realizarse.
- **Si $TIR < 1\%$** el proyecto deber de rechazarse, ya que no alcanza la rentabilidad mínima que se pide en la inversión.

Tabla 29: Análisis de costos VAN y TIR del proyecto de intercambiador de calor

FLUJO NETO DE CAJA DEL PROYECTO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR									
INGRESOS	MES 00	MES 01	MES 02	MES 03	MES 04	MES 05	MES 06	MES 07	MES 08
Ahorro energético por el intercambiador		701	701	701	701	701	701	701	701
EGRESOS									
Costos de MTTO		30	30	30	30	30	30	30	30
Depreciación del equipo		32,29	32,29	32,29	32,29	32,29	32,29	32,29	32,29
INVERSIÓN									
Costo de estudio del proyecto	500								
Costo de cálculos	100								
Costo de simulación (software)	88								
Costo de planos de intercambiador	134								
Costo de Instalación	150								
Costo construcción del intercambiador	3875								
Total Inversión	4847								
FNC	-4847	\$ 638,71	\$ 638,71	\$ 638,71	\$ 638,71	\$ 638,71	\$ 638,71	\$ 638,71	\$ 638,71
Tasa Anual	11,83%								
Tasa BCE mensual	1%								
Tasa Inflación	0%								
Tasa Descuento	1%								
VNA	\$ 4.890,25								
VAN	\$ 43,25								
TIR	1%								

Fuente: El investigador

Elaborado por: El investigador

Resultado Esperados

El diseño de recuperación de calor tiene una proyección estimada de la reducción del consumo de los calefones de la bodega de almacenamiento, se describe en este documento los detalles de tal importancia del ahorro en el consumo energético, y el valor de reutilizar el aire residual que es un calor con mucho potencial que no se puede desperdiciar y así generar un ahorro anual que genera la transferencia de calor en este tipo de procesos.

Este proyecto estima la perspectiva de cómo realizar el ahorro por medio de la recuperación de calor con fundamentos que se muestran con estudios y datos bibliográficos, como se ha descrito a lo largo de este documento, la empresa tiene la expectativa de que el costo final del proyecto sea accesible es decir que la construcción, el precio e instalación y la recuperación de la inversión sea en un corto tiempo.

El recuperador de calor genera un intercambio de energía de 16,61 kW, con un trabajo estimado de 8 horas diarias con una procreación de energía al mes de 3896,4 kWh/mes y un consumo anual de 47836,8 kWh/año y un costo de ahorro de 4305,31 dólares al año. Con respecto al consumo de GLP la compañía tiene ahorro de 8412.09 dólares al año con un valor mensual de 701 dólares y economizaría 141 tanques al año, el sistema de climatización utilizaba aproximadamente 240 tanques de GLP al año, el costo de instalación se recupera en un periodo de 8 meses.

Este diseño va cumplir las expectativas de la empresa, ya que se muestran los resultados por medio de los análisis realizados, cumpliendo con el objetivo indicado de la empresa al respecto de la reducción energética, y teniendo una climatización adecuada al almacenamiento, cumpliendo sus condiciones específicas, en la condición de 15 °C a 30 °C y una humedad relativa de 10% a 70%. Los análisis de costo del diseño de recuperación de calor dan resultados positivos ante la empresa obteniendo así la efectividad del proyecto, este tipo de procesos ayudan en el impacto del medio ambiente ya que genera un proceso de transferencia de calor con una energía limpia, y un bajo consumo de combustibles.

Impacto Ambiental

Mediante el análisis mostrado en el proyecto investigativo, se obtuvieron datos con el cual se puede apreciar la disminución de consumo de GLP al año, por lo cual se utilizó el método de las matrices de Leopold que determina el impacto que genera el proceso de climatización de la bodega de almacenamiento, la emanación de gases contaminantes hacia el medio ambiente y

a la vez un ahorro sustancial hacia la empresa por adquisición del gas antes mencionado, en la figura 53 se encuentra la primera matriz de Leopold el impacto ambiental es con respecto a la utilización de los calefones en el proceso del calentamiento de agua.

Con el consumo energético tiene un impacto de -5 muy alto y una magnitud de 4, las emisiones de gases por la quema de combustible con un valor negativo medio de -3, una magnitud de 5 esto da un resultado al impacto del calentamiento del agua con un valor de -13 y una magnitud de 14, con respecto al área medio ambiental el factor más afectado es el aire con el consumo de GLP con valores de impacto de -4 y una magnitud de 3. Las manejadoras de aire emiten aire residual al medio ambiente, expulsado por sus ventiladores externos con una importancia de -2, una magnitud de 3, en la tabla 30 se puede observar los valores de ponderación tanto positivo y negativo, con características de tipo de impacto como muy alto, alto, medio, bajo muy bajo y no existe impacto.

Tabla 30: Valoración de impacto y magnitud de la matriz de leopold

VALORACIÓN DE LA MAGNITUD NUMÉRICO		
Ponderación	Positivo	Negativo
Muy alto	5	-5
Alto	4	-4
Medio	3	-3
Bajo	2	-2
Muy bajo	1	-1
No existe	-	-

Fuente: El investigador

Elaborado por: El investigador

Con la instalación del recuperador de calor ahorrando el consumo de GLP en un 58.75% es decir 141 tanques al año, el consumo energético y la quema de combustibles en la figura 54 se desarrolla la disminución del impacto ambiental del proceso dando un resultado de reducción de -9 en impacto de la utilización de los calefones con una magnitud de 11, y la reducción de las emisiones con respecto al aire de -6 con una magnitud de 7, ya que el ahorro del intercambiador de calor es significativo a la empresa, también se puede ver una disminución del consumo eléctrico que ocupa el sistema de refrigeración de las manejadoras de aire en una importancia de -4 y una magnitud de 3.

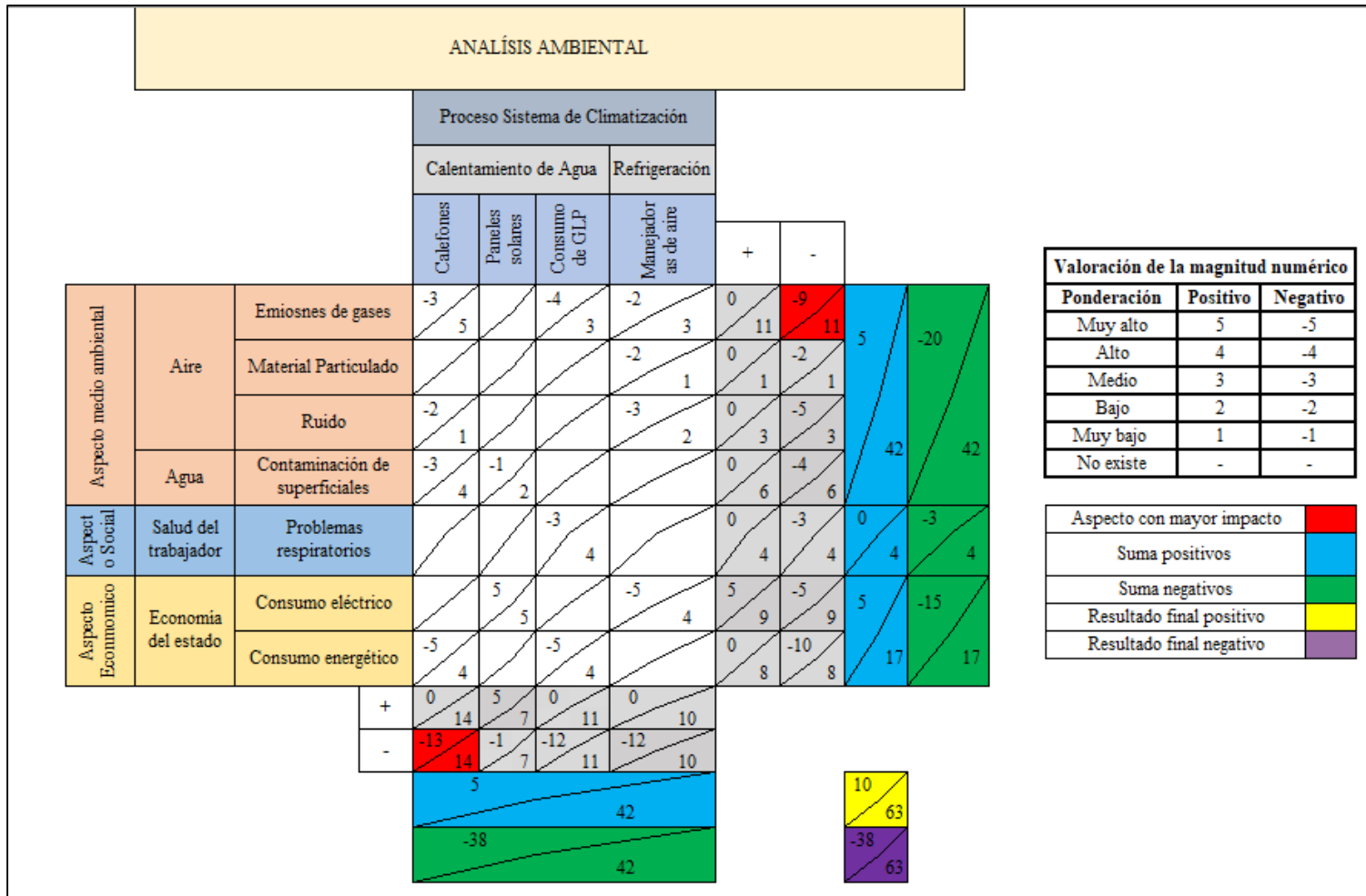


Figura 53: El impacto ambiental de la matriz de Leopold del proceso del sistema de climatización actual
Fuente: El investigador
Elaborado por: El investigador

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- Cuando se procede al estudio previo de las condiciones de climatización de la bodega de almacenamiento en el diseño actual, las especificaciones y condiciones de temperatura no cumple con el aspecto de la climatización que necesita tener la bodega, con la asistencia de equipos otorgados por la empresa se pudo determinar la temperatura que puede obtener el aire que se puede recuperar para poder reutilizarlo en un intercambiador de calor que así la empresa tendría un ahorro significativo de 8412.09 dólares al año.
- Los datos recolectados por la manejadora de aire optaron como resultado de una energía de aire residual de temperatura alta de aceptación con un valor mayor que la climatización interna de la bodega y la del aire exterior, con estos respectivos parámetros se puede tener variables para el diseño de un recuperador de calor, la transferencia de calor que genera el sistema y la energía que podría ayudar a economizar.
- La alternativa seleccionada para el diseño y desarrollo de este proyecto es el intercambiador de calor compacto PFHE, estos intercambiadores que logran una gran transferencia de calor por unidad de volumen, con una eficiencia de más del 80%, se pudo realizar los cálculos para dimensionar y seleccionar los materiales que permite diseñar el sistema de recuperación de calor con diferentes criterios, en este caso el intercambiador de calor genera una energía de 16.61 kW, se obtiene este resultado ya que el fluido caliente es una temperatura mayor con respecto al aire exterior que corresponde al fluido frío tiene un salto de temperatura considerable, el rendimiento, la transferencia de calor y el ahorro que tiene esta energía con respecto a economizar el combustible e implicaron las formulas termodinámicas y los softwares de simulación que ayudaron con la comprobación de los valores y así tener una comparación de aceptación de los resultados obtenidos.

Recomendaciones

- Desarrollar una tabla de comparación de las ventajas y desventajas que se podría relacionar con el sistema de recuperación de calor diseñado en el presente proyecto frente a los procedimientos de recuperadores que se importa o se comercializa localmente.
- Si el intercambiador de calor es construido, soldado verificar si no hay obstrucciones que puedan impedir el correcto funcionamiento del paso de aire caliente y aire frío en la entrada y salida del recuperador.
- Para la instalación del intercambiador de calor se debe realizar un base de apoyo, una conexión del ducto con ventilador de la manejadora de aire y la entrada del aire caliente del intercambiador, y la conexión del ducto de la salida del aire frío del recuperador de calor con la ventilación a la bodega.

BIBLIOGRAFÍA

- Brito, E. (2011). *Manual básico de sistemas de aire acondicionado y extracción mecánica de uso común en arquitectura*. Antiguo Cuscatlan: Universidad Dr. José Matías Delgado.
- Cengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de Calor y Masa*. México: McGRAW-HILL.
- Dirección de estudios, investigación y desarrollo hidrometeorológico. (2019). *Estadísticas Climatológica*. Quito: INAMHI.
- Farinango, L. P., & Tipán, S. F. (2007). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA CENTRALIZADO DE AGUA*. Sangolquí: Escuela Politécnica del Ejército .
- Hesselgreaves, J. (2000). *Compact Heat Exchangers*. Lanark: Pergamon.
- Hvac Latam . (09 de 12 de 2019). Obtenido de <https://hvaclatam.com/>
- Ils Corporation. (03 de 06 de 2019). Obtenido de <http://www.ils.com.ec>
- Lilia Vakazova. (septiembre de 2014). *Recuperación de calor de aire de ventilación en clima frío*. Barcelona: Universidad Politecnica de Catalunya.
- Lind, D., & Marchal, W. (2012). *Estadística aplicada a los negocios y la economía*. Mexico D.F. : The McGraw-Hill.
- Lozano , M. (1994). *Análisis y diseño de sistemas térmicos con EES*. Madrid : Universidad de Zaragoza.
- Saldamando, Luis. (17 de 06 de 2018). *Análisis del Consumo y Generación de Agua Caliente Sanitaria en el Sector Residencial Uruguayo*. Obtenido de <https://iie.fing.edu.uy/publicaciones/2018/De%2018a/De%2018a.pdf>
- Secretaría de ambiente . (15 de 03 de 2017). Obtenido de <http://www.quitoambiente.gob.ec/>
- Shah, R., & Sekulić, D. (2003). *Fundamentals Of Heat Exchanger Design*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- Ulloa, S. (16 de 02 de 2015). *EFICIENCIA DEL CONSUMO ELECTRICO EN EL SECTOR RESIDENCIAL URBANO DE CUENCA*. Obtenido de www.dspace.ucuenca.edu.ec

ANEXOS

Anexo 1. Tabla de propiedades del Aire

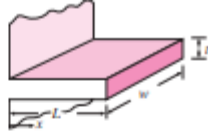
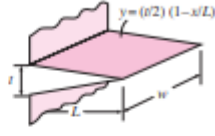
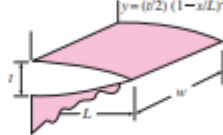
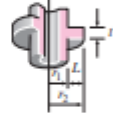
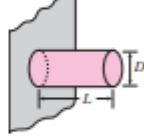
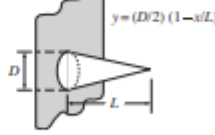
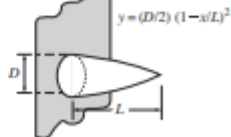

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se

Anexo 2. Eficiencia y área de superficie de configuraciones de aletas.

TABLA 3-3		
Eficiencia y áreas de superficie de configuraciones comunes de aletas		
<p>Aletas rectangulares rectas</p> $m = \sqrt{2h/kt}$ $L_c = L + t/2$ $A_{\text{aleta}} = 2wL_c$	$\eta_{\text{aleta}} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$	
<p>Aletas triangulares rectas</p> $m = \sqrt{2h/kt}$ $A_{\text{aleta}} = 2w\sqrt{L^2 + (t/2)^2}$	$\eta_{\text{aleta}} = \frac{1}{mL} I_1(2mL)$	
<p>Aletas parabólicas rectas</p> $m = \sqrt{2h/kt}$ $A_{\text{aleta}} = wL[C_1 + (L/t)\ln(t/L + C_1)]$ $C_1 = \sqrt{1 + (t/L)^2}$	$\eta_{\text{aleta}} = \frac{2}{1 + \sqrt{(2mL)^2 + 1}}$	
<p>Aletas circulares de perfil rectangular</p> $m = \sqrt{2h/kt}$ $r_{2c} = r_2 + t/2$ $A_{\text{aleta}} = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2)$	$\eta_{\text{aleta}} = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})}$ $C_2 = \frac{2r_1/m}{r_{2c}^2 - r_1^2}$	
<p>Aletas de espiga de perfil rectangular</p> $m = \sqrt{4h/kD}$ $L_c = L + D/4$ $A_{\text{aleta}} = \pi DL_c$	$\eta_{\text{aleta}} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$	
<p>Aletas de espiga de perfil triangular</p> $m = \sqrt{4h/kD}$ $A_{\text{aleta}} = \frac{\pi D}{2} \sqrt{L^2 + (D/2)^2}$	$\eta_{\text{aleta}} = \frac{2}{mL} I_2(2mL)$ $I_2(x) = I_0(x) - (2/x)I_1(x) \text{ donde } x = 2mL$	
<p>Aletas de espiga de perfil parabólico</p> $m = \sqrt{4h/kD}$ $A_{\text{aleta}} = \frac{\pi L^3}{8D} [C_3 C_4 - \frac{L}{2D} \ln(2DC_4/L + C_3)]$ $C_3 = 1 + 2(D/L)^2$ $C_4 = \sqrt{1 + (D/L)^2}$	$\eta_{\text{aleta}} = \frac{2}{1 + \sqrt{(2mL/3)^2 + 1}}$	
<p>Aletas de espiga de perfil parabólico (punta truncada)</p> $m = \sqrt{4h/kD}$ $A_{\text{aleta}} = \frac{\pi D^3}{96 L^2} \left\{ [16(L/D)^2 + 1]^{3/2} - 1 \right\}$	$\eta_{\text{aleta}} = \frac{3}{2mL} I_0(4mL/3)$	

Anexo 3. Ficha Técnica del material Acero Inoxidable 304




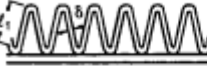

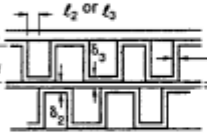

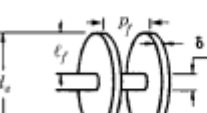
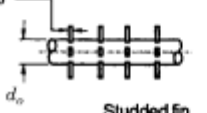
FICHA TÉCNICA DEL ACERO INOXIDABLE

FICHA TÉCNICA DEL ACERO INOXIDABLE

TABLA DE CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL ACERO INOXIDABLE		SERIE 300		
		Acero al Cromo - Níquel	Acero al Cromo - Níquel - Molibdeno	
DESIGNACIÓN	TIPO AISI	304	316	
	COMPOSICIÓN QUÍMICA	C ≤ 0.08%* Si ≤ 1.00% Mn ≤ 2.00% Cr 18% - 20%* Ni 8% - 10,5%*	C ≤ 0.08%* Si ≤ 1.00% Mn ≤ 2.00% Cr 16% - 18%* Ni 10% - 14%* Mo 2% - 2.5%*	
PROPIEDADES FÍSICAS	PESO ESPECÍFICO A 20C (DENSIDAD)	(g/cm ³) 7.9	7.95 - 7.98	
	MÓDULO DE ELASTICIDAD	(N/mm ²) 193,000	193,000	
	ESTRUCTURA	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	
	CALOR ESPECÍFICO A 20C	(J/Kg K) 500	500	
	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA A 20C/100C	(W/m K) 15 / 16	15 / 16	
	COEFICIENTE DE DILATACIÓN A 100C	(x 10 ⁻⁶ C ⁻¹) 16.0 - 17.30	16.02 - 16.5	
	INTERVALO DE FUSIÓN (C)	1398/1454	1371/1398	
PROPIEDADES ELÉCTRICAS	PERMEABILIDAD ELÉCTRICA EN ESTADO SOLUBLE RECOCIDO	AMAGNÉTICO 1.008	AMAGNÉTICO 1.008	
	CAPACIDAD DE RESISTENCIA ELÉCTRICA A 20C	(μΩm) 0.72 - 0.73	0.73 - 0.74	
PROPIEDADES MECÁNICAS A 20C	DUREZA BRINELL RECOCIDO HRB/CON DEFORMACIÓN EN FRÍO	130150 / 180330	130185 / -	
	DUREZA ROCKWELL RECOCIDO HRB/CON DEFORMACIÓN EN FRÍO	7088 / 1035	7085 / -	
	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN RECOCIDO / DEFORMACIÓN EN FRÍO	Rm (N/mm ²) 520 - 720 / 540 - 750	540690 / -	
	ELASTICIDAD RECOCIDO / CON DEFORMACIÓN EN FRÍO	Rp (N/mm ²) 210 / 230	205410 / -	
	ELONGACIÓN (A ₅) MIN	(%) ≥ 45		
	RESILIENCIA KCUL / KVL	(J/cm ²) 160 / 180	160 / 180	
PROPIEDADES MECÁNICAS EN CALIENTE	ELASTICIDAD	RP(0.2) A 300C/400C/500C (N/mm ²)	125 / 97 / 93	140 / 125 / 105
		RP(1) A 300C/400C/500C (N/mm ²)	147 / 127 / 107	166 / 147 / 127
	LÍMITE DE FLUENCIA A 500C/600C/700C/800C	σ _{1/10⁵} /t (N/mm ²)	68 / 42 / 14.5 / 4.9	82 / 62 / 20 / 6.5
TRATAMIENT. TÉRMICOS	RECOCIDO COMPLETO RECOCIDO INDUSTRIAL (OC)	ENFR. RÁPIDO 10081120	ENFR. RÁPIDO 10081120	
	TEMPLADO	NO ES POSIBLE	NO ES POSIBLE	
	INTERVALO DE FORJA INCIAL / FINAL (C)	1200 / 925	1200 / 925	
	FORMACIÓN DE CASCARILLA, SERVICIO CONTINUO / SERVICIO INTERMITENTE	925 / 840	925 / 840	
OTRAS PROPIEDADES	SOLDABILIDAD	MUY BUENA	MUY BUENA	
	MAQUINABILIDAD COMPARADO CON UN ACERO BESSEMER PARA a. B1112	45%	45%	
	EMBUTICIÓN	MUY BUENA	BUENA	

* Son aceptables tolerancias de un 1%

Anexo 4. Eficiencia de las diferentes geometrías de aletas

TABLE 4.5 Fin Efficiency for Plate-Fin and Tube-Fin Geometries of Uniform Fin Thickness	
Fin efficiency formula where	
Geometry	$m_i = \frac{2h}{k_f \delta_i} \left(1 + \frac{\delta_i}{L_f}\right)^{1/2}$ $E_i = \frac{\tanh(m_i \ell_i)}{m_i \ell_i}$ $i = 1, 2, 3$
 <p>Plain, wavy, or offset strip fin of rectangular cross section</p>	$\eta_f = E_1$ $\ell_1 = \frac{b}{2} - \delta$ $\delta_1 = \delta$
 <p>Triangular fin heated/cooled from one side</p>	$\eta_f = \frac{hA_1(T_0 - T_\infty) \frac{\sinh(m_1 \ell_1)}{m_1 \ell_1} + q_c}{\cosh(m_1 \ell_1) \left[hA_1(T_0 - T_\infty) + q_c \frac{T_0 - T_\infty}{T_1 - T_\infty} \right]}$ $\delta_1 = \delta$
 <p>Plain, wavy, or louver fin of triangular cross section</p>	$\eta_f = E_1$ $\ell_1 = \ell/2$ $\delta_1 = \delta$
 <p>Double sandwich fin</p>	$\eta_f = \frac{E_1 \ell_1 + E_2 \ell_2}{\ell_1 + \ell_2} \frac{1}{1 + m_1^2 E_1 E_2 \ell_1 \ell_2}$ $\ell_1 = b - \delta + \delta_1/2$ $\ell_2 = \ell_3 = p_f/2$ $\delta_1 = \delta$ $\delta_2 = \delta_3 = \delta + \delta_4$
 <p>Pin fin</p>	$\eta_f = \frac{\tanh(m\ell)}{m\ell}$ $\ell = \frac{b}{2} - d_o$ $m = \left(\frac{4h}{k_f d_o}\right)^{1/2}$ $\delta = \frac{d_o}{2}$
 <p>Circular fin</p>	$\eta_f = \begin{cases} a(m\ell_c)^{-b} & \text{for } \Phi > 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \\ \frac{\tanh \Phi}{\Phi} & \text{for } \Phi \leq 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \end{cases}$ $a = (r^*)^{-0.246}$ $\Phi = m\ell_c (r^*)^n$ $n = \exp(0.13m\ell_c - 1.3863)$ $b = \begin{cases} 0.9107 + 0.0893r^* & \text{for } r^* \leq 2 \\ 0.9706 + 0.17125 \ln r^* & \text{for } r^* > 2 \end{cases}$ $m = \left(\frac{2h}{k_f \delta}\right)^{1/2}$ $\ell_c = \ell_f + \frac{\delta}{2}$ $r^* = d_o/\delta$
 <p>Studded fin</p>	$\eta_f = \frac{\tanh(m\ell_c)}{m\ell_c}$ $m = \left[\frac{2h}{k_f \delta} \left(1 + \frac{\delta}{w}\right)\right]^{1/2}$ $\ell_c = \ell_f + \frac{\delta}{2}$ $\ell_f = \frac{(d_o - d_s)}{2}$

Source: Data from Shah (1985).

Anexo 5. Relaciones de la efectividad para los intercambiadores de calor

TABLA 11-4

Relaciones de la efectividad para los intercambiadores de calor:

$$NTU = UA_s/C_{\min} \text{ y } c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min}/(\dot{m}c_p)_{\max}$$

Tipo de intercambiador de calor	Relación de la efectividad
1 <i>Doble tubo:</i>	
Flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 <i>Tubos y coraza:</i>	
Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 <i>Flujo cruzado (un solo paso):</i>	
Los dos fluidos en flujo no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
C_{\max} mezclado, C_{\min} no mezclado	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$
C_{\min} mezclado, C_{\max} no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 <i>Todos los intercambiadores con $c = 0$</i>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Tomada de W. M. Kays y A. L. London. *Compact Heat Exchangers*, 3a. ed. McGraw-Hill, 1984. Reimpreso con autorización de William M. Kays.

Anexo 6. Cotización de construcción del intercambiador de calor



Diseño y Construcción: Proyectos Arquitectónicos, Industriales y Civiles

Dirección: Santa Rita, calle Aloag Oe5-31 y Guanando, 2845609 0984745358, correo multiplac18@hotmail.com

Proforma 106A

Nombre: Esteban Tacuri

Teléfono:

CI o RUC: 1723188940

Dirección: Carcelen

Quito, 5 de Junio del 2020

Cant.	DETALLE	COSTO UNI	COSTO TOTAL
1	Contrucción de intercamabiador	\$ 3.500,00	\$ 3.500,00
	SUBTOTAL		\$ 3.500,00
	IVA		\$ 375,00
	TOTAL		\$ 3.875,00

DETALLES

Diseño y fabricación intercambiador de calor

Material Acero 304


Soldadura entre juntas proceso GTAW

Dimension de espesores de placas 0,4mm

Dimensión del intercambiador 300x1000x300 mm

Cantidad 173 pasajes

Anexo 7. Precio del tanque de GLP comercial (45 Kg)

 EP PETROECUADOR GERENCIA DE COMERCIALIZACION NACIONAL PRECIOS DE VENTA A NIVEL DE TERMINAL PARA LAS COMERCIALIZADORAS CALIFICADAS Y AUTORIZADAS A NIVEL NACIONAL		
PRODUCTO	Unidad de medida	PRECIO EN TERMINAL (Incluye el 12% del I.V.A.) Expresado en US\$
SECTOR PETROLERO MINERO		
ABSORVER PETROLERO	Galones	\$ 1,960192
DIESEL 1 PETROLERO	Galones	\$ 1,960192
DIESEL 2 PETROLERO	Galones	\$ 1,960192
DIESEL PREMIUM PETROLERO	Galones	\$ 2,165677
FUEL OIL PETROLERO	Galones	\$ 0,919316
GASOLINA EXTRA PETROLERO	Galones	\$ 1,781619
EXTRA CON ETANOL PETROLERO	Galones	\$ 1,858100
GASOLINA SUPER PETROLERO	Galones	\$ 1,955475
SECTOR INDUSTRIAL		
DIESEL 1 INDUSTRIAL	Galones	\$ 1,960192
DIESEL 2 INDUSTRIAL	Galones	\$ 1,960192
DIESEL PREMIUM INDUSTRIAL	Galones	\$ 2,165677
EXTRA INDUSTRIAL	Galones	\$ 1,781619
EXTRA CON ETANOL INDUSTRIAL	Galones	\$ 1,858100
SUPER INDUSTRIAL	Galones	\$ 1,955475
FUEL OIL No. 6 INDUSTRIAL	Galones	\$ 1,074384
FUEL OIL LIVIANO	Galones	\$ 0,919316
GAS LICUADO DE PETROLEO (GLP) INDUSTRIAL	Kilogramos	\$ 0,736397
RESIDUO CEMENTERO	Galones	\$ 0,799006
RESIDUO INDUSTRIAL	Galones	\$ 0,799006
SECTOR NAVIERO		
DIESEL PREMIUM MARINO	Galones	\$ 2,165677
DIESEL PREMIUN TURISTA	Galones	\$ 2,165677
DIESEL 2 MARINO	Galones	\$ 1,960192
DIESEL 2 NACIONAL	Galones	\$ 1,960192
GASOLINA EXTRA	Galones	\$ 1,781619
EXTRA ETANOL MARINO	Galones	\$ 1,858100
SECTOR USO PARTICULAR Y PESCA DEPORTIVA		
DIESEL 2 INTERNACIONAL	Galones	\$ 1,960192
DIESEL PREMIUM INTERNACIONAL	Galones	\$ 2,165677
EXTRA CON ETANOL INTERNACIONAL	Galones	\$ 1,781619
EXTRA INTERNACIONAL	Galones	\$ 1,781619
SUPER INTERNACIONAL	Galones	\$ 1,955475

PLANOS