

**MODULO DE ALMACENAMIENTO DE ENERGIA TERMICA POR CALORLATENTE
EN LOS SECADORES SOLARES TIPO HOHENHEIM**

SERGIO BARRERA QUINTERO
(ID 000280185)

UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLVARIANA
ESCUELA DE INGENIERIAS
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
FLORIDABLANCA
2021

**MODULO DE ALMACENAMIENTO DE ENERGIA TERMICA POR CALORLATENTE
EN LOS SECADORES SOLARES TIPO HOHENHEIM**

**SERGIO BARRERA QUINTERO
(ID 000280185)**

Proyecto de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

**Dr. agr. SANDRA PATRICIA CUERVO ANDRADE
Profesora asociada**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLVARIANA
ESCUELA DE INGENIERIAS
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
FLORIDABLANCA
2021**

Nota de aceptación

Firma del jurado.

Firma del jurado.

DEDICATORIA

A mis padres, Alirio Barrera Estupiñan y Blanca Quintero Oviedo, quienes han creído siempre en mí y han sido un apoyo invaluable a lo largo de mi vida, y especialmente durante mi etapa de formación como profesional. Por su esfuerzo y sacrificio que permitió brindarme todos los recursos necesarios para cumplir mis objetivos. Por sus consejos y su ejemplo que me formaron como persona y me fortalecieron parara poder cumplir todas mis metas.

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, a Dios quien ha permitido cumplir un nuevo logro en mi vida dándome sabiduría, salud y perseverancia para lograr mis logros. A mis padres quienes me apoyaron en cada momento de este proceso, a mi familia quien también ha sido un apoyo moral durante mi formación como profesional. A la profesora Sandra patricia Cuervo Andrade por su paciencia, acompañamiento y enseñanza durante este proceso. A los profesores de la facultad de ingeniería mecánica por su enseñanza y compromiso, a mis compañeros con quienes compartí y me acompañaron durante esta etapa, a la universidad Pontificia Bolivariana quienes me brindaron el acompañamiento y necesario para mi formación.

Contenido

RESUMEN

ABSTRACT

INTRODUCCION

1.	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	5
2.	JUSTIFICACION	6
3.	OBJETIVOS	7
3.1	OBJETIVO GENERAL	7
3.2	OBJETIVOS ESPECIFICOS	7
4.	ALCANCE	8
5.	MARCO TEORICO	9
5.1	ALMACENAMIENTO DE ENERGIA TERMICA	9
5.2	CALOR LATENTE	9
5.3	MATERIALES DE CAMBIO DE FASE	10
5.3.1	tipos de materiales de cambio de fase	10
5.3.2	criterios de selección de materiales de cambio de fase:.....	12
5.3.3	Criterios de aplicación de los materiales de cambio de fase	13
5.4	PROPIEDADES TERMO FISICAS DE LA PARAFINA	14
5.5	CALCULO DEL CALOR DESEADO (Q_d)	15
5.6	TRANSFERENCIA DE CALOR AL INTERIOR DE LOS TUBOS	16
5.7	CONSIDERACIONES GEOMETRICAS DE DISEÑO	18
5.8	TRASNFERENCIA DE CALOR AL EXTERIOR DE LOS TUBOS Y CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRASNFERENCIA DE CALOR	19
5.9	METODO DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	19
5.10	SECADORES SOLARES.....	20

6. METODOLOGIA	22
7. RESULTADOS.....	25
7.1 PRUEBAS PRELIMINARES	25
7.2 DISEÑOS PROPUESTOS	36
7.2.1 propuesta 1 rediseño del sistema de acumulacion	36
7.2.2 propuesta 2 del sistema de acumulación.....	54
7.2.3 diseño “B” de la propuesta 2.....	63
7.3 ANALISIS DE RESULTADOS.....	72
7.3.1 calor deseado	72
7.3.2 transferencia de calor al interior de los tubos	73
7.3.3 transferencia de calor al exterior de los tubos	74
7.3.4 tiempo de cambio de fase.....	74
7.3.5 masa mínima de PCMs requerida en el sistema	75
7.3.6 calor máximo (Q máx), calor real (Q real) y eficiencia (ϵ).	75
7.4 COSTO DE MATERIALES.....	78
7.5 COMPARACION DE RESULTADOS	81
8. CONCLUSIONES	83
9. RECOMENDACIONES	84
10. BIBLIOGRAFIA.....	85
11. ANEXOS	88

LISTA DE TABLAS

Tabla 5-1. Propiedades Termo físicas de la parafina.....	15
Tabla 5-2. Numeros Adimensionales.	17
Tabla 7-1. Formato para la toma de datos.....	26
Tabla 7-2. Valores temperaturas Prueba 1.	26
Tabla 7-3. Valor de las temperaturas Prueba 2.	28
Tabla 7-4. Valor de temperaturas Prueba 3.....	29
Tabla 7-5. Valor de temperaturas Prueba 4.....	31
Tabla 7-6. Comparación de los resultados obtenidos.	33
Tabla 7-7. Valores Geométricos para el diseño de los soportes.....	38
Tabla 7-8. Parámetros iniciales tomados para el análisis térmico.	43
Tabla 7-9. Datos para el cálculo del calor deseado.	45
Tabla 7-10. Numero Adimensionales relacionados con la transferencia de calor interna	47
Tabla 7-11. Parámetros para el cálculo de la transferencia de calor al interior de los tubos.	48
Tabla 7-12. Parámetros calculados par la transferencia de calor externa.	50
Tabla 7-13 <i>Área de transferencia de calor.</i>	51
Tabla 7-14. Valores utilizados para la aplicacion del método NTU.....	54
Tabla 7-15. <i>Parámetros para el cálculo del calor deseado.</i>	60
Tabla 7-16. <i>Área de Transferencia de calor.</i>	60
Tabla 7-17. Valores utilizados para la aplicacion del método NTU.....	63
Tabla 7-18. Parámetros para el cálculo del calor deseado.	69
Tabla 7-19. Área de transferencia de calor.....	70
Tabla 7-20. Valores utilizados para la aplicacion del método NTU.....	72
Tabla 7-21. Valor construccion propuesta 1.....	79
Tabla 7-22. Valor construcción Sistema existente.	79
Tabla 7-23. Valor construcción propuesta 2 diseño A.....	80
Tabla 7-24. Valor construcción propuesta 2 diseño B.....	81
Tabla 7-25. Resultados obtenidos.	82

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Puntos de toma de temperatura	25
Figura 2. Comportamiento de la temperatura Prueba 1.	27
Figura 3. Sistema de acumulación sin aislar.	27
Figura 4. Comportamiento de la temperatura en la superficie de los tubos prueba 2....	28
Figura 5. Imagen luz visible Acumulador.	29
Figura 6. Datos cámara termografica de la figura 5.....	30
Figura 7. Comportamiento de la temperatura en la superficie de los tubos prueba 3....	30
Figura 8. configuración del Sistema Prueba 4.	31
Figura 9. Imagen de luz visible acumulador.	32
Figura 10. Comportamiento de la temperatura en la superficie de los tubos prueba 4...32	
Figura 11. Imagen térmica y de luz visible tomada en la prueba 3.....	33
Figura 12. Imagen térmica y de luz visible vista lateral prueba 3.	34
Figura 13. Expansores en el Sistema de acumulación.....	35
Figura 14. Sistema de soporte del Acumulador.....	36
Figura 15. Redimensionamiento del sistema de acumulación.....	38
Figura 16. Diseño del Sistema de acumulacion vista isométrica.....	39
Figura 17. Sistema de acumulacion de energía térmica.....	39
Figura 18. Sistema de acumulacion acoplado al túnel de secado.	40
Figura 19. Diseño del sistema de soporte vista frontal.....	41
Figura 20. Diseño del sistema de soporte vista isométrica.....	41
Figura 21. Distancia entre laminas en el Sistema de soporte.....	42
Figura 22. Sistema de soporte y banco de tubos.	42
Figura 23. Diseño A del sistema de acumulacion acoplado a la camara de secado.	56
Figura 24. Sistema de acumulación A acoplado al túnel de secado.....	56
Figura 25. Diseño soporte A vista isométrica.	57
Figura 26. Diseño A sistema de soporte Vista frontal.....	57
Figura 27. Banco de tubos acoplado al sistema de soporte.	57
Figura 28. Diseño sistema de soporte intermedio vista isométrica.....	58
Figura 29. Diseño soporte intermedio vista frontal.	58
Figura 30. Soporte intermedio acoplado al sistema de acumulacion.....	59
Figura 31. Sistema de acumulacion completo acoplado a la camara de secado.	59
Figura 32. Sistema de acumulacion vista isométrica.....	64
Figura 33. Sistema de acumulacion con soportes.	64
Figura 34. sistema de acumulacion acoplado a la camara de secado.	65
Figura 35. Sistema de acumulacion acoplado al túnel de secado.	65
Figura 36. Sistema de soportes vista isométrica.	66
Figura 37. Sistema de soportes Vista frontal.....	66
Figura 38. Sistema de acumulacion con soportes.....	67

Figura 39. Diseño del soporte intermedio Vista isométrica.....	67
Figura 40. Diseño sistema de soporte vista frontal.....	68
Figura 41. Sistema de soporte intermedio acoplado al banco de tubos.	68
Figura 42. Sistema de acumulacion acoplado al túnel de secado.	69
Figura 43. Comportamiento de Nu (int) y h (int) Variando Ts.	73
Figura 44. Comportamiento de Nu (Ext) y h (Ext) Variando el diámetro externo.....	74
Figura 45. Variación del calor máximo VS la diferencia de Temperaturas en el sistema.	75
Figura 46. Variación de la Eficiencia con respecto al NTU.....	77
Figura 47. Variación del calor real con respecto a la eficiencia.....	78

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Datos experimentales de las pruebas preliminares	88
Anexo B. Planos de las diferentes configuraciones de sistemas de acumulación.....	99
Anexo C. Cotizaciones materiales empleados para la construcción de los sistemas de acumulación	107

LISTA DE SIMBOLOS

<u>Símbolo</u>	<u>Termino</u>	<u>Unidades</u>
<i>Ar</i>	Numero de Arquímedes	1
<i>A</i>	Área	m^2
<i>C</i>	Constante	1
Cp	Calor específico	$\frac{J}{KG \cdot K}$
D	Diámetro	m
<i>Fo</i>	Numero de Fourier	1
<i>g</i>	Aceleración de la gravedad	$\frac{m}{s^2}$
Gr	Numero de Grashof	1
<i>h</i>	Coeficiente de transferencia de calor por convección.	$\frac{W}{m \cdot K}$
<i>k</i>	Conductividad térmica	$\frac{W}{m \cdot K}$
<i>L</i>	Longitud	m
<i>m</i>	Masa	Kg
<i>ṁ</i>	Flujo másico	$\frac{Kg}{s}$
N	Numero de tubos	1
Nu	Numero de Nusselt	1
NTU	Número de unidades de transferencia	1
Pr	Numero de Prandtl	1
<i>Q̇</i>	Flujo de calor	w
Ra	Numero de Raleigh	1

<u>Símbolo</u>	<u>Termino</u>	<u>Unidades</u>
Re	Número de Reynolds	1
<i>r</i>	Radio	<i>m</i>
Ste	Número de Stefan	1
t	Tiempo	<i>s</i>
<i>T</i>	Temperatura	°C
<i>u</i>	Velocidad del aire	$\frac{m}{s}$
U	Coefficiente global de transferencia de calor	1
<i>V</i>	Caudal	$\frac{m^3}{s}$
S	Paso (dimensiones entre centro de tubos en el banco de tubos)	<i>m</i>

SIMBOLOS CON LETRAS GRIEGAS

<u>Símbolo</u>	<u>Termino</u>	<u>Unidades</u>
α	Difusividad Térmica	$\frac{m^2}{s}$
β	Coefficiente de expansión térmica	$\frac{1}{K}$
ΔT	Diferencia de Temperatura	°C
ϵ	Eficiencia	1

<u>Símbolo</u>	<u>Termino</u>	<u>Unidades</u>
μ	Viscosidad dinámica	$\frac{Kg}{m*s}$
ν	Viscosidad cinemática	$\frac{m^2}{s}$
ρ	Densidad	$\frac{Kg}{m^3}$
ρ'	Relación de densidades Líquido/sólido PCM	1
τ_a	Tiempo adimensional	1

RESUMEN

RESUMEN GENERAL DE TRABAJO DE GRADO

TITULO: Módulo de almacenamiento de energía térmica por calor latente en los secadores solares tipo Hohenheim.

AUTOR(ES): Sergio Barrera Quintero

PROGRAMA: Facultad de Ingeniería Mecánica

DIRECTOR(A): Dr. agr. SANDRA PATRICIA CUERVO ANDRADE

RESUMEN

Este trabajo tuvo como finalidad determinar el sistema de acumulación de energía térmica más eficiente. Para ello se realizaron 3 diseños de dos diferentes configuraciones de banco de tubos escalonados mediante la herramienta de diseño SolidWorks, además de realizar un análisis térmico (mediante el cálculo de calor deseado calor máximo y eficiencia) y un análisis de costos en el que se muestra el valor de los materiales empleados para la construcción de cada una de las configuraciones propuestas, para determinar la configuración más óptima que pueda ser implementada en los secadores solares obteniendo como resultado que las tres configuraciones planteadas son óptimas ya que en las tres se cumple el condicional: calor deseado < calor real para su selección se optó por el sistema más eficiente el cual fue el sistema B de la propuesta 2 debido a que era el sistema que mayor eficiencia presentaba y un costo viable en comparación con los demás diseños.

PALABRAS CLAVE:

Túnel de secado, Acumulación, PCM, Energía Térmica

V° B° DIRECTOR DE TRABAJO DE GRADO

ABSTRACT

GENERAL SUMMARY OF WORK OF GRADE

TITLE: Thermal energy storage module by latent heat in Hohenheim-type solar dryers.

AUTHOR(S): Sergio Barrera Quintero

FACULTY: Facultad de Ingeniería Mecánica

DIRECTOR: Dr. agr. SANDRA PATRICIA CUERVO ANDRADE

ABSTRACT

The purpose of this work was to determine the most efficient thermal energy storage system. For this purpose, 3 designs of two different configurations of staggered tube bank were made using the SolidWorks design tool, in addition to performing a thermal analysis (by calculating the desired heat, maximum heat and efficiency) and a cost analysis showing the value of the materials used for the construction of each of the proposed configurations, to determine the most optimal configuration that can be implemented in the solar dryers, obtaining as a result that the three proposed configurations are optimal since in all three the conditional is fulfilled: desired heat < actual heat for its selection the most efficient system was chosen which was system B of proposal 2 because it was the system that presented the highest efficiency and a viable cost compared to the other designs.

KEYWORDS:

Drying tunnel, PCM, Accumulation, Thermal Energy.

V° B° DIRECTOR OF GRADUATE WORK

INTRODUCCION

La energía térmica por calor latente ha buscado solventar el problema que aqueja a las energías renovables que son dependientes de las condiciones climáticas, como lo es la energía solar que no puede ser 100% factible debido a su intermitencia por los factores de la naturaleza, para esto se pone en práctica una sustancia como los materiales de cambio de fase que pueda absorber la energía solar y cambie de estado, al cambiar de estado los materiales almacenan a través del calor latente la energía absorbida que posteriormente será liberada cuando el material regrese a su estado inicial. Pero para que este proceso ocurra se deben tener en cuenta varios factores como el tipo de material a utilizar y la aplicación para la que este es requerido.

En su trabajo “Clasificación y selección de materiales de cambio de fase según sus características para su aplicación en sistemas de almacenamiento de energía térmica” [1] A. Oliver y F.J. Neila, nos hablan de como clasificar los materiales de cambio de fase (PCM), estudiando sus propiedades físicas, químicas, además de sus propiedades mecánicas y el funcionamiento con otros materiales teniendo en cuenta el campo en el que se requiera su aplicación, dando como resultado una gran viabilidad de su uso.

A demás de la selección de los materiales de cambio de fase, también es muy importante el diseño y la construcción de instalaciones para lograr dar propiedades a estos materiales, como lo menciona Javier García Mayayo en su trabajo “Diseño de una instalación para la caracterización de PCM a altas temperaturas”, [2] en el cual nos indica las ventajas obtenidas por estos materiales en cuanto al ahorro energético y gracias a la caracterización de estos se logra ampliar más su campo de aplicación.

De igual manera Jonathan Moreno Villarroel presenta en su tesis “Diseño de una instalación experimental para el estudio de sistemas de acumulación de energía térmica solar, basados en la utilización de materiales de cambio de fase” [3] en la que se pretendía diseñar una instalación que permitiera caracterizar nuevos sistemas de acumulación de energía solar basados en el calor latente y calor sensible, teniendo como resultado un sistema que permite aprovechar al máximo las propiedades de los materiales de cambio de fase además de que con ella se puede realizar un estudio más exhaustivo de los mismos.

Este proyecto se encuentra enfocado en el diseño y análisis térmico de dos configuraciones de almacenamiento de energía térmica con materiales de cambio de fase (Parafina), con el fin de determinar que configuración sería la más eficiente acoplada en los secadores solares tipo Hohenheim ubicado en las instalaciones de la universidad Pontificia bolivariana en Floridablanca, Santander. El proyecto nace con base a la necesidad de poder aprovechar mejor el sistema existente pero el cual no cuenta con la eficiencia térmica necesaria para su pleno funcionamiento.

Este proyecto se divide en 3 Fases, la primera de ellas consiste en el diseño de dos configuraciones de sistemas de acumulación de energía térmica, la segunda fase consiste en el análisis térmico de las dos configuraciones anteriormente planteadas y la tercera fase consiste en la comparación de los resultados obtenidos entre las dos configuraciones anteriores y el diseño ya existente con el fin de determinar el de mayor viabilidad.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En la industria agrícola el uso de secadores solares en el proceso de secado a pesar de ser una alternativa muy atractiva en cuanto al consumo energético presenta algunas desventajas ya que esta no es continua y depende de las condiciones climáticas.

Esta problemática hace que el sistema no funcione de una manera óptima y que sea necesario investigar en alternativas para la implementación de nuevos mecanismos que le permitan almacenar energía sin depender directamente de la radiación solar, logrando mecanismos más autónomos y así disminuir los efectos negativos del uso de las energías renovables.

¿Cuál sería la configuración óptima para que el acumulador de energía sea más eficiente?

2. JUSTIFICACION

Este proyecto surge en base a la intermitencia de la energía solar debido a las condiciones climáticas que se presentan en la región ya que en promedio las horas de luminosidad son entre 4 y 6 horas dependiendo la época del año, Por otro lado, los resultados de sistemas de acumulación de energía ya implementados no fueron los esperados. por estas razones n o se puede aprovechar eficiente mente los sistemas de túneles de secado. Debido a esto surge la necesidad de comparar diferentes configuraciones de sistemas de almacenamiento térmico de energía para determinar el sistema óptimo para su implementación.

Para esto pretende plantear diferentes configuraciones de un sistema de acumulación de energía térmica con materiales de cambio de fase acoplado a un secador solar tipo Hohenheim, mediante el diseño del sistema buscando diferentes alternativas para un mejor aprovechamiento basados en las condiciones y características del sistema además de realizar un análisis teórico de los procesos de transferencia de calor que se presentan en cada una de las alternativas presentadas anteriormente para los acumuladores de energía térmica para comparar sus resultados con el fin de determinar la configuración más óptima basados en su análisis térmico y su coste de construcción.

3. OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

Comparar teóricamente tres configuraciones del sistema de acumulación de energía térmica con materiales de cambio de fase (PCMs), para el túnel de secado tipo Hohenheim, mediante el análisis del comportamiento térmico del sistema seleccionando la mejor opción.

3.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Proponer dos configuraciones adicionales del sistema de acumulación de energía térmica con materiales de cambio de fase PCMs para acoplarlo al secador solar de túnel tipo Hohenheim de la UPB.
resultado: dos configuraciones de sistemas de acumulación de energía térmica con materiales de cambio de fase.
indicador: dos configuraciones que se acoplan al secador solar de túnel tipo Hohenheim de la UPB.
- Analizar el comportamiento térmico del túnel de secado mediante cálculos teniendo en cuenta el comportamiento de las tres configuraciones de sistemas de acumulación de energía térmica con materiales de cambio de fase (PCMs) acopladas al túnel de secado.
Resultado: Cálculos de la transferencia del calor (coeficientes de transferencia de calor, calor real, calor deseado, calor máximo, eficiencias, temperaturas, tiempo de autonomía.) en los sistemas obtenidos teóricamente
Indicador: análisis teórico del fenómeno de transferencia de calor en cada uno de los sistemas de acumulación de energía térmica.
- Comparar la eficiencia, calor real, calor deseado, calor máximo y tiempo de autonomía de las tres configuraciones de sistemas de acumulación de energía térmica y su costo con el fin de determinar la de mayor viabilidad para la construcción.
resultado: determinación del sistema de acumulación de energía térmica más viable basado en el análisis térmico y sus costos de construcción.
indicador: cuadro comparativo y graficas entre los resultados obtenidos de los diferentes diseños y cuadro comparativo del costo de construcción de construcción.

4. ALCANCE

El resultado esperado de este proyecto es:

- Diseños de las configuraciones propuestas para la implementación de un sistema de acumulación de energía térmica acoplado al túnel de secado tipo Hohenheim.
- Análisis térmico identificando que factores son primordiales y que fenómenos de transferencia de calor existen en el sistema.
- Cuadro comparativo y gráficas que permitan determinar cuál de las diferentes configuraciones presenta un mejor desempeño térmico basados en su eficiencia y calor tanto real, deseado, y máximo.
- análisis del coste de construcción de cada una de las configuraciones propuestas, basados en el diseño de cada sistema.

El desarrollo de este proyecto permitirá tener bases para seguir trabajando en diferentes alternativas del aprovechamiento de la energía solar aplicada al secado de alimentos. además, se podrá tener una base para resolver los problemas en el uso de las energías renovables como son los sistemas de almacenamiento

5. MARCO TEORICO

5.1 ALMACENAMIENTO DE ENERGIA TERMICA

El almacenamiento de la energía térmica está compuesto por tres tipos diferentes de energía los cuales son calor latente, calor sensible y energía química.

Principal mente el calor latente muestra unas ventajas en comparación del calor sensible para el almacenamiento de la energía térmica como lo es:

- En rangos pequeños de temperatura se permite almacenar grandes cantidades de energía.
- La densidad de energía almacenada es menor lo que permite reducir el espacio en el área de almacenamiento.
- La restitución de temperatura se realiza a temperatura constante o en intervalos mínimos de temperatura

5.2 CALOR LATENTE

El calor latente es la cantidad de energía que se necesita ser absorbida o liberada cuando un material cambia de estado. Los materiales que poseen la capacidad de almacenar energía térmica por calor latente se conocen como materiales de cambio de fase o conocidos como PCM (Phase Change Material).

Son sustancias que poseen un punto de fusión alto, el cual, llega a un punto de fusión o se solidifica a una temperatura específica, estos materiales son capaces de almacenar o liberar grandes cantidades de energía. Por ello, los PCMs son clasificados como unidades de almacenamiento de calor latente (latent heat storage units o LHS).

El cambio de estado es un proceso endotérmico, se produce con absorción de calor. En el caso del cambio de estado de sólido a líquido, cuando se alcanza la temperatura de fusión, el material comienza su proceso de cambio de estado y almacenamiento de energía por calor latente. Su temperatura permanece prácticamente constante hasta que se completa el proceso de fusión. Los ciclos de cambios de estado son reversibles, y la energía térmica se absorbe o se libera cuando a la temperatura a la cual está sometida el material es mayor o menor que su temperatura de cambio de fase **[4]**.

5.3 MATERIALES DE CAMBIO DE FASE

En la actualidad existen diversos tipos de materiales de cambio de fase que son potencialmente aprovechables como lo son líquido-sólido sólido-sólido sólido-gas.

Entre ellos el cambio de fase más comúnmente utilizado es el líquido-sólido ya que las sustancias presentes en este cambio de fase suelen presentar entalpías usualmente altas con variaciones de volumen reducidas.

5.3.1 Tipos de materiales de cambio de fase

De entre los posibles cambios de fase, el más interesante es el de sólido a líquido, ya que, aunque la cantidad de energía almacenada es inferior que entre otros cambios de estado (sólido gas), la variación de volumen es menor. Los materiales de cambio de fase líquido-sólido más comunes en el rango de temperaturas 20°C y 80 °C son las ceras de parafina, sales hidratadas, mezclas eutécticas y ácidos grasos la clasificación de las sustancias usadas para almacenamiento térmico, Las ceras de parafina están disponibles en el mercado, pero su calor latente (hasta 200 kJ/kg.) es sólo la mitad del de las sales hidratadas. Las sales hidratadas son más baratas que las ceras de parafina y también están disponibles en el mercado, pero tienen algunas desventajas como las bajas temperaturas de fusión o la corrosión en contacto con metales.

En las mezclas eutécticas intervienen dos componentes con punto de fusión (solidificación) más bajo que el que poseen los compuestos individualmente. Esto hace que la mezcla alcance el punto de congelación más bajo posible y ambos se solidifiquen a esa temperatura eutéctica. Los ácidos grasos tienen, al igual que las ceras de parafina, un calor latente de aproximadamente 200 kJ/kg, [5,6] pero son más caros. muestran una evaluación global muy buena de los diversos materiales de cambio de fase. En particular, los compuestos orgánicos, en contraposición a los inorgánicos, no presentan problemas de sub enfriamiento y son más estables. Los materiales orgánicos, especialmente sustancias como las ceras, grasas y sus ésteres, han sido recomendados como acumuladores.

PCM orgánicos: parafinas, ácidos grasos y mezclas orgánicas

Los PCM orgánicos poseen unas características que los hacen muy útiles en su aplicación en determinados elementos constructivos para almacenamiento de calor latente.

Son más estables químicamente que las sustancias inorgánicas, funden y solidifican convenientemente, sin necesidad de sustancias químicas y no sufren sub enfriamiento,

que es lo que ocurre cuando el material de cambio de fase se enfría por debajo de la de la temperatura de solidificación, No obstante, se ha demostrado que son más compatibles y más adecuados para la adsorción en varios materiales constructivos. Sin embargo, este tipo de materiales poseen otras desventajas. La más relevante es que son inflamables y que emiten gases contaminantes durante su combustión. Otros problemas, menos relevantes, son las reacciones con los materiales como el hidróxido de calcio, deterioros por oxidación, cambios en el

aroma y volumen apreciable. Aunque varios de estos problemas ya se han logrado eliminar. Se ha visto que el deterioro por oxidación de los PCM puede ser evitado utilizando un oxidante óptimo. Además, se sigue profundizando en buscar solución a los problemas en la emisión de gases y la inflamabilidad de algunos de los PCM más efectivos, para establecer una ratio de ignición. También se están adelantando investigaciones sobre la compatibilidad de los PCM con el hormigón. Según sus características para su aplicación en sistemas de almacenamiento de energía térmica Dentro de los PCM orgánicos se pueden encontrar tres grupos de sustancias diferentes: parafinas, ácidos grasos, y mezclas orgánicas [7].

Parafinas

Las parafinas son esencialmente un alcalino sólido refinado. Estas se muestran en dos clases diferentes de enfriamiento: una posee un rango más estrecho en un pequeño instante de tiempo, y un rango más extendido el cual ocurre durante un periodo más amplio. Ambos se interpretan como una transición de líquido a amorfo- sólida y amorfo-sólida a cristalino-sólida, respectivamente. Parte del calor latente total de fusión se almacena en la sustancia durante cada una de estas transiciones. Es primordial resaltar la gran diferencia que abarca entre el rango de temperatura de congelación medido experimentalmente y los datos disponibles. Este resultado es de una gran relevancia a la hora de diseñar y operar con sistemas LTES (Laten Termal Energy Storage, sistemas de almacenamiento de calor latente), el cual requiere que se tenga conocimiento preciso de la temperatura con la cual el material de cambio de fase alcanza su punto de fusión. varios autores centran su trabajo en materiales orgánicos del tipo alcanos, ceras o parafinas, [8,9] estos autores nos han proporcionado una amplia información sobre las propiedades termo físicas de algunas parafinas y ceras. Desde la perspectiva experimental de su aplicación en sistemas de calefacción y refrigeración pasiva, son más interesantes las parafinas comerciales y las ceras de parafina, debido a su temperatura de fusión. Estos materiales se producen a gran escala y se utilizan ampliamente en varios campos.

Ácidos grasos.

Los ácidos grasos, derivados de productos animales y vegetales, están constituidos por una larga cadena alifática, más de 12 carbonos. Su cadena alquílica puede ser saturada o insaturada. Su forma general es: $R - COOH$, donde el radical R es una cadena alquílica larga. La mayoría de los ácidos grasos naturales posee un número par de átomos de carbono, esto es debido a que son biosintetizados a partir de acetato (CH_3CO_2), el cual posee dos átomos de carbono. En general, se notan muy buenas características térmicas (punto de fusión y congelación). El intervalo de temperatura refrigeración es bastante amplio, y no se produce sub enfriamiento, aunque en algunos casos se han detectado (0,5 K) Estos materiales, sin embargo, no se ha mostrado mucho interés en cuanto a su utilización debido a sus altos costos, estos se pueden utilizar en algunos sistemas especiales de almacenamiento de calor o frío. Estudiando los PCM alcoholes [10], encontraron que el eritritol es muy prometedor como PMC. Se trata de un elemento simple como el hielo, porque funde congruentemente. Tiene un gran calor de fusión 320 kJ/kg, igual que el del hielo. Uno de los problemas que presenta es la elevada densidad. Hay que destacar que el eritritol cambia de volumen durante la transición de la fase sólida a la líquida. Por eso, para el intercambio de calor se necesita una estructura muy resistente o un método particular para reducir el cambio de volumen. Puede observarse también sub enfriamiento. Su punto de congelación es 60-100 °C configurado el ensayo de ciclos de aceleración térmica del eritreo, con el que han observado, que se superen fría por encima de los 15°C [11].

5.3.2 Criterios de selección de materiales de cambio de fase:

Las principales características que se deben tener en cuenta por un PCM para almacenamiento energético son:

Físicas

- La densidad del líquido y del sólido deben ser muy parecidas, y preferiblemente altas, para poder almacenar la mayor cantidad de calor por unidad de volumen.
- Variación de volumen —en el cambio de fase— baja.

Cinéticas

- Evitar el problema de histéresis, sub enfriamiento o retardo empezando la solidificación, como ocurre en los PCM inorgánicos, que se produce al no ceder el calor latente de un PCM a pesar de que su temperatura sea inferior al punto de congelación.

- Poseer suficiente tasa de cristianización: en los PCM inorgánicos se necesitan agentes nucleados aditivos para que la sustancia pueda iniciar el proceso de solidificación la sustancia.

Químicas

El proceso de cambio de fase debe ser totalmente reversible y este solo deberá depender de la temperatura.

- Ser químicamente estables en el tiempo evitando su descomposición y contaminación.
- No presentar segregación de fases.
- Ser compatibles con los materiales de encapsulado y otros con los que esté en contacto: estabilidad química, para evitar oxidación, descomposición térmica, hidrólisis, corrosión y otras reacciones.
- No inflamables y resistentes al fuego.

Térmicas

- La temperatura de cambio de fase debe ser adecuada a cada aplicación particular.
- Presentar una temperatura de fusión definida o, al menos, el cambio de fase debe producirse en un valor discreto (sustancia pura) o en un pequeño intervalo de temperaturas, denominado ventana térmica. [12]
- Poseer una gran capacidad de almacenamiento de calor sensible (calor específico) en estado sólido y líquido y elevada entalpía de cambio de fase, calor latente.
- Poseer una alta conductividad térmica para facilitar la transferencia de calor.

Económicas

- Estar disponible en grandes cantidades a bajo coste, para que sean viables técnica y económicamente.
- Tener un razonable ciclo de vida útil de acuerdo con su costo

5.3.3 Criterios de aplicación de los materiales de cambio de fase

La utilización de PCM ha presentado una considerable mejoría en los últimos años, a lo largo de los cuales ha ido apareciendo información sobre sus características, pero, aunque existe bastante información, está muy dispersa y es difícil encontrarla. Un trabajo de recopilación sobre almacenamiento de energía térmica con cambio de fase sólido-líquido ha sido desarrollado [13]. El trabajo se centra en materiales, transmisión de calor y sus aplicaciones, en el cual se menciona un listado de materiales utilizados como materiales de cambio de fase, algunos de los cuales están disponibles comercialmente. Las aplicaciones de las ceras de parafina han sido las más analizadas. Los resultados demostraban que la combinación de un sistema prototipo y enfriamiento nocturno

proporciona un indicador de almacenamiento térmico adecuado para evitar el sobrecalentamiento en condiciones habituales de verano, y que el sistema ofrece grandes beneficios respecto a sistemas alternativos como las “chilled beams” y el aire acondicionado. Las mezclas de sales hidratadas inorgánicas, agua y agentes nucleadores y estabilizadores son los PCM eutécticos usados más frecuentemente en aplicaciones de almacenamiento de frío. Pero estas mezclas eutécticas son algo complicadas de preparar y manejar, con lo que se está trabajando con otros PCM con unos materiales primarios más disponibles. En general, los PCM tienen múltiples y variados usos, desde la electrónica (para mantener los dispositivos a una temperatura adecuada para su buen funcionamiento como en los trabajos presentados en [14, 15] hasta la botánica (protección térmica de plantas, para evitar heladas invernales). En los últimos años la utilización de PCM para almacenamiento energético ha crecido rápidamente y muchos productos basados en la técnica de PCM se han introducido en el mercado. En otras áreas se ha demostrado la viabilidad de las aplicaciones de estos productos [16]

5.4 PROPIEDADES TERMO FISICAS DE LA PARAFINA

Como se muestra a continuación en la tabla 5-1, La parafina presenta una serie de propiedades específicas como lo son la temperatura de fusión del material de cambio de fase (T_{PCM}), calor específico del PCM solido ($C_{p, PCM.solido}$), calor específico del PCM liquido ($C_{p, PCM.liquido}$), la densidad del PCM solido ($\rho_{PCM.solido}$), densidad del PCM liquido ($\rho_{PCM.liquido}$), la relación entre las densidades del PCM en estado líquido y solido (ρ_{PCM}), la conductividad térmica (K_{PCM}), la Difusividad térmica (α_{PCM}), el coeficiente de expansión térmica (β_{PCM}), viscosidad cinemática (ν_{PCM}), conductividad térmica (λ) y viscosidad dinámica (μ_{PCM}), estas propiedades del PCM son tomadas a temperatura de fusión del PCM a 59°C ya que es el punto donde se analiza térmicamente el comportamiento de la parafina en el acumulador.

Tabla 0-1. Propiedades Termo físicas de la parafina.

PROPIEDAD	VALOR	REFERENCIA
$T_{PCM} [^{\circ}C]$	59	[18]
$C_{p,PCM \text{ solido}} [J/Kg * K]$	59000	[20]
$C_{p,PCM \text{ liquido}} [J/Kg * K]$	2490	[20]
$\rho_{PCM \text{ solido}} [Kg/m^3]$	893	[20]
$\rho_{PCM \text{ liquido}} [Kg/m^3]$	792	[20]
P'_{PCM}	0.88	[19]
$k_{PCM} [W/m * K]$	0.22	[21]
$\mathcal{L}_{PCM} [J/Kg]$	189000	[20]
$\alpha_{PCM} [m^2/s]$	8.50.E-08	[22]
$\beta_{PCM} [Kg/m^3]$	7.78.E-04	[23]
$\nu_{PCM} [m^2/s]$	5.23.E-06	[23]
$\mu_{PCM} [Kg * m^2/s]$	4.84.E-03	[23]

Fuente: Tomado de [17]

5.5 CALCULO DEL CALOR DESEADO (\dot{Q}_d)

Para la realización del rediseño del acumulador de energía térmica, es muy importante determinar el calor máximo en el sistema con las condiciones inicialmente dadas como lo es el área transversal del secador y la base donde ira ubicado el intercambiador, en base a esta geometría ya existente y suponiendo que el sistema no presenta perdidas de calor y que se encuentra completamente aislado, mediante la ecuación (5.1) podemos determinar el calor deseado (\dot{Q}_d) el cual está en función del flujo másico (\dot{m}) y del calor especifico ($C_{p,a}$) este calor especifico es el del promedio entre las temperaturas inicial y final del sistema.

$$\dot{Q}_d = (\dot{m})C_{p,a} (T_O - T_F) \quad (5.1)$$

Para el cálculo del flujo másico (\dot{m}), se determina a partir de la ecuación (5.2) que a su vez está en función de la densidad del aire (ρ_a) a la temperatura promedio de las temperaturas inicial y final y a su vez también está en función del flujo volumétrico (\dot{V}), el cual se determina a partir de la ecuación (5.3) que se encuentra en función del área transversal del sistema (ART) y la velocidad del aire a la entrada del colector (u).

$$\dot{m} = \rho_a \dot{V} \quad (5.2)$$

$$\dot{V} = ART u \quad (5.3)$$

5.6 TRANSFERENCIA DE CALOR AL INTERIOR DE LOS TUBOS

Según relata Bareiss en su trabajo [24], el cual muestra tanto teórica como experimentalmente la transferencia de calor durante el cambio de fase en un sistema cilíndrico, en base a estos resultados nos presenta las expresiones que nos permiten encontrar el número de Nusselt y el tiempo que toma el sistema en realizar el cambio de fase, (5.4) y (5.5). Estos valores adimensionales nos permitirán hallar el tiempo adimensional que tarda el material en cambiar de estado sólido a estado líquido y viceversa, además nos permitirá hallar el coeficiente de transferencia de calor al interior de los tubos (h_{int}) en base al número adimensional de Nusselt.

Adicional a esto en la Tabla 5-2. Se presenta los números adimensionales necesarios para el cálculo de las ecuaciones anteriores (5.4) y (5.5), teniendo en cuenta las condiciones del acumulador de energía y las propiedades de la parafina como se mostró anteriormente en la Tabla 5-1.

$$\tau_a = 2.49 \frac{Ste}{Pr * Ar}^{0.25} \rho'^{-0.75} \left(\frac{1}{1+C} \right) \quad (5.4)$$

$$Nu = 0.2 * \left(\frac{Pr * Ar}{Ste} \right)^{0.25} \rho'^{-0.25} + C \quad (5.5)$$

Tabla 0-2. Números Adimensionales.

NUMERO ADIMENSIONAL	ECUACION	NUMERO DE ECUACION
Grashof (Gr)	$Gr = \frac{g * \beta * r. int^3 * (T_s - T_{PCM})}{\nu^2}$	(5.6)
Prandtl (Pr)	$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$	(5.7)
Rayleigh (Ra)	$Ra = Pr * Gr$	(5.8)
Stefan (Ste)	$Ste = \frac{C_{p, liquido} * (T_s - T_{PCM})}{\lambda}$	(5.9)
Arquímedes (Ar)	$Ar = \frac{\rho_{solido} - \rho_{liquido}}{\rho_{solido}} * \frac{g * r. int^3}{\nu^2}$	(5.10)
Constante de Bareiss (C)	$C = 0.25 \left(Ste \rho' \frac{Ra}{Pr Ar} \right)^{0.25}$	(5.11)

Fuente: Tomado de [17]

Luego que se tenga el número de Nusselt aplicando las ecuaciones previamente planteadas, podemos obtener el valor del coeficiente de calor al interior de los tubos mediante la ecuación (5.12) la cual involucra el número de Nusselt el radio interno y la conductividad térmica del material de cambio de fase (k_{PCM}) dado en la tabla 5-1.

$$h_{int} = \frac{Nu * k_{PCM}}{r_{int}} \quad (5.12)$$

La masa mínima de PCM requerida en el sistema se puede calcular a partir de la ecuación (5.13) que está en función del calor deseado (\dot{Q}_d) y el tiempo de fase (t). Por su parte ese tiempo de fase lo define Fourier en la ecuación (5.14) por lo cual el tiempo de cambio de fase está dado por la ecuación, (5.15).

$$m_{PCM} = \frac{\dot{Q}_d * \Delta t}{\lambda} \quad (5.13)$$

$$Fo = \frac{\tau a}{Ste} \quad (5.14)$$

$$t = \frac{F_o * r^2}{\alpha} \quad (5.15)$$

Para el análisis de la transferencia de calor al exterior de los tubos se debe hacer previamente un dimensionamiento geométrico del sistema del intercambiador ya que en base a esto surgen unas correlaciones necesarias para hallar el número de Nusselt y con este poder hallar el coeficiente de calor al exterior (h_{Ext}) por ende a continuación se muestra la teoría encaminada al diseño de un intercambiador de calor de banco de tubos.

5.7 CONSIDERACIONES GEOMETRICAS DE DISEÑO

El sistema de banco de tubos puede disponerse de dos maneras, un sistema alineado o un sistema escalonado en la dirección del flujo, estas configuraciones se caracterizan por un paso transversal (S_t), y el paso longitudinal (S_l), que generalmente son magnitudes conocidas ya que son valores dados por el diseñador, con estos valores podemos determinar otras magnitudes como el paso diagonal (S_D) entre los centros de los tubos que se determina a partir de la ecuación (5.16). Por su parte con las ecuaciones (5.17) y (5.18) nos permite determinar las áreas de flujo del aire.

$$S_D = \sqrt{S_l^2 * \left(\frac{S_t}{2}\right)^2} \quad (5.16)$$

$$A_1 = S_t * L \quad (5.17)$$

$$A_{TR} = (S_t - D) * L \quad (5.18)$$

Es importante resaltar que en los bancos de tubos las características del flujo del aire son dominadas por la velocidad máxima del aire (V_{max}) que se tiene en el interior del sistema, más que por la velocidad de aproximación (V), [25]. Por tanto, el número de Reynolds está dado en base de la velocidad máxima como se muestra en la ecuación (5.19).

A demás de esto, la Velocidad máxima puede ser calculada como se muestra en la ecuación (5.20) conociendo el valor de la velocidad del aire y determinando previamente los valores del paso transversal.

$$Re_D = \frac{V_{Max} * D}{\nu} \quad (5.19)$$

$$V_{Max} = \frac{S_T}{S_T - D} * V \quad (5.20)$$

Una vez se conozca el valor de (Re_D) se puede determinar el valor del número de Nusselt mediante una serie de correlaciones que ilustra Cengel [25]. La correlación que se utilice para hallar el número de Nusselt depende del valor del número de Reynolds que se esté utilizando, en este caso como se trabajara con una configuración de tubos escalonada, se trabajara con la ecuación (5.21).

$$Nu = 0.35 * \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0.2} * Re_D^{0.6} * Pr^{0.36} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25} \quad (5.21)$$

5.8 TRANSFERENCIA DE CALOR AL EXTERIOR DE LOS TUBOS Y CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Teniendo certeza del número de Nusselt calculado previamente con la ecuación (5.21), podemos calcular el coeficiente de transferencia de calor al exterior de los tubos (h_{Ext}) mediante la ecuación (5.22), la cual depende además del número de Nusselt del coeficiente de conductividad térmica del aire (k) y del diámetro exterior de los tubos.

$$h_{Ext} = \frac{Nu_{Ext} * k}{D_{Ext}} \quad (5.22)$$

Después de conocer los valores de los coeficientes de transferencia de calor tanto interno como el externo (h_{int}, h_{ext}), podremos hallar el valor del coeficiente global de transferencia de calor (U) mediante la ecuación (5.23), que está en función de la resistencia total que a su vez podemos determinar mediante la ecuación (5.24) la cual está en función de los coeficientes de transferencia de calor interno y externo.

$$U = \frac{1}{RT} \quad (5.23)$$

$$RT = \frac{1}{h_{ext}} + \frac{1}{h_{int}} \quad (5.24)$$

5.9 METODO DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El método más apropiado para realizar los cálculos es el método de número de unidades de transferencia (NTU) [25], el cual presenta las siguientes ecuaciones para el posterior análisis, cabe resaltar, que en la ecuación (5.27) para el cálculo de la efectividad depende

del tipo de intercambiador que se esté analizando. Para este proyecto se optó por elegir la ecuación para los intercambiadores con $C=0$ [17].

$$\dot{Q}_{Real} = \varepsilon * \dot{Q}_{Maxima} \quad (5.25)$$

$$\dot{Q}_{Maxima} = C_{min} * \Delta T_{Maximo} \quad (5.26)$$

$$\varepsilon = 1 - EXP(-NTU) \quad (5.27)$$

$$C_{min} = \dot{m}_a * Cp_a \quad (5.28)$$

$$NTU = \frac{U * A_T}{C_m} \quad (5.29)$$

5.10 SECADORES SOLARES

En la actualidad podemos encontrar diversos tipos de secadores solares como lo pueden ser; tipo carpa, tipo armario o tipo túnel [26]. Cada uno de ellos cuenta con características diferentes, el de tipo carpa es un modelo simple y práctico echo de una estructura en forma triangular. El de tipo armario es un sistema más complejo de secado indirecto, está compuesto por una cámara de secado y un colector inclinados donde este último tiene una amplia superficie de transferencia de calor con el aire. Por último, está el sistema que más nos interesa tratar en este apartado se trata del secador solar de tipo túnel Este modelo está conformado por un túnel horizontal elevado con una base rígida de metal y una cobertura transparente de lámina de polietileno de larga duración. El túnel está dividido en dos partes, colector y secador. El colector tiene la función de calentar el aire, que luego es utilizado para el secado de los productos en las bandejas. El aire circula en forma horizontal a través de todo el túnel, ingresa por un extremo y sale por el otro, generalmente con la ayuda de un ventilador eléctrico cuando se trata de un proceso de convección forzada [26]. Aunque también es posible su funcionamiento en un proceso de convección natural llegando a manejar velocidades dependiendo su tamaño de ente 0.1 a 0.3m/s en secadores de gran tamaño y de 0.4 a 1 m/s en secadores de tamaños pequeños o medianos [27].

Secador solar tipo Hohenheim

Este secador se desarrolló en la década de 1980, es un secador de tipo túnel que también se podría clasificar como secador mixto, desarrollado en la facultad de ingeniería agrícola de la universidad de Hohenheim [28]. El secador solar se conforma de un colector, el cual está compuesto de una cubierta plástica transparente, además de una placa cuya función es absorber la radiación solar [29]. También se compone de una cámara de secado la cual está compuesta por una cubierta, una base para albergar el producto (bandejas) y un aislamiento. El producto puede ubicarse directamente sobre la base del secador o sobre una malla a corta distancia por encima de la base de tal manera que se posibilita el flujo de aire tanto por encima como por debajo del secador [29,30].

6. METODOLOGIA

Con el fin de lograr los objetivos propuestos en el proyecto se plantea a continuación una serie de pasos a seguir:

El primer paso: Se realizaron unas pruebas preliminares del funcionamiento del módulo de acumulación de energía térmica, sin adaptarlo al túnel. El módulo utilizado para las pruebas usaba como material de cambio de fase la parafina, donde se tomaron datos de la temperatura en diferentes puntos del sistema. Para esta toma de información se utilizaron como elementos de medición, un pirómetro en el cual, se permitió tomar las temperaturas superficiales en diferentes puntos, así mismo se utilizó una cámara termografica con el fin de tener espectros de temperatura en el sistema. Las pruebas se realizaron durante cuatro días en enero de 2020. De acuerdo con la información recolectada de las pruebas experimentales, se realizaron curvas de T vs tiempo para así llegar a analizar el comportamiento térmico del sistema de acumulación de energía y de allí tomar información para las nuevas propuestas de configuración de los tubos y lograr una mejor eficiencia del sistema que en un futuro se puedan implementar al sistema de secado de los túneles tipo Hohenheim.

El segundo paso: Basados en el sistema ya existente y con el análisis realizado de las pruebas preliminares del módulo de acumulación de energía térmica existente se realizó la propuesta de 3 nuevas configuraciones del sistema de acumulación de energía térmica, buscando mejorar la eficiencia. Para esto se tenía como restricción las dimensiones del túnel de secado existente en la Universidad Pontificia Bolivariana - Bucaramanga, para poder realizar su acople posteriormente.

El tercer paso: en base a las configuraciones propuestas anteriormente se realizó el análisis térmico de cada una de las configuraciones, teniendo en cuenta los fenómenos involucrados en el sistema como lo son la transferencia de calor al interior de los tubos la cual involucra el cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno, la transferencia de calor en el exterior que involucra la temperatura de entrada y salida del aire, las cuales fueron supuestas desde el diseño original. La temperatura superficial de los tubos, el coeficiente de transferencia de calor externo, además del cálculo del tiempo de autonomía de sistema del calor deseado, calor real, calor máximo, y eficiencia del sistema.

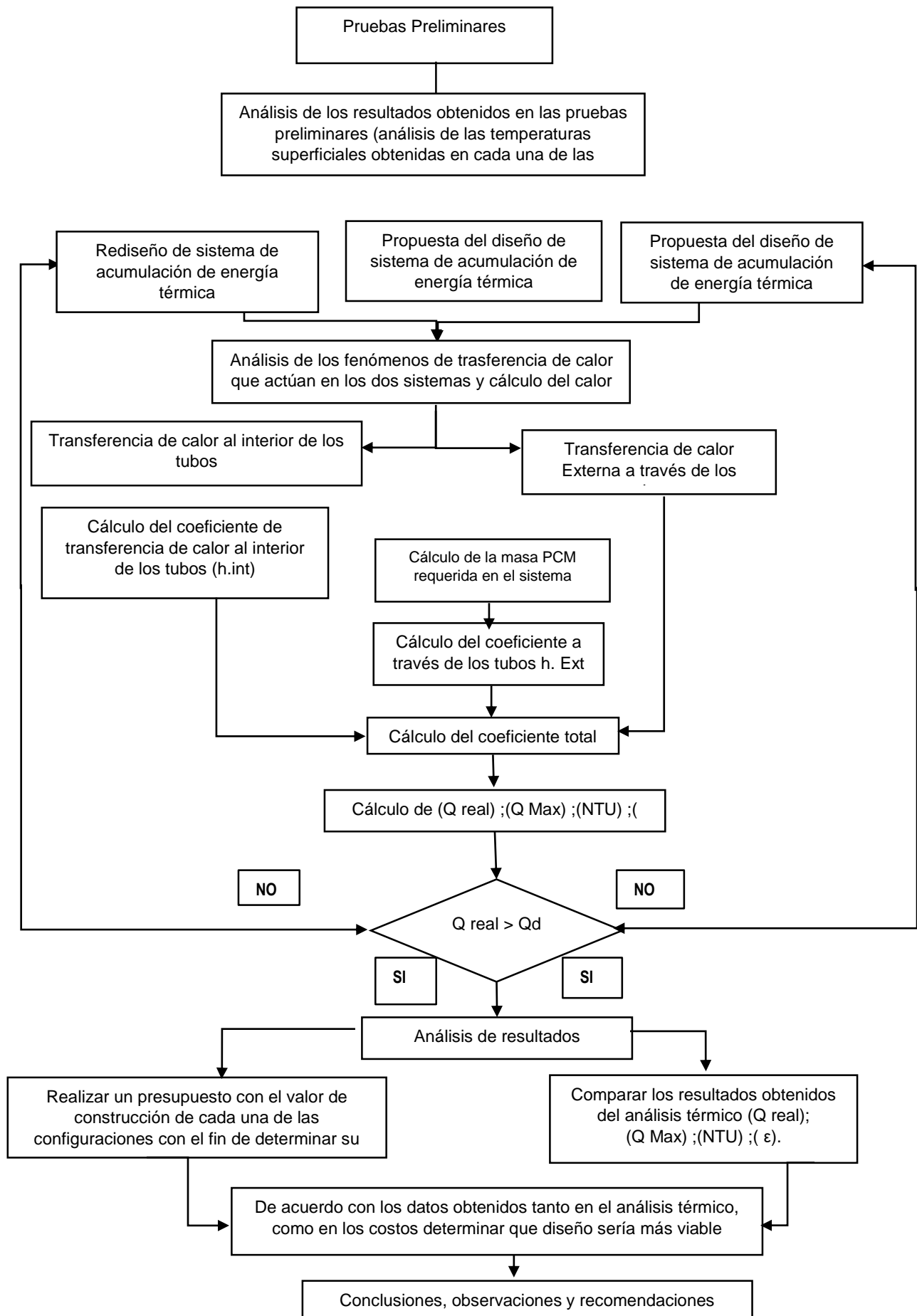
El cuarto paso: Se realizó la comparación de los datos obtenidos en el paso anterior entre las tres configuraciones propuestas y adicionalmente compararlos con los datos del

sistema ya existente mediante tablas donde se pueda evidenciar perfectamente los resultados obtenidos en cada configuración.

El quinto paso: Se realizó el presupuesto para la construcción de cada una de las configuraciones propuestas teniendo en cuenta el costo de los materiales como lo es el valor de los tubos, valor de la parafina y valor de los diferentes sistemas de soporte y adecuaciones necesarias.

E sexto paso: De acuerdo con los resultados obtenidos en los dos pasos anteriores se determinó cuál de las configuraciones presentadas era la más viable para ser implementada en los túneles de secado tipo Hohenheim de la Universidad. Esto se realizó con base en los datos de la eficiencia, el calor real generado y el costo de construcción. Finalmente presentar las conclusiones y observaciones que se puedan tener en cuenta para futuros proyectos.

En la Figura a continuación se presenta en forma más general la metodología a seguir para la realización del proyecto

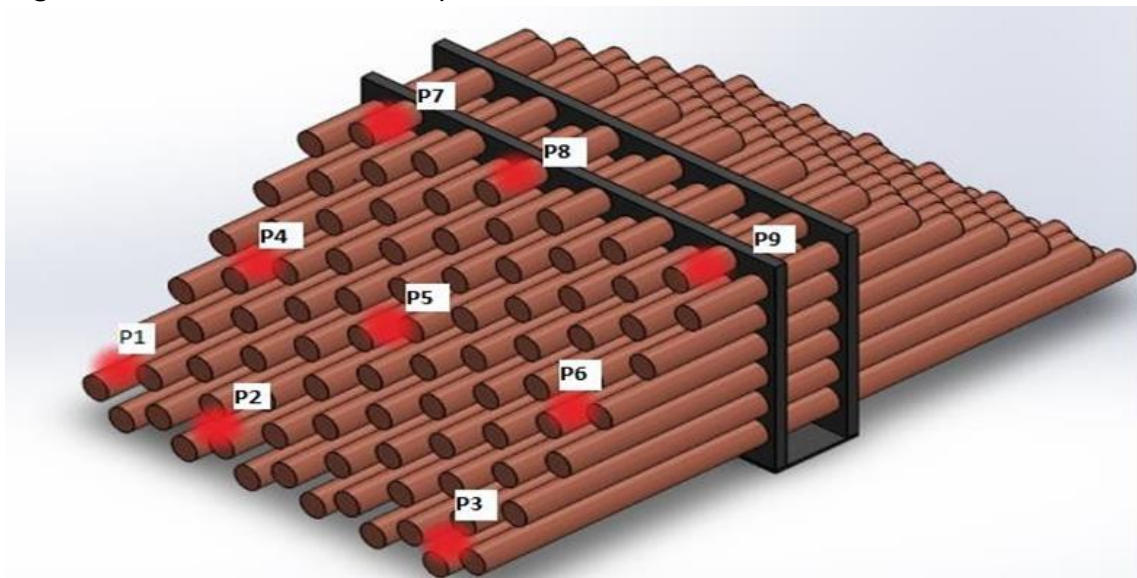


7. RESULTADOS

7.1 PRUEBAS PRELIMINARES

Para las pruebas preliminares se utilizó un pirómetro, con el fin de tomar las temperaturas superficiales en 9 puntos específicos en tres diferentes zonas inferior, media y superior) como lo muestra la Figura 1.

Figura 1. Puntos de toma de temperatura



Fuente: Autor

Se realizaron 4 pruebas preliminares durante diferentes días, cada prueba en condiciones diferentes (en el día 1 Prueba sin aislar el sistema, en el día 2 y 3 se dejó el sistema con condiciones ideales y para el día 4 se redujo las filas de tubos en el intercambiador) en un mismo rango de horas (de 11:00 AM a 3:00 PM) con un total de 10 tomas de temperaturas en cada uno de los puntos con un intervalo de 30 minutos entre cada toma. Los datos obtenidos de cada una de las tomas se compararon con la temperatura ambiente en el instante de la toma con el fin de obtener un Gradiente de temperatura el cual nos indicara la diferencia en cada uno de los puntos. como lo muestra la Tabla 7-1.

Tabla 7-1. Formato para la toma de datos.

HORA	TEMPERATURA ZONA INFERIOR °C				TEMPERATURA ZONA MEDIA °C				TEMPERATURA ZONA SUPERIOR °C				TEMP. AMBIENTE °C
	P1	P2	P3	Pro m T	P4	P5	P6	Pro mT	P7	P8	P9	Pro mT	
10:30													
11:00													
11:30													
12:00													
12:30													
1:00													
1:30													
2:00													
2:30													
3:00													

Fuente: Autor

Los gradientes de temperatura se obtuvieron a partir de la ecuación 7.1 la cual relaciona la diferencia entre las temperaturas tomadas y la temperatura ambiente en el instante de la toma.

$$\Delta T = T_{Promedio} - T_{Ambiente} \quad (7.1)$$

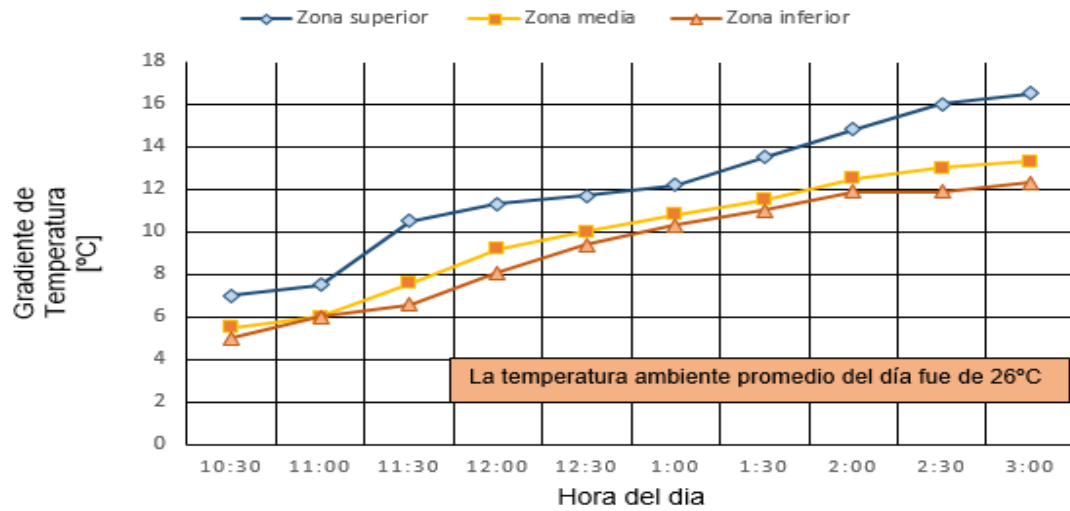
La Prueba 1 ilustrada en la Figura 2, se realizó sin aislar completamente el sistema dejando entrada de aire al sistema como se muestra en la Figura 3 de la cual no se obtuvieron resultados significativos de esta, en la Tabla 7-2 se muestran los datos más relevantes.

Tabla 7-2. Valores temperaturas Prueba 1.

Parámetros	Temperatura [°c]
Temperatura Máxima	43.5
Temperatura Mínima	30
Temperatura Promedio	36.75
Temperatura ambiente Promedio	26
Gradiente Máximo	16.5
Gradiente Mínimo	5

Fuente: Autor

Figura 2. Comportamiento de la temperatura Prueba 1.



Fuente: Autor

Figura 3. Sistema de acumulación sin aislar.



Fuente: Autor

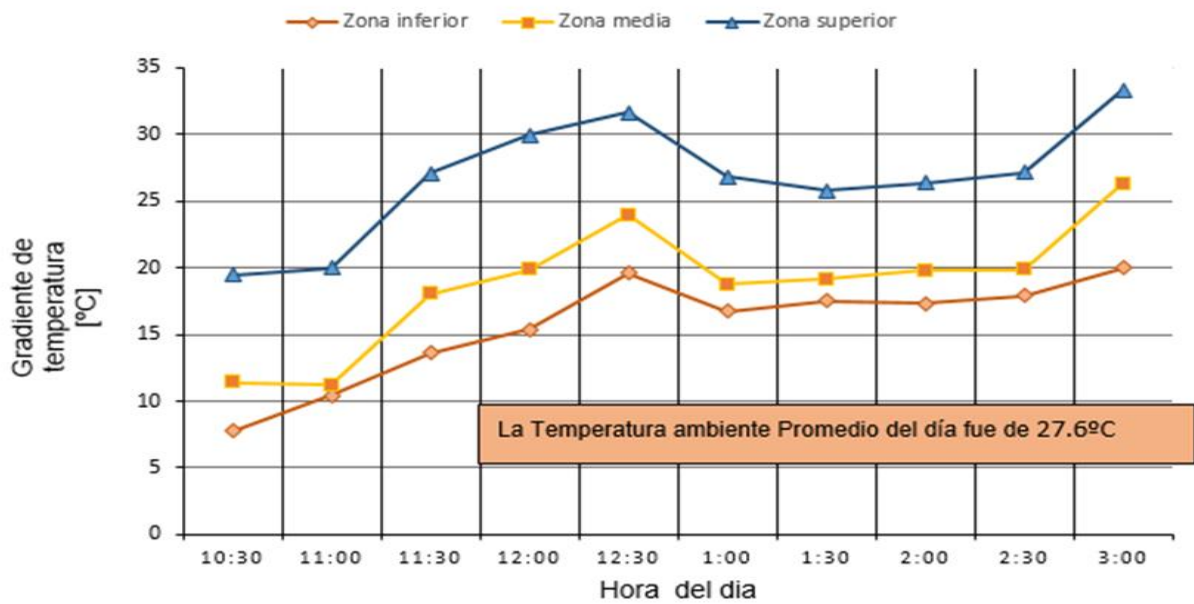
La prueba 2 (Figura 4.) se realizó en condiciones ideales aislando completamente el sistema de lo cual se obtuvo datos más significativos como se muestra en la Tabla 7-3.

Tabla 7-3. Valor de las temperaturas Prueba 2.

Parámetros	Temperatura [°c]
Temperatura Máxima	61.7
Temperatura Mínima	33.9
Temperatura Promedio	47.8
Temperatura ambiente Promedio	27.2
Gradiente Máximo	33.3
Gradiente Mínimo	7.76

Fuente: Autor

Figura 4. Comportamiento de la temperatura en la superficie de los tubos prueba 2.



Fuente: Autor

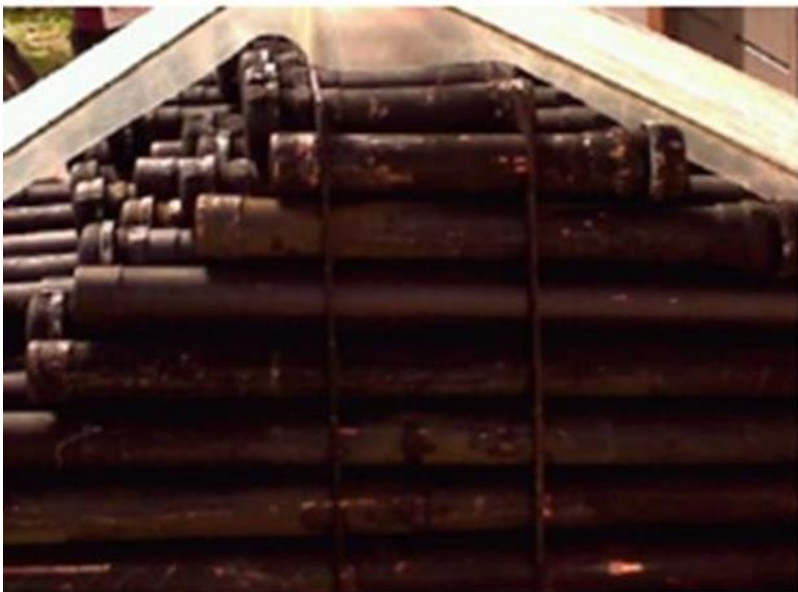
En la prueba 3 (Figura 5.) se obtuvieron los valores más altos de temperatura en comparación a los demás días que se realizaron las pruebas, al igual que en la prueba 2 se realizó en condiciones ideales, el incremento en los valores se debe a que se registró una temperatura ambiente más elevada que los días anteriores. Estos datos también los podemos evidenciar en la Figura 6. En los datos obtenidos por la cámara termo gráfica, los valores más relevantes de la prueba 3 se presentan en la Tabla 7-4.

Tabla 7-4. Valor de temperaturas Prueba 3.

Parámetros	Temperatura [°C]
Temperatura Máxima	72
Temperatura Mínima	33.4
Temperatura Promedio	52.7
Temperatura ambiente Promedio	30
Gradiente Máximo	40.73
Gradiente Mínimo	5.4

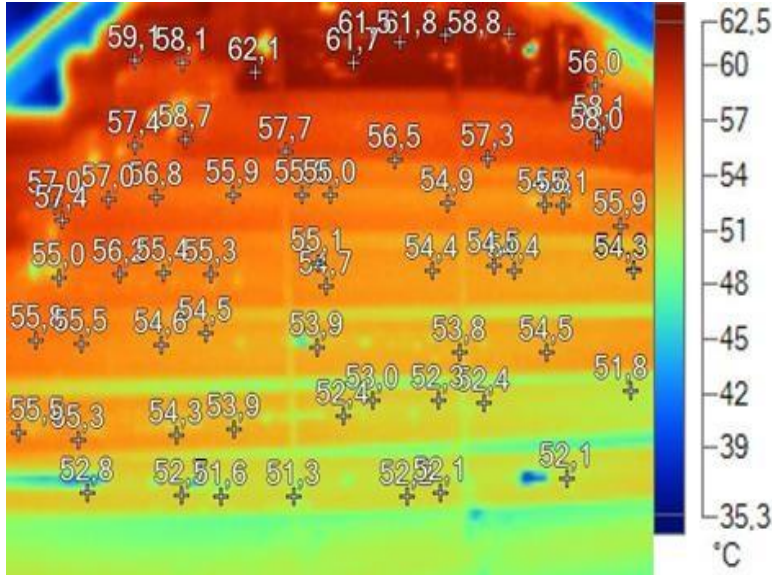
Fuente: Autor

Figura 5. Imagen luz visible Acumulador.



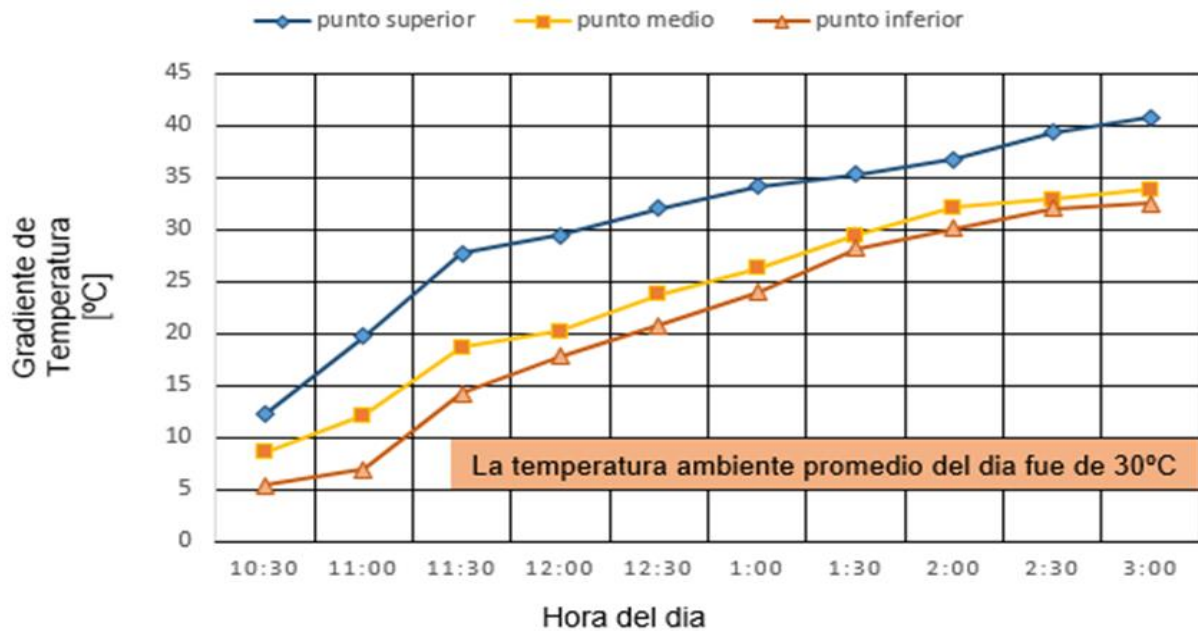
Fuente: Autor

Figura 6. Datos cámara termografica de la figura 5.



Fuente: Autor

Figura 7. Comportamiento de la temperatura en la superficie de los tubos prueba 3.



Fuente: Autor

Para la Prueba 4 (Figura 9.) se simulo una configuración diferente en el sistema de acumulación, dejando fila de por medio de tubos como se muestra en la Figura 8. Para comparar los resultados obtenidos con los de las pruebas anteriores, al igual que las

pruebas 2 y 3, está también se realizó con el sistema completamente aislado los valores. Los datos más relevantes se muestran en la Tabla 7- 5.

Figura 8. configuración del Sistema Prueba 4.



Fuente: Autor

Tabla 7-5. Valor de temperaturas Prueba 4.

Parámetros	Temperatura [°c]
Temperatura Máxima	61.2
Temperatura Mínima	37.5
Temperatura Promedio	49.3
Temperatura ambiente Promedio	30
Gradiente Máximo	33.26
Gradiente Mínimo	7.5

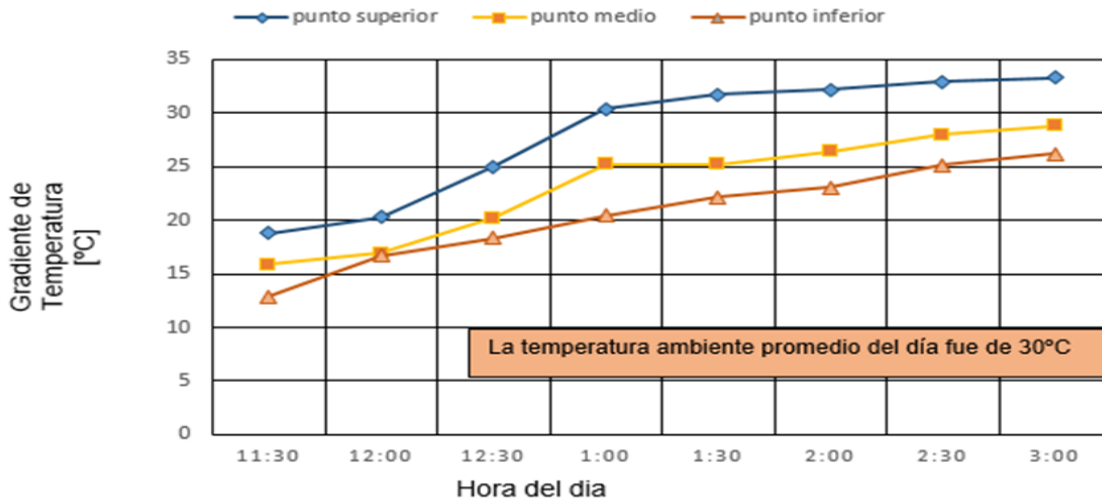
Fuente: Autor

Figura 9. Imagen de luz visible acumulador.



Fuente: Autor

Figura 10. Comportamiento de la temperatura en la superficie de los tubos prueba 4.



Fuente: Autor

Comparación de resultados:

En la Tabla 7-6. Se presentan los resultados obtenidos en cada una de las pruebas, como reflejan los resultados, la Prueba 3 presento las condiciones más favorables, a la cual se le realizó un análisis termo grafico como se presenta a continuación.

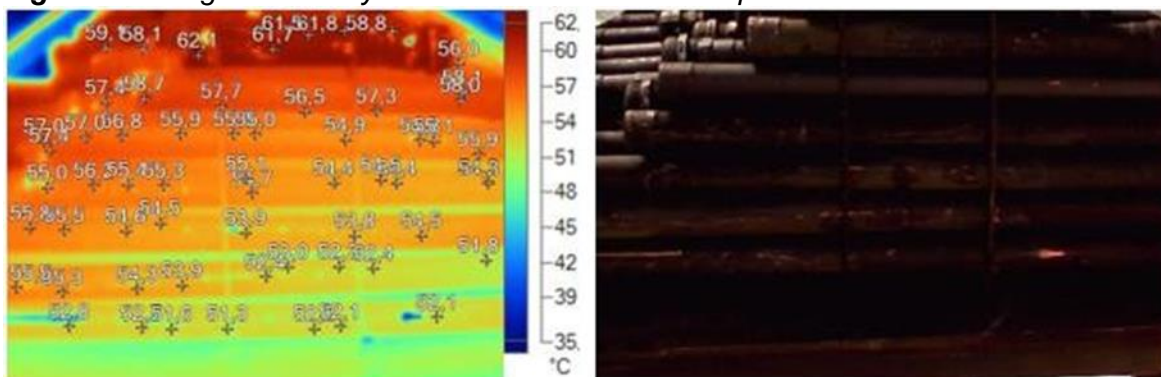
Tabla 0-6. Comparación de los resultados obtenidos.

Acumulador	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	Prueba 4
Temperatura Máxima	43.5	61.7	72	61.2
Temperatura Mínima	30	33.9	33.4	37.5
Temperatura Promedio	36.75	47.8	52.7	49.3
Temperatura ambiente Promedio	26	27.2	30	30
Gradiente Máximo	16.5	33.3	40.73	33.26
Gradiente Mínimo	5	7.76	5.4	7.5

Fuente: Autor

Como se aprecia en la Figura 11. Se observan los puntos más calientes y más fríos en el sistema. La parte superior presenta los puntos más calientes con la temperatura máxima de 62.1°C debido a que la radiación solar incide directamente sobre esta zona, a medida que se toma un punto más alejado de la zona superior disminuye la temperatura, encontrando en la parte inferior del sistema una temperatura mínima de 51.6°C según la información de la imagen (ver Anexo I) con un diferencial de temperatura de 10.5°C entre la parte superior y la parte inferior.

Figura 11. Imagen térmica y de luz visible tomada en la prueba 3.



Fuente: Autor

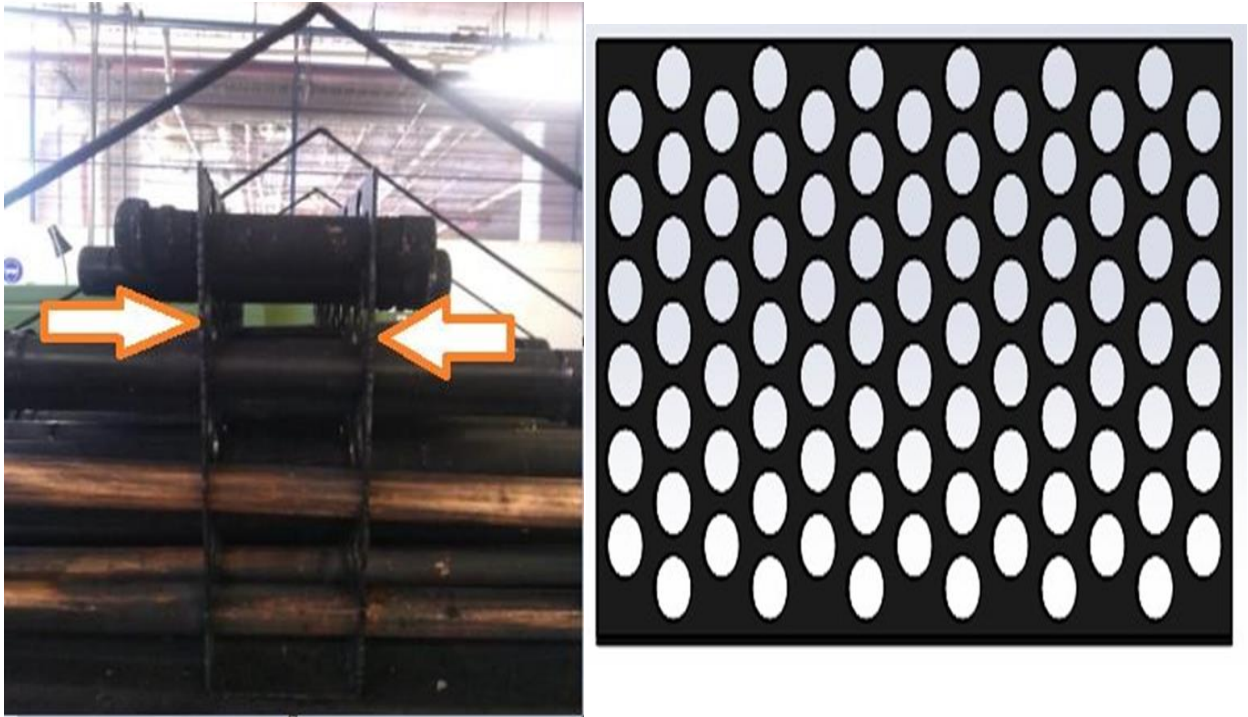
Figura 13. Expansores en el Sistema de acumulación.



Fuente: Autor

- Otra razón por la cual podemos observar esta variación de la temperatura es porque el sistema en el momento de las pruebas no se encontraba acoplado al túnel de secado, este factor es importante, ya que el colector puede proporcionar una temperatura más uniforme al interior del sistema, Por lo cual se presentan pérdidas de calor al interior.
- También se logró observar que el sistema de soporte utilizado no era el óptimo ya que no contaba con la distancia suficiente como se muestra en la figura14. Lo cual hacía que los tubos estuvieran en contacto entre si impidiendo un flujo adecuado del aire. Grafico intercambiador de calor para espaciamientos

Figura 14. Sistema de soporte del Acumulador.



Fuente: Autor

En base a los datos obtenidos de las pruebas preliminares y las observaciones realizadas de los mismos se proponen dos tipos de configuraciones para el sistema de acumulación de energía que teóricamente se espera que cumplan con las condiciones de diseño necesarias para un mejor funcionamiento del sistema.

7.2 DISEÑOS PROPUESTOS

7.2.1 Propuesta 1 rediseño del sistema de acumulación

Para la elaboración de este rediseño se basó en el modelo ya existente, modificando parámetros de la configuración geométrica del intercambiador, como lo es la distancia entre los tubos como se muestra en la tabla 7-7. Esta modificación representa una reducción en el área de transferencia de calor de 4.08 % así mismo estas modificaciones requirieron de cambios en la estructura acorde a las medidas que se tienen de los túneles de secado sin los expansores con lo cual se espera mejorar el sistema, teniendo en cuenta esto se optó por dar el valor a la sección transversal S_T de 1.25 veces el valor del diámetro y a su vez se determinó que $S_T = S_L$ entonces:

$1.25 * D = S_T = S_L$ Donde:

S_T = Paso transversal

S_L = Paso Longitudinal

D = Diámetro externo del tubo

$$1.25 * 0.045 = 0.057m = S_T = S_L$$

Teniendo en cuenta estos valores se puede hallar el paso diagonal mediante la ecuación:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 * \left(\frac{S_L}{2}\right)^2} \quad \text{reemplazando los valores para } S_T \text{ y } S_L$$

$$S_D = \sqrt{0.057m^2 * \left(\frac{0.057m}{2}\right)^2}$$

Además, en base al valor de S_L podemos determinar el valor de A_1 mediante la ecuación:

$A_1 = S_L * (L)$ reemplazando los valores obtenemos que $A_1 = 0.057m * (1m)$ es decir que

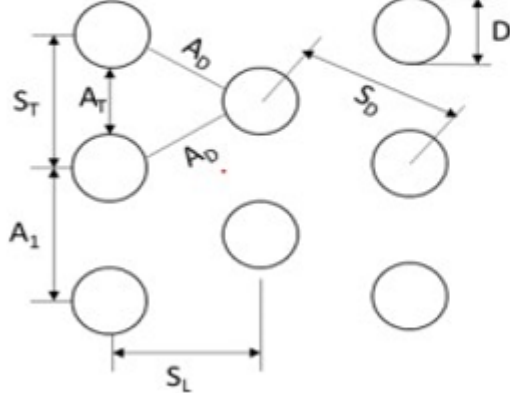
$$A_1 = S_L$$

De igual manera conociendo el valor de S_T podemos determinar el valor de A_T dada la ecuación: $A_T = (S_T - D) * (L)$ reemplazado los valores obtenemos que

$$A_1 = (0.057m - 0.045m) * (1m)$$

Los valores calculados de cada una de las variables se presentan a continuación en la tabla 7-7.

Tabla 7-7. Valores Geométricos para el diseño de los soportes.

ESQUEMA DE LA CONFIGURACION ESCALONADA	PARAMETRO	VALOR
	Diámetro interior [m]	0.038
	Diámetro exterior [m]	0.045
	S_T [m]	0.057
	A_1 [m ²]	0.057
	A_T [m ²]	0.0157
	S_L [m]	0.057
	S_D [m]	0.0637
	A_D [m ²]	0.0224

Fuente: Autor

7.2.1.1 Ajustes del sistema de acumulación

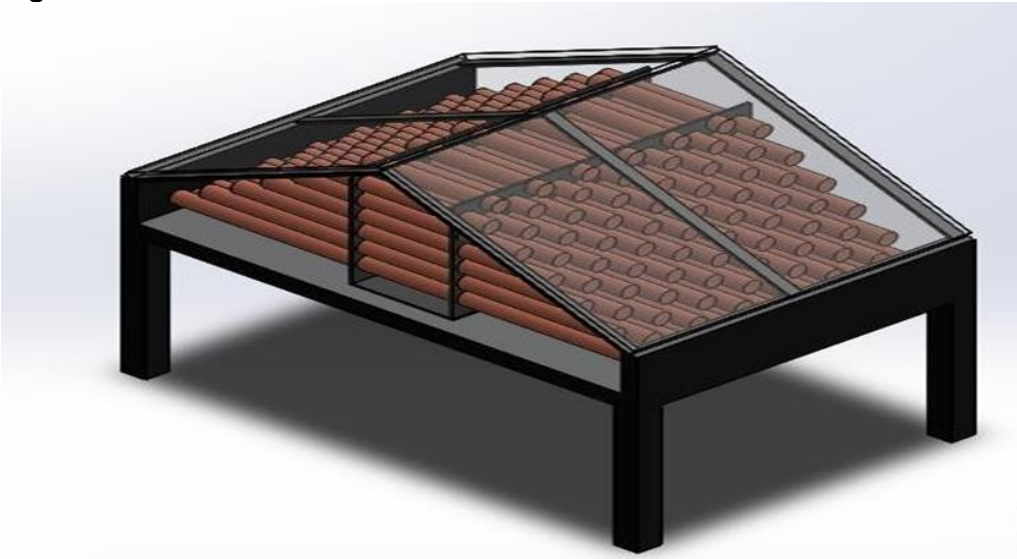
Para el diseño del Sistema de acumulación se varió la altura con respecto a lo que se tenía para coincidir con el diseño planteado, para los cálculos de transferencia de calor. Se optó por dejar una altura de 49cm por consideraciones de diseño disminuyendo la altura de los adaptadores que tenía el sistema a 15 cm como se muestra en la Figura 15.

Figura 15. Redimensionamiento del sistema de acumulación.



Fuente: Auto

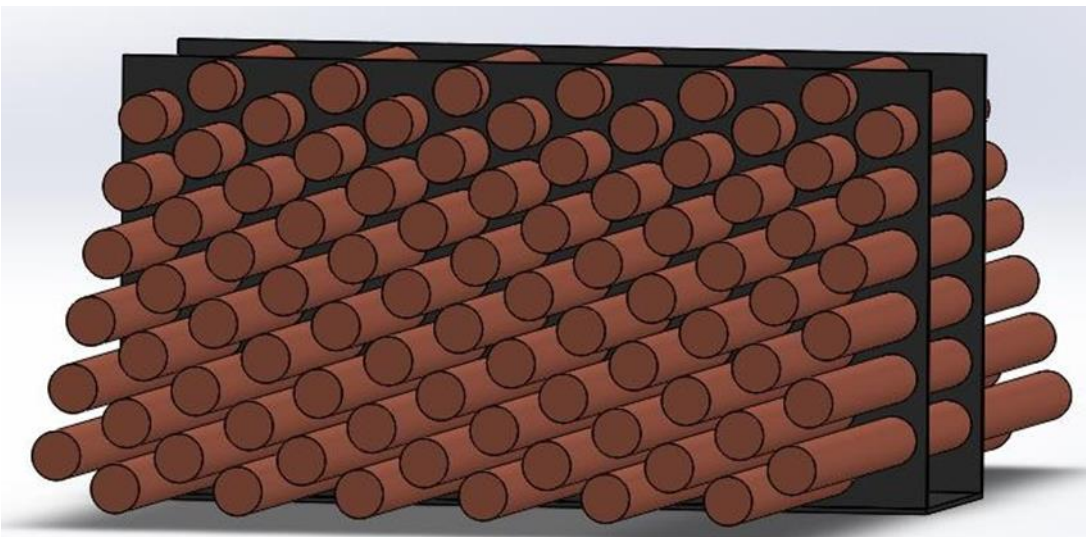
Figura 16. Diseño del Sistema de acumulacion vista isométrica.



Fuente: Autor

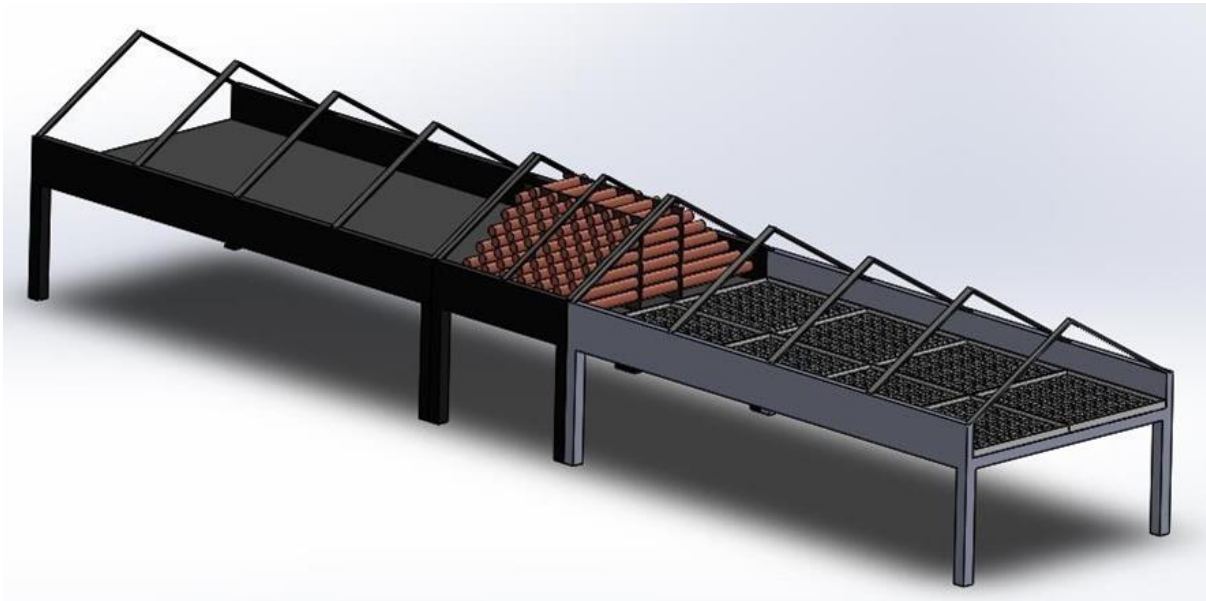
El sistema de acumulación de energía térmica consta de un banco de tubos escalonado de 13 filas con variación entre 7 y 6 tubos por fila como se muestra en la figura 17. Basados en el diseño geométrico del sistema modificado, fue necesario realizar ajustes en la configuración del sistema para adaptarlo a la geometría del túnel de secado, buscado maximizar el área de transferencia como se muestra en la figura 18.

Figura 17. Sistema de acumulación de energía térmica.



Fuente: Autor

Figura 18. Sistema de acumulación acoplado al túnel de secado.

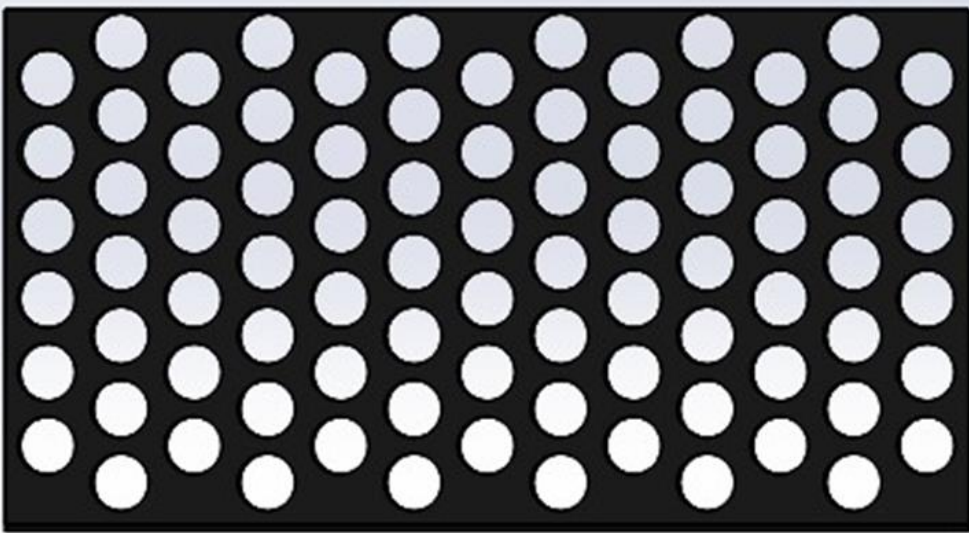


Fuente: Autor

7.2.1.2 Diseño de los soportes

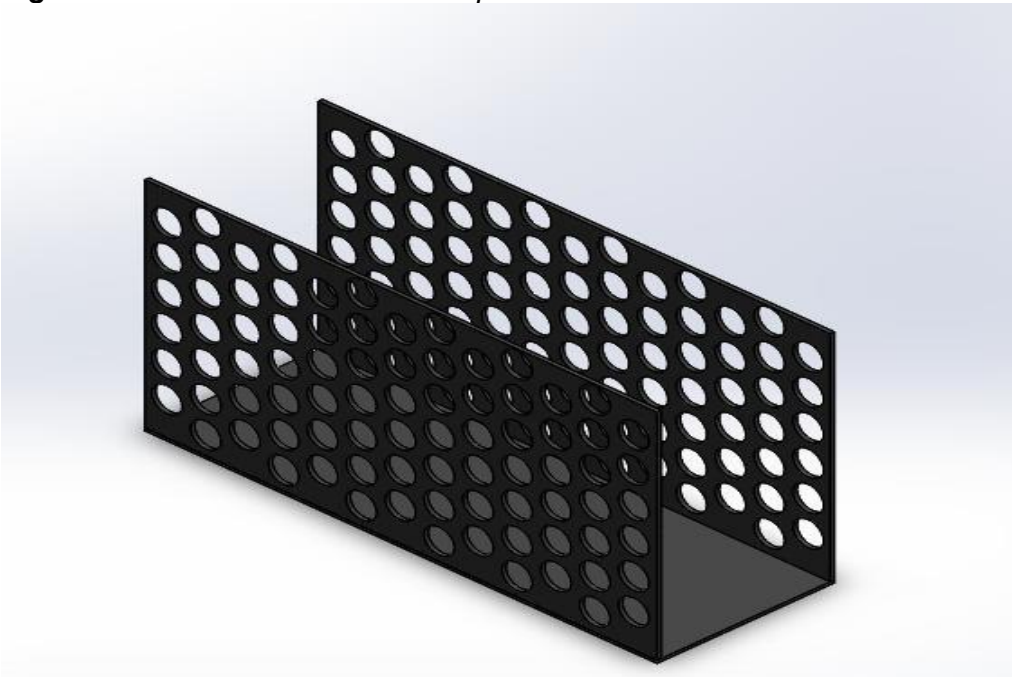
El diseño de los soportes se basa en el sistema ya existente [17] se optó por cambiar la correlación entre los tubos Siguiendo con los parámetros geométricos de diseño los cuales consisten en aumentar la distancia entre tubos como se muestra en la tabla 7-7. Además, se disminuyó su altura para adaptarlo a las dimensiones del túnel de secado [28]. Los diseños basados en los parámetros geométricos se muestran en las figuras 19 y 20. Los planos de los diseños se muestran en los anexos.

Figura 19. Diseño del sistema de soporte vista frontal.



Fuente: Autor

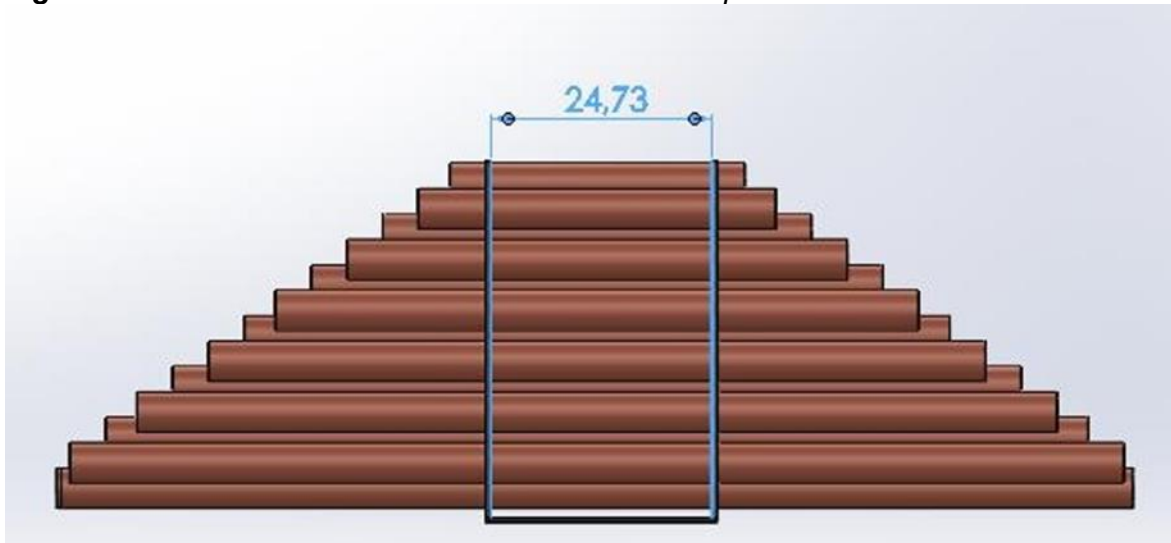
Figura 20. Diseño del sistema de soporte vista isométrica.



Fuente: Autor

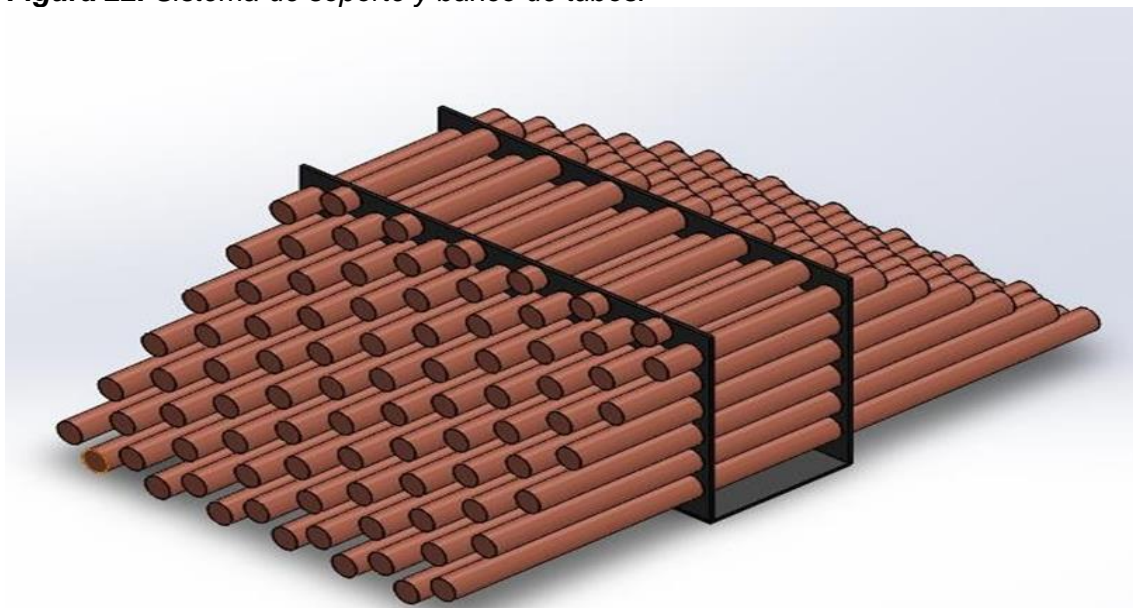
Para la distancia entre los soportes se tuvo en cuenta la reducción de tubos, ya que se eliminaron las dos primeras filas que se tenían de 13 y 25 cm de longitud, con esto se pudo ampliar la distancia entre los soportes a una distancia de 24.75 cm con el fin de que se adaptara a las dimensiones de los túneles sin expansores. El sistema de soporte se muestra en la figura 21 y 22.

Figura 21. Distancia entre laminas en el Sistema de soporte.



Fuente: Autor

Figura 22. Sistema de soporte y banco de tubos.



Fuente: autor.

7.2.1.3 Análisis Térmico

Para el análisis térmico del rediseño planteado, se toman en cuenta los parámetros del diseño original [17] como se muestran en la Tabla 7-8. Así mismo las propiedades de la parafina mostradas en la tabla 5-1. Para el análisis térmico se considera que el material alcanza su punto de fusión.

Tabla 0-8. Parámetros iniciales tomados para el análisis térmico.

PARAMETRO	RESULTADO
T_0 (temperatura inicial supuesta) [°C]	65
T_f (temperatura de salida) [°C]	60
$T_{Promedio}$ (entre la entrada y la salida) [°C]	62.5
Velocidad del aire (u) [m/s]	0.4
Densidad del aire (ρ_{aire}) a $T_{Promedió}$ [kg/m^3]	1,05
Calor específico del aire a $T_{promedio}$ (C_p .)	1007

Fuente: Autor

+

Cálculo del Calor deseado (\dot{Q}_d)

Para realizar el cálculo del calor deseado se debe tener en cuenta los parámetros iniciales mostrados anterior mente además de la geometría y el área transversal del túnel. El calor deseado se halla mediante la ecuación 5.1 la cual está en función del flujo másico (\dot{m}), el calor específico (C_p) y la diferencia de temperaturas tanto en la entrada como en la salida. A su vez el flujo másico se calcula mediante la ecuación 5.2 la cual está en función del flujo volumétrico y el área transversal del túnel.

$$\dot{Q}_d = (\dot{m})(C_p)(T_O - T_F)$$

Donde:

C_p = Calor específico del aire a temperatura promedio

T_O = temperatura a la entrada

T_F = temperatura a la salida

\dot{m} = Flujo másico, el cual está dado por la ecuación:

$\dot{m} = (\rho_a)(V)$ el cual está en función de:

ρ_a = Densidad del aire a temperatura promedio

V = caudal del aire, que está dado por la ecuación:

$\dot{V} = (ATR)(u)$ donde:

u = Velocidad del aire

ATR = Área transversal del ducto. La cual se calcula en base a la siguiente ecuación:

$$ATR = (B_1 * h_1) + \left(\frac{B_2 * h_2}{2}\right) \text{ donde:}$$

B_1 = Base sección 1 = 1.22 m

h_1 = Altura sección 1 = 0.15 m

B_2 = Base sección 2 = 1.22 m

h_2 = Altura sección 2 = 0.34 m

$$\text{Reemplazando: } ATR = (1.22 \text{ m} * 0.15 \text{ m}) + \left(\frac{1.22 \text{ m} * 0.34 \text{ m}}{2}\right) = 0.39 \text{ m}$$

Una vez obtenido el valor del área trasversal (ATR) podemos encontrar el valor del caudal del aire:

$$\dot{V} = (0.39 \text{ m}) \left(0.4 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = 0.15 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

dado el valor del caudal del aire se puede encontrar el valor del flujo másico:

$$\dot{m} = \left(1.05 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} * \text{K}}\right) \left(0.15 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)$$

Obteniendo el valor del flujo másico podemos encontrar el calor deseado mediante la ecuación previamente descrita:

$$\dot{Q}_d = \left(1.156 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right) \left(1007 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) (65^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C})$$

Los valores calculados de las variables presentadas se presentan a continuación en la tabla 7-9.

Tabla 7-9. Datos para el cálculo del calor deseado.

Parámetro	Resultado	Ecuación
Área transversal del ducto (ATR) [m]	0,3904	-
Caudal del Aire (\dot{V}) [m^3/s]	0,15616	-
Flujo másico (\dot{m}) [kg/s]	0,163968	-
Flujo de calor deseado (\dot{Q}_d) [W]	825,57888	5.1

Fuente: Autor

Trasferencia de calor en el sistema

La transferencia de calor tanto al interior como al exterior de los tubos se presentan de la misma manera para cada uno de los 3 diseños propuestos, ya que para el análisis térmico del sistema de cada uno de ellos se partió de las mismas condiciones iniciales mostradas en la Tabla 7-8. Por tal razón solo se mostrarán una vez como se presenta a continuación.

transferencia de calor al interior de los tubos

Para la transferencia de calor al interior de los tubos es fundamental tener en cuenta las propiedades de la parafina, dadas en la Tabla 5-2, ya que estas propiedades se relacionan directamente con los números adimensionales para poder hallar el número de Nusselt con la ecuación (5.5). los valores calculados de los números adimensionales se presentan en la Tabla 7-10.

$$Nu = 0.2 * \left(\frac{Pr * Ar}{Ste} \right)^{0.25} * \rho^{-0.25} * (1 + C) Pr = \frac{v}{\alpha} \text{ donde:}$$

v = viscosidad cinemática

α = Difusividad térmica

$$Pr = \frac{5.23 * 10^{-0.6}}{8.50 * 10^{-08}}$$

$$Ar = \frac{\rho_{solido} - \rho_{liquido}}{\rho_{solido}} * \frac{g * r_{int}^3}{v^2} \text{ donde:}$$

ρ_{solido} = densidad del PCM en estado sólido

$\rho_{liquido}$ = densidad del PCM en estado liquido

g = gravedad

r_{int} = radio interno del tubo

$$A_r = \frac{893 - 782}{893} * \frac{9.81 * 0.019^3}{(5.23 * 10^{-06})^2}$$

$$Ste = \frac{C_{p\ liquido} * (T_s - T_{PCM})}{\lambda} \quad \text{donde:}$$

$C_{p\ liquido}$ = Calor específico del PCM en estado liquido

T_s = Temperatura superficial

T_{PCM} = Temperatura del PCM en el punto de fusión

λ = conductividad térmica

$$Ste = \frac{2490 * (59.5 - 59)}{189.000}$$

$$Gr = \frac{g * \beta * r_{int}^3 * (T_s - T_{PCM})}{\nu^2}$$

Donde:

β = Coeficiente de expansión térmica

$$Gr = \frac{9.81 * 7.78 * 10^{-04} * 0.019^3 * (59.5 - 59)}{(5.23 * 10^{-06})^2}$$

$$Ra = Pr * Gr$$

$$Ra = (61.5294) * (956.92)$$

$$C = 0.25 \left(Ste * \rho' * \frac{Ra}{Pr * A_r} \right)^{0.25} = 0.25 \left(0.00658 * 0.88 * \frac{58878.77}{64.529 * 3.05 * 10^{-05}} \right)^{0.25}$$

Tabla 7-10. Numero Adimensionales relacionados con la transferencia de calor interna

Numero Adimensional	Valor	ECUACION
Grashof (Gr)	956,920	5.6
Prandtl (Pr)	61,529	5.7
Raleigh (Ra)	58878,77	5.8
Stefan (Ste)	0,0065	5.9
Arquímedes (A_r)	3,057722E+05	5.10
Constante de Bareiss (C)	1,63E-02	5.11

Fuente: Autor

Una vez calculados los números adimensionales Podemos encontrar el número de Nusselt y el tiempo adimensional como se muestra a continuación.

$$Nu = 0.2 * \left(\frac{61.5294 * (3.0557 * 10^{0.5})}{0.006587} \right)^{0.25} * 0.88^{-0.25} * (1 + (1.63 * 10^{-0.2}))$$

$$\tau_a = 2.49 * \frac{Ste^{0.25}}{Pr * Ar} * \rho^{-0.25} * \left(\frac{1}{1 + C} \right)$$

$$\tau_a = 2.49 * \frac{0.006587}{61.5264 * (3.0577 * 10^{0.5})}^{0.25} * 0.88^{-0.75} * \left(\frac{1}{1 + (1.63 * 10^{-0.2})} \right)$$

Posterior mente se calcula la masa de PCM requerida en el sistema mediante la ecuación (5.13). La cual está en función del Calor deseado y el tiempo de cambio de Fase (t) el cual se calcula mediante la ecuación (5.15) y el cual a su vez está en función del número de Fourier el cual está definido por la ecuación (5.14). Finalmente se puede hallar el coeficiente de transferencia de calor al interior de los tubos (h_{int}) mediante la ecuación (5.12). El valor de cada uno de los cálculos realizados se presenta a continuación en la Tabla 7-11.

$$m_{PCM} = \frac{\dot{Q}d*\Delta t}{\lambda}$$

$$m_{PCM} = \frac{825.578 \text{ W}*(5)}{189.000 \frac{\text{J}}{\text{Kg}}}$$

$$F_0 = \frac{\tau a}{Ste}$$

$$F_0 = \frac{1.17*10^{-0.2}}{0.006587}$$

$$t = \frac{F_0*r^2}{\alpha}$$

$$t = \frac{1.7707*0.019^2 m}{8.500*10^{-0.8} \frac{m^2}{s}}$$

$$h_{int} = \frac{Nu*K_{PCM}}{r_{int}}$$

$$h_{int} = \frac{48.5155*0.22 \frac{\text{J}}{\text{kg}*K}}{0.019m}$$

Tabla 7-11. Parámetros para el cálculo de la transferencia de calor al interior de los tubos.

Parámetro	Valor	Ecuación
τa	1,17E-02	5.4
Nusselt	48,51558543	5.5
Fo (Numero de Fourier)	1,77075243	5.14
tiempo de Cambio de fase	7520,48974	5.15
Masa de PCM requerida [Kg]	32.85	5.13
Coeficiente de transferencia de calor interno (h_{int})	561,75941	5.12

Fuente: Autor

Transferencia de calor externa

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo (h_{Ext}), está directamente relacionado con la configuración geométrica del sistema, para esto se utilizó la correlación geométrica del sistema presentada en la Tabla 7-7.

Para los cálculos de los valores mencionados anteriormente se aplican las correlaciones mencionadas por Cengel [20] para la configuración de banco de tubos escalonada, aplicando así las ecuaciones para el cálculo de cada uno de estos valores.

Para el cálculo del número de Reynolds se aplica la ecuación (5.19) la cual está en función de la velocidad máxima del aire, esta velocidad puede ser calculada mediante la ecuación (5.20) ya que está en función del paso transversal y el diámetro cuyos valores son conocidos.

Conociendo los valores de la velocidad máxima y el número de Reynolds se puede calcular el número de Nusselt externo mediante la ecuación (5.21), es importante mencionar que los valores de Prandtl (Pr) para esta ecuación se tomaron para el aire a la temperatura supuesta en el acumulador (60°C) este valor se tomó de la Tabla A-15 de Cengel [20].

Luego de obtener el número de Nusselt se calcula el coeficiente de transferencia de calor externo mediante la ecuación (5.22) la cual está en función del número de Nusselt y el diámetro externo de los tubos. Los resultados se muestran en la tabla 7- 12.

$$Nu = 0.35 * \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0.2} * Re_D^{0.6} * Pr^{0.36} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25} e:$$

S_T = Paso Transversal

S_L = Paso longitudinal

Pr = número de Prandtl a 60°C

Pr_s número de Prandtl a la diferencia media de temperaturas

Re_D = número de Reynolds

$$Re_D = \frac{V_{Max} * D}{\nu} \quad \text{Donde el número de Reynolds está definido por:}$$

D = diámetro

ν = viscosidad dinámica del aire a 62.5°C

V_{Max} = Velocidad máxima del aire en el banco de tubos que a su vez está definido por:

$$V_{Max} = \frac{S_T}{S_T - D} * V$$

$$V_{Max} = \frac{0.057 \text{ m}}{0.057\text{m} - 0.045\text{m}} * 0.4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Obtenido el valor de la velocidad máxima

$$Re_D = \frac{1.48108 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.045\text{m}}{2.08 * 10^{-0.5}}$$

Obteniendo el número de Reynolds se tiene que:

$$Nu = 0.35 * \left(\frac{0.057}{0.057}\right)^{0.2} * 2940.8^{0.6} * 0.7202^{0.36} * \left(\frac{0.7202}{0.7202}\right)^{0.25} = 37.48$$

Ya que el número de filas con las que cuenta el intercambiador es N = 13 se aplica el factor de corrección dado en la tabla 7-3 de Cengel [20] que para 13 filas es 0.99, entonces:

$$Factor_{\text{correccion}} * Nu = 0.99 * 37.48$$

Obteniendo el número de Nusselt se determina el coeficiente de transferencia de calor externo (h_{Ext})

$$h_{Ext} = \frac{Nu_{Ext} * K}{D_{Ext}}$$

$$h_{Ext} = \frac{37.1 * 0.02808 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}}{0.045\text{m}}$$

Tabla 7-12. Parámetros calculados por la transferencia de calor externa.

Parámetro	Valor	ecuación
V_{Max} [m/s]	1,481	5.20
Re_D	2940,8	5.19
Nu_{EXT}	37,1	5.21
Coeficiente De Transferencia De Calor Externo (h_{Ext})	25,484	5.22

Fuente: Autor

Tabla 7-13 Área de transferencia de calor.

Longitud de los tubos [m]	Cantidad de tubos por fila	Diámetro Exterior [m]	Área de transferencia decalor por tubo [m^2]	Área de transferencia decalor total [m^2]
0.33	6	0.045	0,0525	0,315
0.4	7	0.045	0,06362	0,44534
0.48	6	0.045	0,07634	0,45804
0.56	7	0.045	0,0891	0,6237
0.64	6	0.045	0,102	0,612
0.72	7	0.045	0,145	1,015
0.79	6	0.045	0,1256	0,7536
0.87	7	0.045	0,1384	0,9688
0.95	6	0.045	0,1511	0,9066
1.03	7	0.045	0,1638	1,1466
1.14	6	0.045	0,18131	1,08786
1.18	7	0.045	0,18767	1,31369
1.20	6	0.045	0,191	1,146
Total				10.79223

Fuente: Autor

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (u)

Con los coeficientes de transferencia de calor, tanto interno como externo (h_{int} , h_{Ext}) se puede determinar el valor del coeficiente global de transferencia de calor (U) este se calcula de acuerdo con la ecuación (5.23) la cual está en función de la resistencia Total y se calcula mediante la ecuación (5.24) y esta a su vez está en función de los coeficientes de calor Interno y Externo previa mente calculados. El valor calculado del coeficiente global de transferencia de calor (U) se presenta en la Tabla 7-14.

$$RT = \frac{1}{h_{ext}} + \frac{1}{h_{int}}$$

$$RT = \frac{1}{25.4845} + \frac{1}{561.7594}$$

$$U = \frac{1}{RT}$$

$$U = \frac{1}{0.041019}$$

aplicación del método de intercambiadores de calor

Se aplica el método con el fin de verificar que el intercambiador de calor rediseñado cumple con las condiciones inicialmente dadas para el calor deseado (Q_d). Por esto se aplica el método de unidades de transferencia para el análisis de intercambiadores de calor (NTU).

calculo de \dot{Q}_{Maxima} , \dot{Q}_{Real} , NTU, ϵ

Para el cálculo del NTU se halla utilizando la ecuación (5.29) la cual está en función del coeficiente global de transferencia de calor (U), el área de transferencia de calor (datos previamente calculados) y la capacidad calorífica (C_{min}) la cual se determina a partir de la ecuación (5.28) la cual está en función del flujo másico y el calor específico del aire. (en este caso se toma la capacidad calorífica del aire debido a que la parafina puede tener una razón de capacidad calorífica infinita debido a que se encuentra en cambio de fase). Conociendo la capacidad calorífica, se puede determinar el calor máximo en el sistema ($Q_{m\acute{a}x}$) mediante la ecuación (5.26) que además de la capacidad calorífica también está en función de la diferencia de temperatura máxima que se pueda presentar en el sistema (ΔT_{MAX}).

Conociendo el valor de NTU se puede obtener el resultado de la eficiencia del sistema (ϵ), mediante la ecuación (5.27) el valor de la efectividad depende del tipo de intercambiador y está ligada directamente a el valor de NTU. Una vez conocida la Eficiencia del sistema (ϵ), y el calor máximo (\dot{Q}_{Maxima}) se puede determinar el calor real en el sistema (\dot{Q}_{Real}) mediante la ecuación (5.25).

$C_{min} = \dot{m}_a * Cp_a$ donde:

\dot{m}_a = Flujo másico del aire

Cp_a = Calor específico del aire

$$C_{min} = 0.1639 \frac{kg}{s} * 1007 \frac{J}{kg * K}$$

$$NTU = \frac{U \cdot A_T}{C_m} \quad \text{donde:}$$

U = coeficiente global de transferencia de calor

A_T = Área de transferencia de calor

$$NTU = \frac{24.37 * 10.792 \text{ m}^2}{165.115 \frac{W}{K}}$$

$$\varepsilon = 1 - EXP(-NTU) \quad \text{dónde: } NTU =$$

$$\varepsilon = 1 - EXP(-1.5931)$$

El calor máximo generado en el sistema se calcula a partir de:

$$\dot{Q}_{Maxima} = C_{min} * \Delta T_{Maximo} \quad \text{donde:}$$

ΔT_{Maximo} = diferencia máxima de temperatura en el sistema

$$\dot{Q}_{Maxima} = 165.115 \frac{W}{K} * 5$$

El calor real generado en el sistema se calcula a partir de:

$$\dot{Q}_{Real} = \varepsilon * \dot{Q}_{Maxima}$$

$$\dot{Q}_{Real} = 0.7967 * 1238.37 \text{ W}$$

Los valores obtenidos de cada uno de los parámetros anterior mente presentados se muestran en la Tabla 7-14.

Tabla 7-14. Valores utilizados para la aplicación del método NTU.

Parámetro	Valor	Ecuación
C_{min} [W/K]	165,1157	5.28
Coeficiente Global detransferencia (U)	24,3786	5.23
ΔT_{MAX} [°C]	5	-
\dot{Q}_{Maxima} [W]	1238,36832	5.26
NTU [-]	1,593096912	5.29
Eficiencia (ϵ) [-]	0,796704951	5.27
\dot{Q}_{Real} [W]	986,6141719	5.25

Fuente: Autor

El calor real transferido (\dot{Q}_{Real}) es de 986.6142 W, y el calor deseado () calculado inicialmente fue 825.58 W. Por lo tanto, el intercambiador cumple con el condicional presentado en la metodología $\dot{Q}_{Real} >$. Por lo cual el sistema se puede comprar con el sistema ya existente para determinar el sistema mejor para su implementación.

7.2.2 Propuesta 2 del sistema de acumulación

Para la realización de esta propuesta se tuvo en cuenta los factores encontrados en las pruebas preliminares como lo fue la mala distribución de la temperatura que presentaba el sistema, ya que se cree que el tipo de configuración utilizado no es el mejor para el aprovechamiento de la energía térmica con materiales de cambio de fase por esta razón se presenta una configuración de banco de tubos distribuidos a lo largo del secador, con el fin de que el calor incida directamente en las bandejas aprovechando mejor el calor latente del sistema. Para esto se diseñaron dos tipos de banco de tubos escalonados basados en esta configuración.

7.2.2.1 Configuración “A” de la propuesta 2

Teniendo en cuenta los factores mencionados anteriormente, se diseñó un sistema con el fin de tener una temperatura más uniforme en la superficie de los tubos, así como un aprovechamiento más directo del calor generado ubicándolo directamente en la cámara de secado debajo de las bandejas de secado.

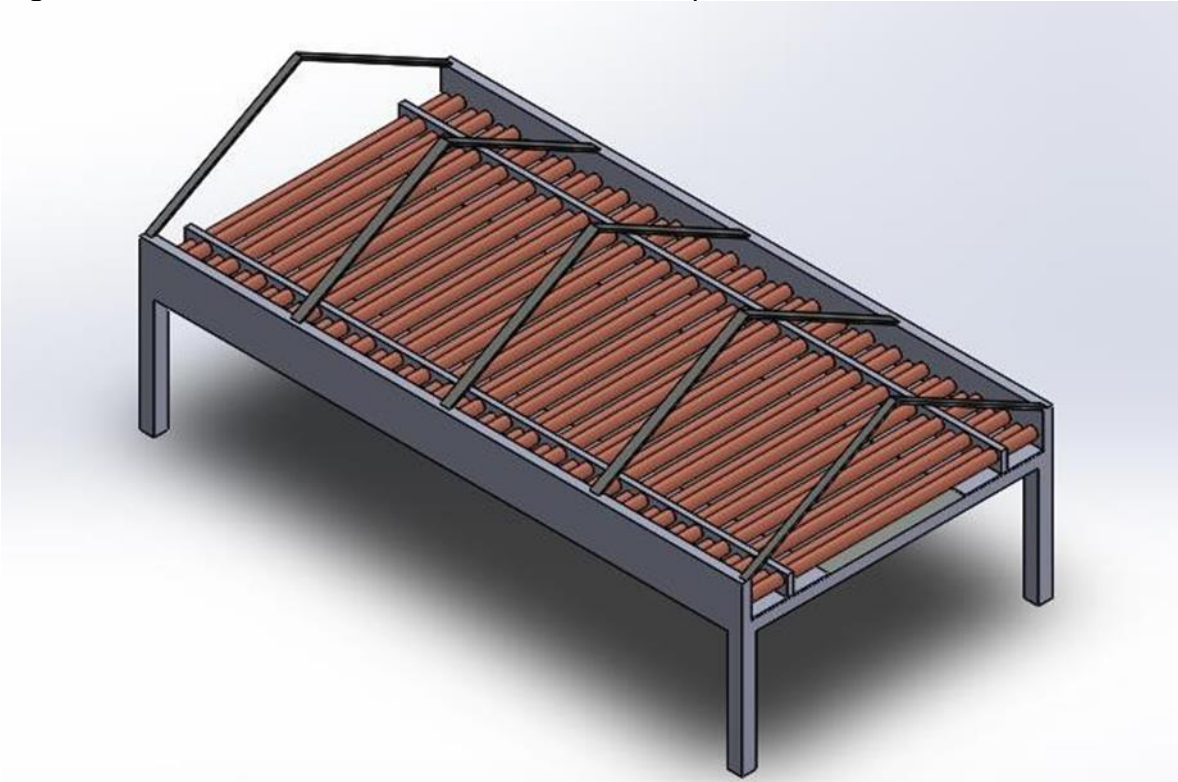
Muestra un banco de tubos escalonado de dos filas con sus tubos de igual longitud, de igual manera se diseñó un sistema de soporte a lo largo de la cámara como se muestra a continuación.

7.2.2.2 Diseño del sistema de acumulación

Para el diseño del sistema de acumulación de energía térmica se optó por cambiar la configuración geométrica que se tenía [17] con el fin que el calor incida directamente sobre las bandejas y se de una manera más uniforme al interior de la cámara de secado. El sistema consta de un banco de tubos de dos con 22 tubos de 1.20 metros en cada fila distribuidos escalonadamente en la cámara de secado.

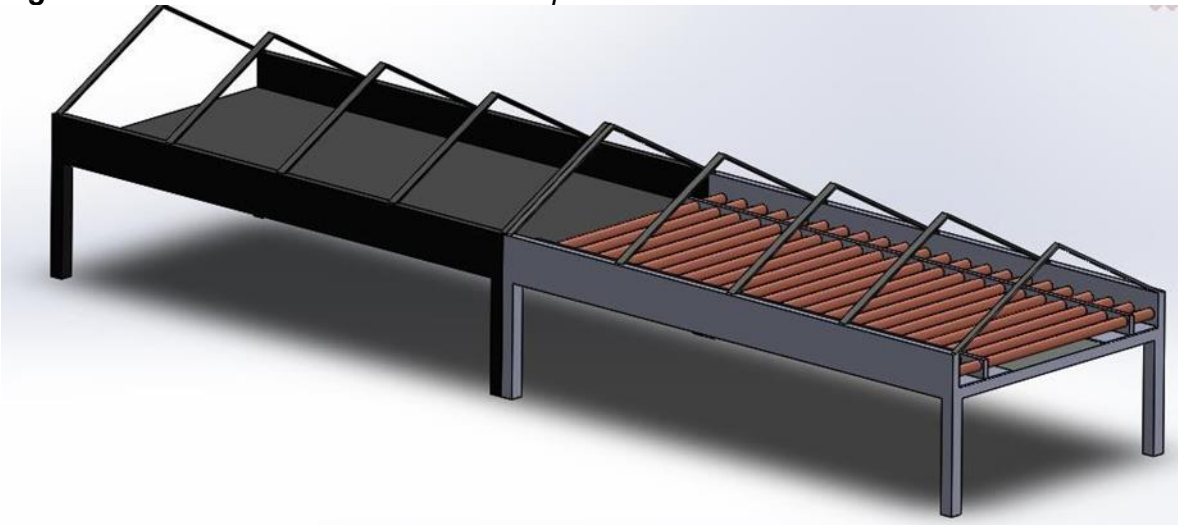
Las dimensiones del túnel no se varían con respecto al diseño anterior, esto con el fin de modificar en menor medida la geometría del mismo, el diseño del sistema de acumulación acoplado a la cámara de secado se muestran en las figuras 23 y 24 la dimensión del sistema de acumulación de energía se muestra en los planos en los anexos.

Figura 23. Diseño A del sistema de acumulacion acoplado a la camara de secado.



Fuente: Autor

Figura 24. Sistema de acumulación A acoplado al túnel de secado.

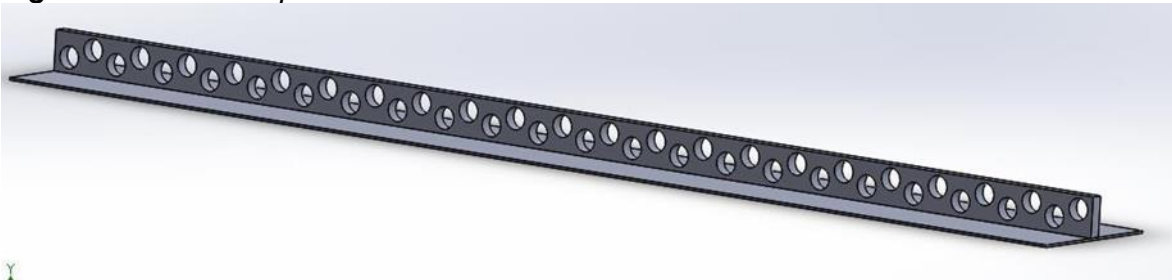


Fuente: Autor

7.2.2.3 Diseño de los soportes

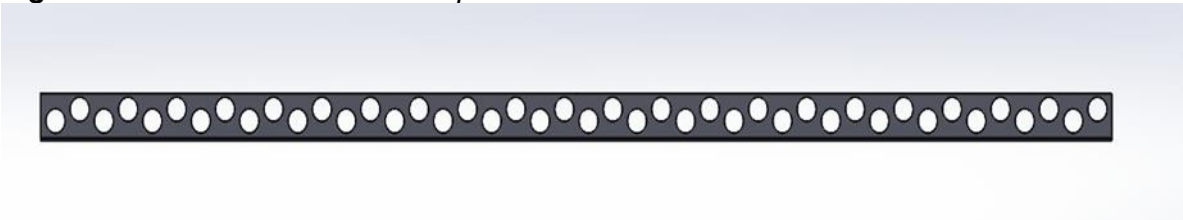
Basados en las correlaciones de la Tabla 7-7 se diseñó el sistema de soportes el cual consiste en dos laminas (figura 25 y 26) que van a lo largo de la cámara de secado con el fin de soportar los tubos que se distribuyen de igual manera a lo largo de la cámara como se muestra en la figura 28. Las dimensiones de los soportes se muestran en los planos en los anexos.

Figura 25. Diseño soporte A vista isométrica.



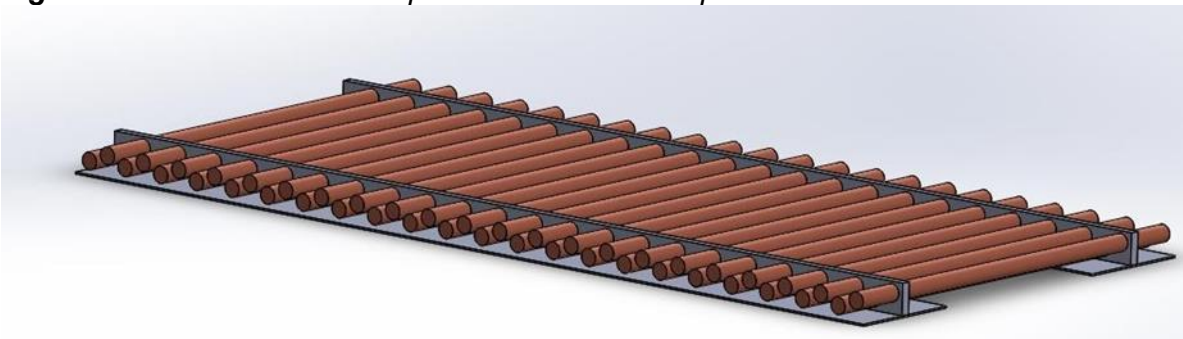
Y
Fuente: Autor

Figura 26. Diseño A sistema de soporte Vista frontal.



Fuente: Autor

Figura 27. Banco de tubos acoplado al sistema de soporte.



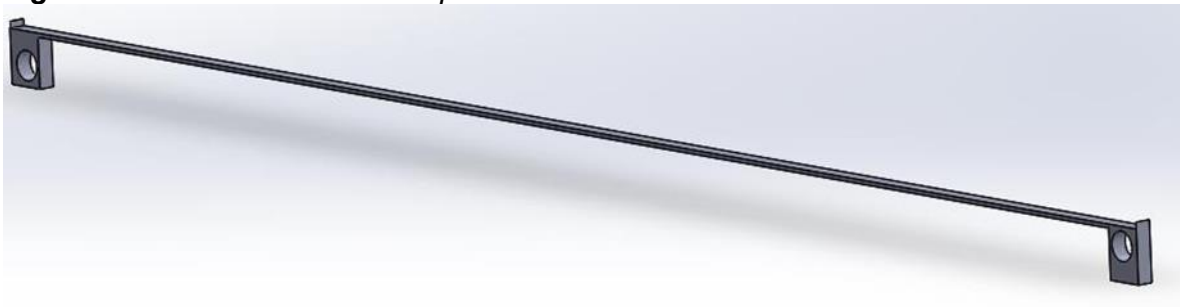
Fuente: Autor

7.2.2.4 Diseño de sistema de soporte intermedio:

Adicional mente a este diseño surge la necesidad de crear un soporte para las bandejas ya que la distribución de esta configuración de banco de tubos no permite el posicionamiento de estas sobre la cámara de secado por lo cual se diseñó un soporte intermedio basado en los soportes anterior mente mostrados con el fin de que las bandejas se puedan soportar sobre este soporte y a su vez permita la transferencia de calor como se muestra en las Figuras 28, 29 y 30.

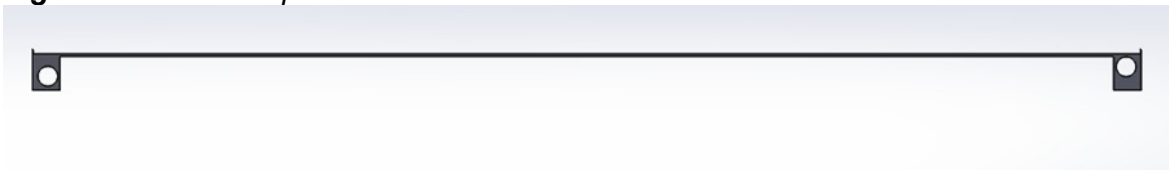
El sistema ensamblado completamente se muestra en la figura 31. Las dimensiones del soporte se encuentran en los anexos.

Figura 28. *Diseño sistema de soporte intermedio vista isométrica.*



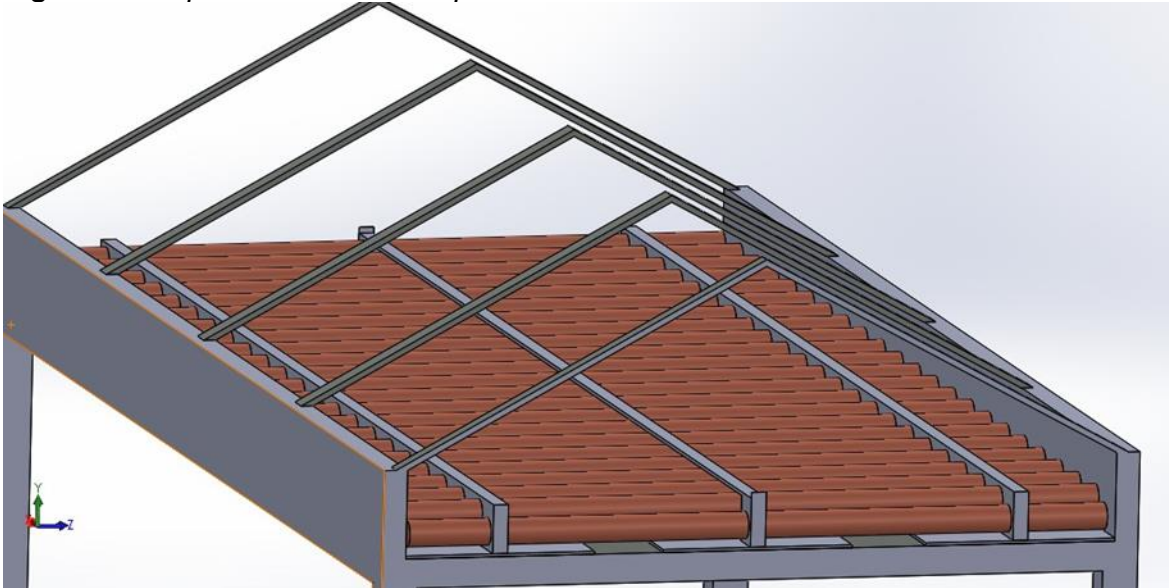
Fuente: autor

Figura 29. *Diseño soporte intermedio vista frontal.*



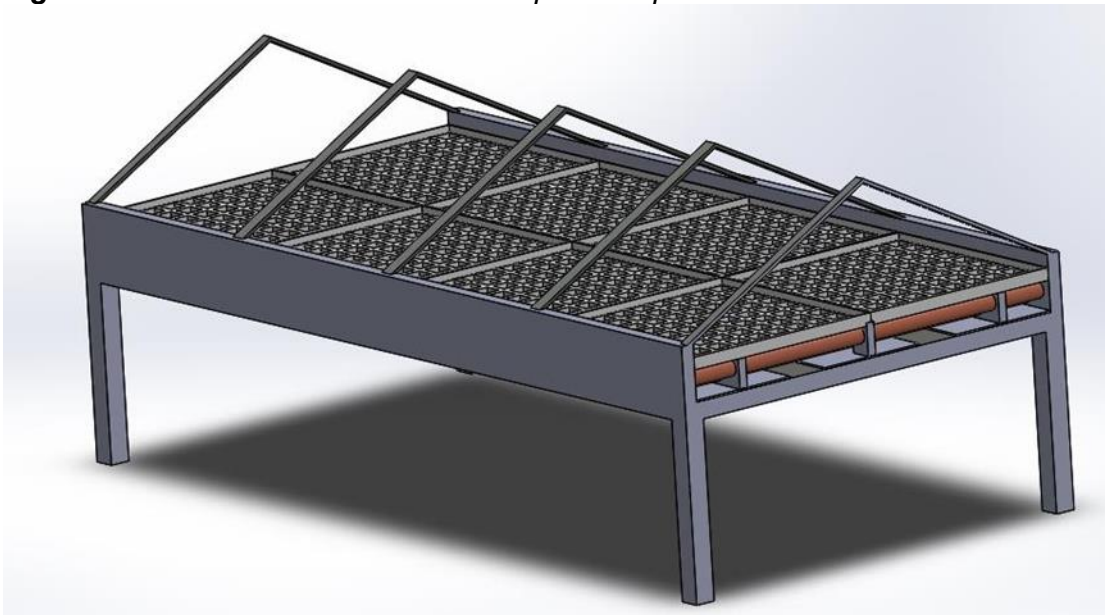
Fuente: Autor

Figura 30. Soporte intermedio acoplado al sistema de acumulacion.



Fuente: Autor

Figura 31. Sistema de acumulacion completo acoplado a la camara de secado.



Fuente: Autor

7.2.2.5 Análisis térmico configuración 2A

El análisis térmico para este sistema se basa en las mismas correlaciones que en el diseño anterior ya que ambos son un sistema de banco de tubos con configuración escalonada.

Cálculo del calor deseado (Q_d)

Para realizar el cálculo del calor deseado se debe tener en cuenta los parámetros iniciales mostrados anteriormente además de la geometría y el área transversal del túnel. El calor deseado se halla mediante la ecuación 5.1 la cual está en función del flujo másico (\dot{m}), el calor específico (C_p) y la diferencia de temperaturas tanto en la entrada como en la salida. A su vez el flujo másico se calcula mediante la ecuación 5.2 la cual está en función del flujo volumétrico y el área transversal del túnel, los valores calculados de estas variables se muestran en la tabla 7-15.

Tabla 7-15. Parámetros para el cálculo del calor deseado.

PARAMETRO	RESULTADO	ECUACION
Área transversal del ducto (ATR) [m]	0,390	-
Caudal del Aire (\dot{V}) [m^3/s]	0,156	-
Flujo másico (\dot{m}) [kg/s]	0,163	-
Flujo de calor deseado (\dot{Q}_d) [W]	825,578	5.1

Fuente: Autor

Tabla 7-16. Área de Transferencia de calor.

Longitud de los tubos [m]	Cantidad de tubos por fila	Diámetro Exterior [m]	Área de transferencia de calor por tubo [m^2]	Área de transferencia de calor total [m^2]
1.20	22	0.045	0,191	4.275
1.20	22	0.045	0,191	4.275
TOTAL				8.55

Fuente: Autor

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Con los coeficientes de transferencia de calor, tanto interno como externo (h_{int} , h_{Ext}) determinados anteriormente en las tablas 7-11 y 7-12 se puede determinar el valor del coeficiente global de transferencia de calor (U) este se calcula de acuerdo con la ecuación (5.23) la cual está en función de la resistencia Total y se calcula mediante la ecuación (5.24) y esta a su vez está en función de los coeficientes de calor Interno y Externo previamente calculados.

aplicación del método de diseño de intercambiadores de calor

Se aplica el método con el fin de verificar que el intercambiador de calor rediseñado Cumple con las condiciones inicialmente dadas para el calor deseado (Q_d). Por esto se aplica el método de unidades de transferencia para el análisis de intercambiadores de calor (NTU).

calculo de \dot{Q}_{Maxima} , \dot{Q}_{Real} , NTU, ϵ

Para el cálculo del NTU se halla utilizando la ecuación (5.29) la cual está en función del coeficiente global de transferencia de calor (U), el área de transferencia de calor (datos previamente calculados) y la capacidad calorífica (C_{min}) la cual se determina a partir de la ecuación (5.28) la cual está en función del flujo másico y el calor específico del aire. (en este caso se toma la capacidad calorífica del aire debido a que la parafina puede tener una razón de capacidad calorífica infinita debido a que se encuentra en cambio de fase). Conociendo la capacidad calorífica, se puede determinar el calor máximo en el sistema ($Q_{m\acute{a}x}$) mediante la ecuación (5.26) que además de la capacidad calorífica también está en función de la diferencia de temperatura máxima que se pueda presentar en el sistema (ΔT_{MAX}).

Conociendo el valor de NTU se puede obtener el resultado de la eficiencia del sistema (ϵ), mediante la ecuación (5.27) el valor de la efectividad depende del tipo de intercambiador y está ligada directamente a el valor de NTU.

Una vez conocida la Eficiencia del sistema (ϵ), y el calor máximo ($Q_{m\acute{a}x}$) se puede determinar el calor real en el sistema (Q_{real}) mediante la ecuación (5.25).

$C_{min} = \dot{m}_a * C_{p_a}$ donde:

\dot{m}_a = Flujo másico del aire

C_{p_a} = Calor específico del aire

$$C_{min} = 0.1639 \frac{kg}{s} * 1007 \frac{J}{kg * K}$$

$NTU = \frac{U * A_T}{C_m}$ donde:

U = coeficiente global de transferencia de calor

A_T = Área de transferencia de calor

$$NTU = \frac{24.37 * 8.55 m^2}{165.115 \frac{W}{K}}$$

$\varepsilon = 1 - EXP(-NTU)$ dónde: NTU= Número de unidades de transferencia

$$\varepsilon = 1 - EXP(-1.2624)$$

El calor máximo generado en el sistema se calcula a partir de:

$\dot{Q}_{Maxima} = C_{min} * \Delta T_{Maximo}$ donde:

ΔT_{Maximo} = diferencia máxima de temperatura en el sistema

$$\dot{Q}_{Maxima} = 165.115 \frac{W}{K} * 5$$

El calor real generado en el sistema se calcula a partir de:

$$\dot{Q}_{Real} = \varepsilon * \dot{Q}_{Maxima}$$

$$\dot{Q}_{Real} = 0.7967 * 1238.37W$$

Los valores obtenidos de cada uno de los parámetros anterior mente presentados se muestran en la Tabla 7-17.

Tabla 7-17. Valores utilizados para la aplicación del método NTU.

Parámetro	Valor	Ecuación
C_{min} [W/K]	165,1157	5.28
Coefficiente Global de transferencia (U)	24,3786	5.23
ΔT_{MAX} [°C]	5	-
\dot{Q}_{Maxima} [W]	1238,37	5.26
NTU [-]	1.2624	5.29
Eficiencia (ϵ) [-]	0.7170	5.27
\dot{Q}_{Real} [W]	887.931	5.25

Fuente: Autor

El calor real transferido (\dot{Q} real) es de 887.931 W, y el calor deseado (\dot{Q}_d) calculado inicialmente fue 825.58 W. Por lo tanto, el intercambiador cumple con el condicional presentado en la metodología Q real > Q_d . Por lo cual el sistema se puede comparar con el sistema ya existente para determinar el sistema óptimo para su implementación.

7.2.3 Configuración “B” de la propuesta 2

Al igual que en el diseño A este sistema se diseñó con el fin de tener una temperatura más uniforme teóricamente, en este diseño se muestra un banco de tubos escalonado de tres filas con sus tubos de igual longitud a lo largo de la cámara de secado, de igual manera se diseñó un sistema de soporte a lo largo de la cámara como se muestra a continuación.

7.2.3.1 diseño del sistema de acumulacion

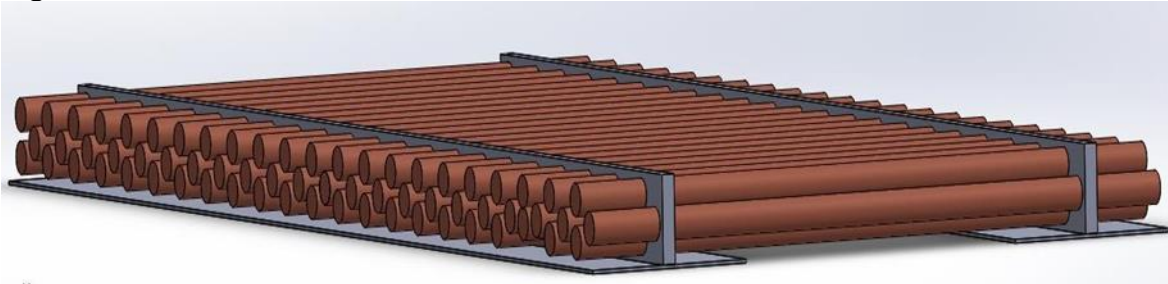
Para el diseño del sistema de acumulación de energía térmica se optó por cambiar la configuración geométrica que se tenía en el diseño anterior aumentando de dos a tres filas (como se muestra en las figuras 32 y 33) el intercambiador con el fin de aumentar el área de transferencia de calor, además logrando igualmente que el diseño anterior, que

el calor incida directamente sobre las bandejas y se de una manera más uniforme al interior de la cámara de secado.

El sistema consta de un banco de tubos de tres filas con 22 tubos de 1.20 metros en cada fila distribuidos escalonadamente en la cámara de secado para un total de 66 tubos.

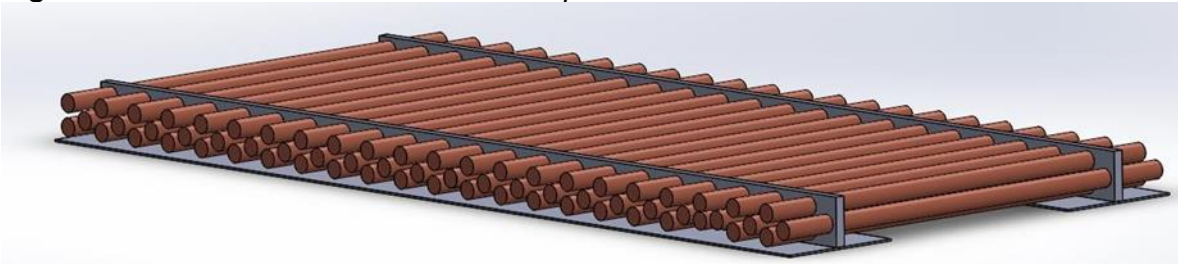
Las dimensiones del túnel no se varían con respecto al diseño anterior, esto con el fin de modificar en menor medida la geometría del mismo, el diseño del sistema de acumulación acoplado a la cámara de secado se muestran en las figuras 34 y 35 la dimensión del sistema de acumulación de energía se muestra en los planos en los anexos.

Figura 32. Sistema de acumulación vista isométrica.



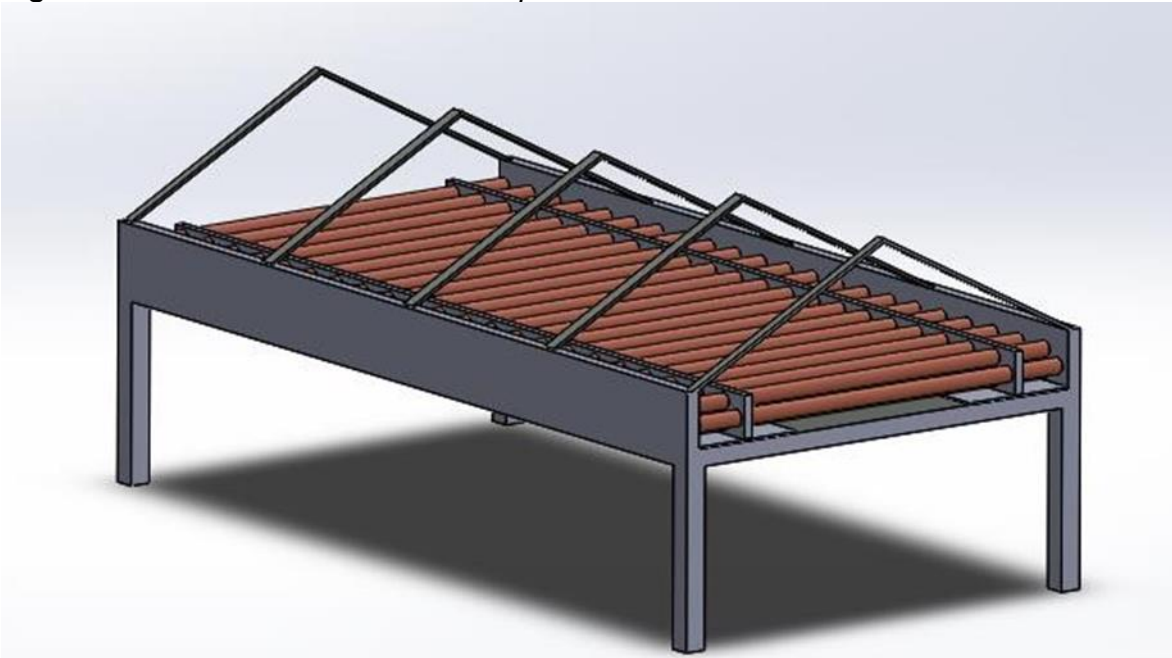
Fuente: Autor

Figura 33. Sistema de acumulación con soportes.



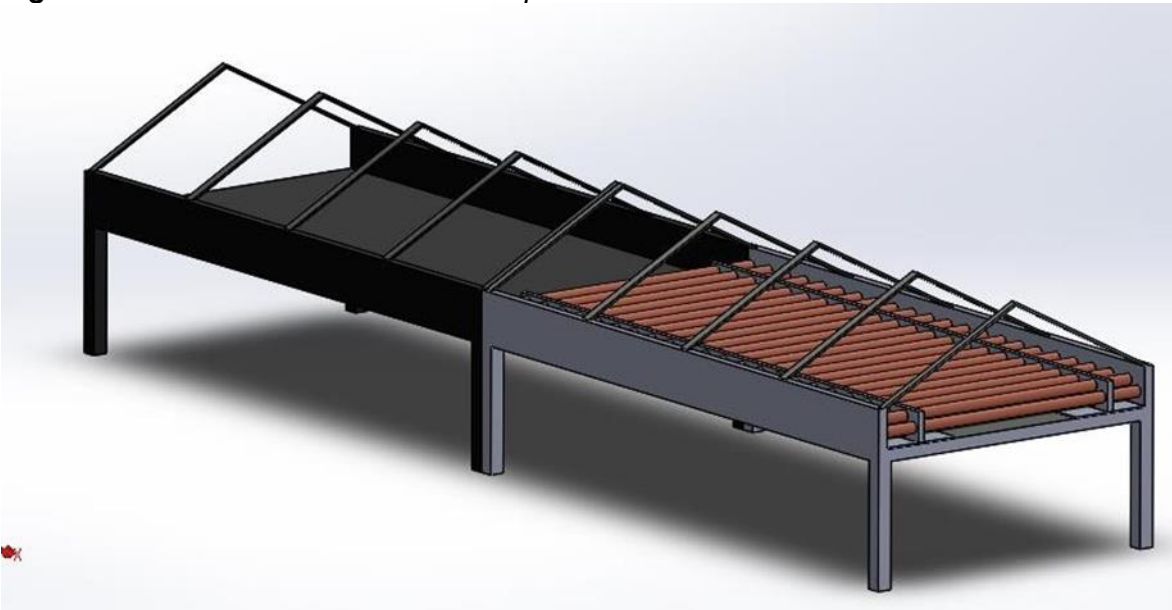
Fuente: Autor

Figura 34. sistema de acumulación acoplado a la camara de secado.



Fuente: Autor

Figura 35. Sistema de acumulación acoplado al túnel de secado.

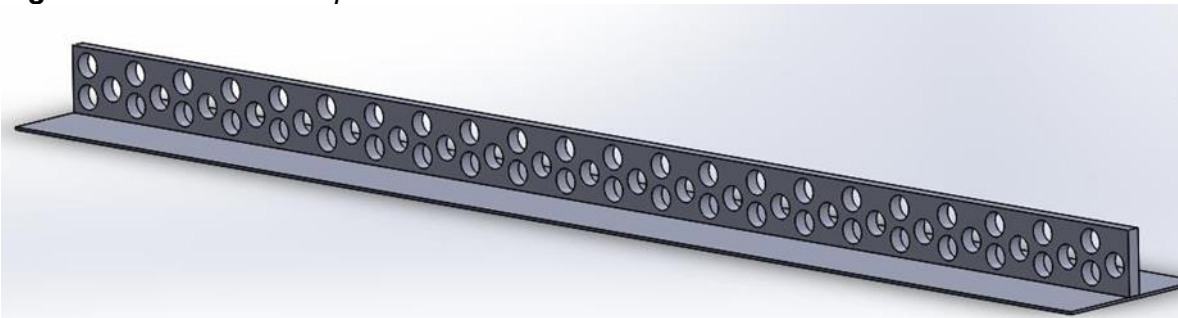


Fuente: Autor

7.2.3.2 diseño del sistema de soporte

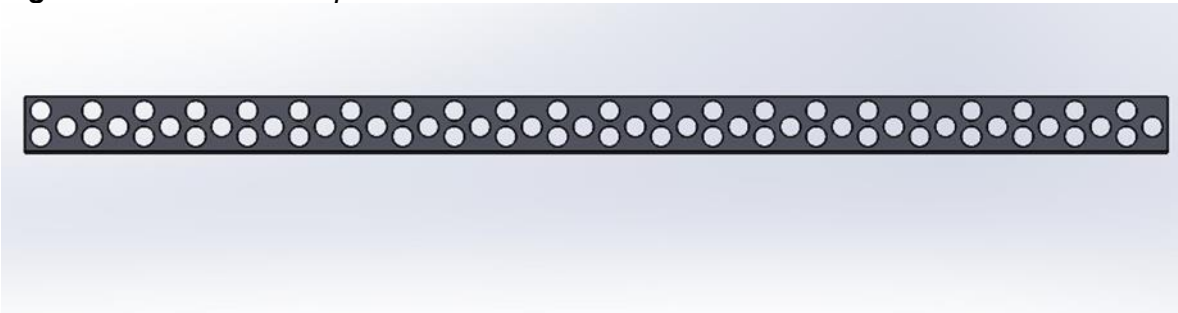
Basados en Los valores de las distancias dados en la Tabla 7-7 se diseñó el sistema de soportes el cual consiste en dos laminas (figura 36 y 37) que van a lo largo de la cámara de secado con el fin de soportar los tubos que se distribuyen de igual manera a lo largo de la cámara, como lo muestra la figura 38. Las dimensiones de los soportes se muestran en los planos en los anexos.

Figura 36. Sistema de soportes vista isométrica.



Fuente: Autor

Figura 37. Sistema de soportes Vista frontal.



Fuente: Autor

Figura 38. Sistema de acumulación con soportes.



Fuente: Autor

7.2.3.3 diseño de sistema de soporte intermedio:

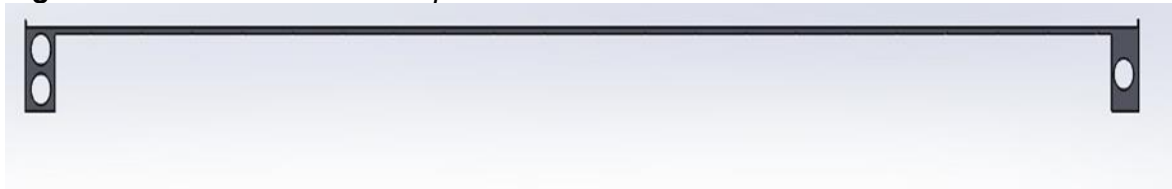
Igualmente, que, en el diseño anterior, surge la necesidad de crear un soporte para las bandejas ya que, debido a la configuración de banco de tubos presentada, no se permite el posicionamiento de estas sobre la cámara de secado por lo cual se diseñó un soporte intermedio basado en los soportes anterior mente mostrados con el fin de que las bandejas se puedan posicionar sobre este soporte y a su vez permita la transferencia de calor como se muestra en las Figuras 39, 40 y 41. El sistema ensamblado completamente se muestra en la figura 42. Las dimensiones del soporte se encuentran en los anexos.

Figura 39. Diseño del soporte intermedio Vista isométrica.



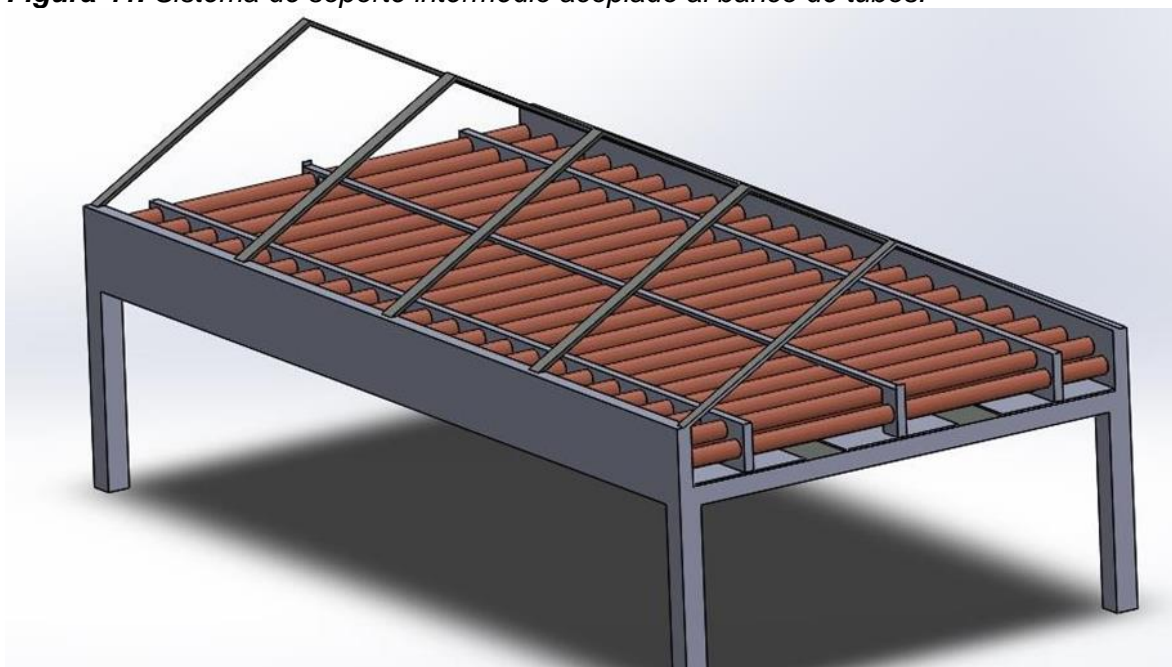
Fuente: Autor

Figura 40. Diseño sistema de soporte vista frontal.



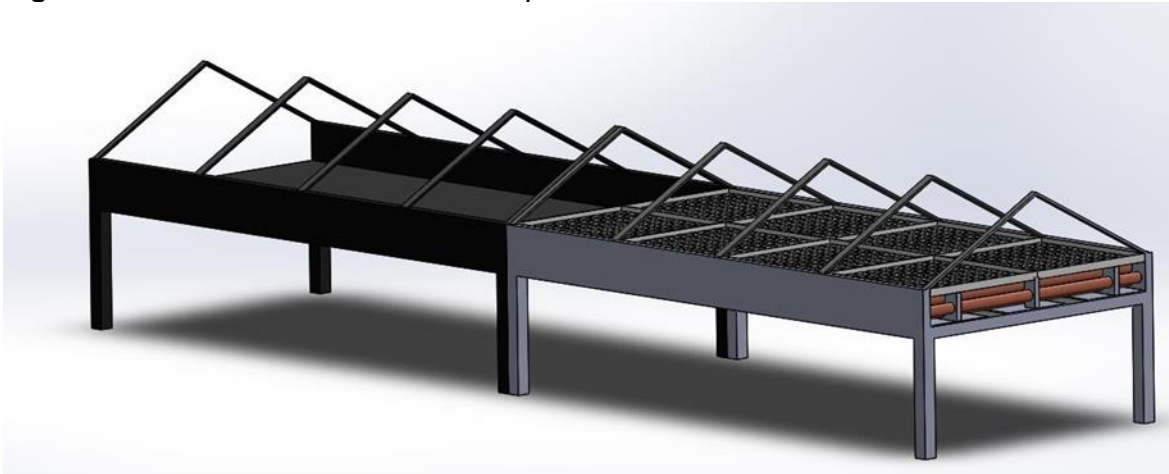
Fuente: Autor

Figura 41. Sistema de soporte intermedio acoplado al banco de tubos.



Fuente: Autor

Figura 42. Sistema de acumulación acoplado al túnel de secado.



Fuente: Autor

7.2.3.4 Análisis térmico configuración 2B

El análisis térmico para este sistema se basa en las mismas correlaciones que en el diseño anterior ya que ambos son un sistema de banco de tubos con configuración escalonada.

calculo del calor deseado (\dot{Q}_d)

Para realizar el cálculo del calor deseado se debe tener en cuenta los parámetros iniciales mostrados anterior mente además de la geometría y el área transversal del túnel. El calor deseado se halla mediante la ecuación 5.1 la cual está en función del flujo másico (\dot{m}), el calor específico (C_p) y la diferencia de temperaturas tanto en la entrada como en la salida. A su vez el flujo másico se calcula mediante la ecuación 5.2 la cual está en función del flujo volumétrico y el área transversal del túnel, los valores calculados de estas variables se muestran en la tabla 7-18.

Tabla 7-18. Parámetros para el cálculo del calor deseado.

Parámetro	Resultado	Ecuación
Área transversal del ducto (ATR) [m]	0,3904	-
Caudal del Aire (\dot{V}) [m^3/s]	0,15616	-
Flujo másico (\dot{m}) [kg/s]	0,163968	-
Flujo de calor deseado (\dot{Q}_d) [W]	825,57888	5.1

Fuente: Autor

Tabla 7-19. Área de transferencia de calor.

Longitud de los tubos [m]	Cantidad de tubos por fila	Diámetro Exterior [m]	Área de transferencia de calor por tubo [m^2]	Área de transferencia de calor total [m^2]
1.20	22	0.045	0,191	4.275
1.20	22	0.045	0,191	4.275
1.20	22	0.045	0.191	4.275
TOTAL				12.825

calculo del coeficiente global de transferencia de calor (u)

Con los coeficientes de transferencia de calor, tanto interno como externo (h_{int} , h_{Ext}) determinados anterior mente en las tablas 7-11 y 7-12 se puede determinar el valor del coeficiente global de transferencia de calor (U) este se calcula de acuerdo a la ecuación (5.23) la cual está en función de la resistencia Total y se calcula mediante la ecuación (5.24) y esta a su vez está en función de los coeficientes de calor Interno y Externo previa mente calculados.

aplicación del método de diseño de intercambiadores de calor

Se aplica el método con el fin de verificar que el intercambiador de calor rediseñado Cumple con las condiciones inicialmente dadas para el calor deseado (\dot{Q}_d). Por esto se aplica el método de unidades de transferencia para el análisis de intercambiadores de calor (NTU).

calculo de \dot{Q}_{Maxima} , \dot{Q}_{Real} , NTU, ϵ

Para el cálculo del NTU se halla utilizando la ecuación (5.29) la cual está en función del coeficiente global de transferencia de calor (U), el área de transferencia de calor (datos previamente calculados) y la capacidad calorífica (C_{min}) la cual se determina a partir de la ecuación (5.28) la cual está en función del flujo másico y el calor específico del aire. (en este caso se toma la capacidad calorífica del aire debido a que la parafina puede tener una razón de capacidad calorífica infinita debido a que se encuentra en cambio de fase). Conociendo la capacidad calorífica, se puede determinar el calor máximo en el sistema ($\dot{Q}_{m\acute{a}x}$) mediante la ecuación (5.26) que además de la capacidad calorífica también está

en función de la diferencia de temperatura máxima que se pueda presentar en el sistema (ΔT_{MAX}).

Conociendo el valor de NTU se puede obtener el resultado de la eficiencia del sistema (ϵ), mediante la ecuación (5.27) el valor de la efectividad depende del tipo de intercambiador y está ligada directamente a el valor de NTU.

Una vez conocida la Eficiencia del sistema (ϵ), y el calor máximo (\dot{Q}_{Maxima}) se puede determinar el calor real en el sistema (\dot{Q}_{Real}) mediante la ecuación (5.25).

$$C_{min} = \dot{m}_a * Cp_a \text{ donde:}$$

\dot{m}_a = Flujo másico del aire

Cp_a = Calor específico del aire

$$C_{min} = 0.1639 \frac{kg}{s} * 1007 \frac{J}{kg * K}$$

$$NTU = \frac{U * A_T}{C_m} \text{ donde:}$$

U = coeficiente global de transferencia de calor

A_T = Área de transferencia de calor

$$NTU = \frac{24.37 * 12.825 m^2}{165.115 \frac{W}{K}}$$

$$\epsilon = 1 - EXP(-NTU) \quad \text{dónde: NTU= Número de unidades de transferencia}$$

$$\epsilon = 1 - EXP(-1.8935)$$

El calor máximo generado en el sistema se calcula a partir de:

$$\dot{Q}_{Maxima} = C_{min} * \Delta T_{Maximo} \text{ donde:}$$

ΔT_{Maximo} = diferencia máxima de temperatura en el sistema

$$\dot{Q}_{Maxima} = 165.115 \frac{W}{K} * 5$$

El calor real generado en el sistema se calcula a partir de:

$$\dot{Q}_{Real} = \varepsilon * \dot{Q}_{Maxima}$$

$$\dot{Q}_{Real} = 0.8495 * 1238.36W$$

Los valores obtenidos de cada uno de los parámetros anterior mente presentados se muestran en la Tabla 7-20.

Tabla 7-20. Valores utilizados para la aplicacion del método NTU.

Parámetro	Valor	Ecuación
C_{min} [W/K]	165,1157	5.28
Coficiente Global de transferencia (U)	24,3786	5.23
ΔT_{MAX} [°C]	5	-
\dot{Q} máxima [W]	1238,36	5.26
NTU [-]	1,8935	5.29
Eficiencia (ε) [-]	0,8495	5.27
\dot{Q} real [W]	1051.95	5.25

Fuente: Autor

El calor real transferido (\dot{Q}_{real}) es de 1051.95 W, y el calor deseado (\dot{Q}_d) calculado inicialmente fue 825.58 W. Por lo tanto, el intercambiador cumple con el condicional presentado en la metodología $\dot{Q}_{real} > \dot{Q}_d$. Por lo cual el sistema se puede comprar con el sistema ya existente para determinar el sistema óptimo para su implementación

7.3 ANALISIS DE RESULTADOS

7.3.1 calor deseado

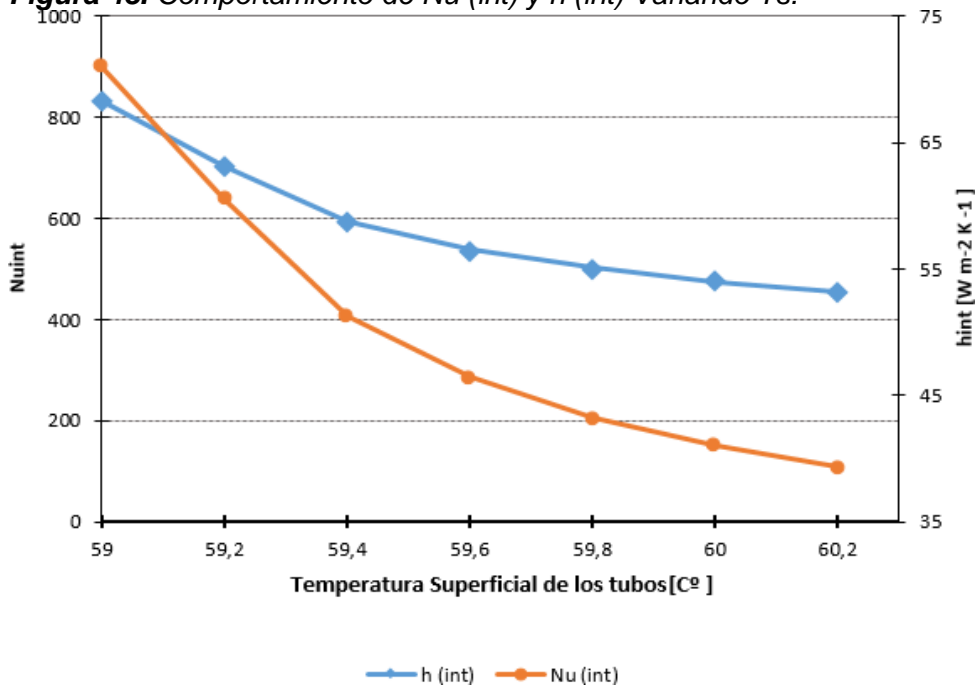
Como se pudo observar en los resultados obtenidos el calor deseado (\dot{Q}_d) en cada una de las configuraciones es el mismo 825.56 W ya que está en función del flujo másico, del flujo másico del aire a temperatura promedio además de la temperatura tanto de entrada como de salida. Estas variables se dan como condiciones iniciales para el análisis térmico en cada una de las configuraciones por tal motivo el calor deseado es el mismo en todos los sistemas.

7.3.2 transferencia de calor al interior de los tubos

Como se aprecia en los resultados obtenidos, la transferencia de calor al interior de los tubos está directamente relacionada con las propiedades del PCM en este caso la parafina, y las temperaturas asumidas en el sistema para el cálculo de los números adimensionales necesarios para hallar el número de Nusselt y el coeficiente de transferencia de calor al interno. Por tal razón la transferencia de calor al interior de los tubos es la misma en las diferentes propuestas presentadas.

En la figura 43 se muestra cómo se varia el número de Nusselt y el coeficiente de calor interno con respecto a la temperatura superficial de los tubos, indicándonos que el coeficiente de transferencia de calor interno no presenta una gran variación en el rango de temperaturas entre 59 y 60.2 °C. A diferencia del número de Nusselt que en el mismo rango de temperaturas presenta una gran disminución a medida que se incrementa la temperatura superficial del tubo como se muestra a continuación

Figura 43. Comportamiento de $Nu (int)$ y $h (int)$ Variando T_s .

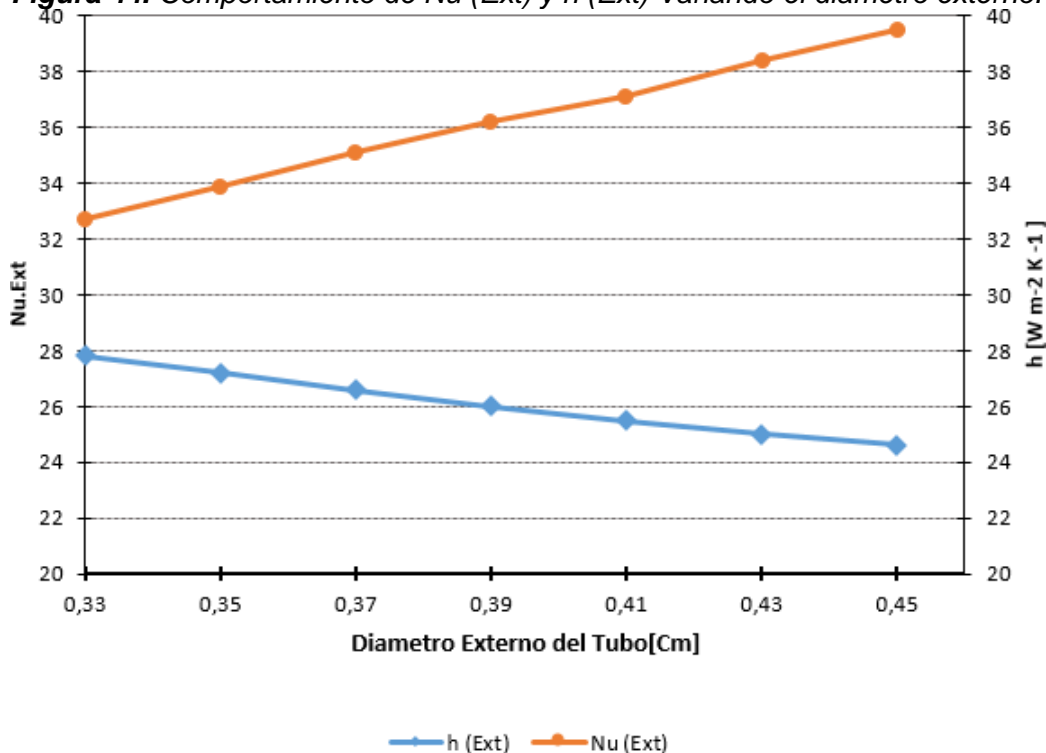


Fuente: Autor

7.3.3 transferencia de calor al exterior de los tubos

Como se presenta en la teoría la transferencia de calor externa se da basada en el dimensionamiento geométrico del sistema en este caso los diseños son banco de tubos escalonados con los mismos valores geométricos para todas las propuestas como se mostró anterior mente en la tabla 7-7. En la figura 44 se muestra como varia el coeficiente de transferencia externo y el número de Nusselt externo con respecto a el diámetro externo del tubo.

Figura 44. Comportamiento de $Nu(Ext)$ y $h(Ext)$ Variando el diámetro externo.



Fuente: Autor

Como se muestra en la gráfica el número de Nusselt aumenta a medida que el diámetro del tubo aumenta, por otro lado, el coeficiente de calor externo disminuye a medida que aumenta el diámetro externo del tubo.

7.3.4 tiempo de cambio de fase

El tiempo de cambio de Fase, como se mencionaba anterior mente está dado por la ecuación:

$$t = \frac{F_o * r^2}{\alpha} \quad (5.15)$$

La cual está en función del número de Fourier el radio del tubo y las propiedades térmicas de la parafina y a su vez el número de Fourier está definido por los números adimensionales condicionados a los parámetros iniciales seleccionados para el análisis térmico del sistema por esta razón el tiempo de fase calculado es de 2 horas y 5 minutos siendo este el mismo para todos los diseños.

7.3.5 masa mínima de PCMs requerida en el sistema

La cantidad de masa de PCM requerida en los sistemas como se muestra en la teoría está dada por la ecuación:

$$M_{PCM} = \frac{\dot{Q}_d * \Delta t}{\lambda} \quad (5.13)$$

La cual está en función del calor deseado (\dot{Q}_d) y el tiempo de fase (t) que como se mencionaba en los incisos anteriores son valores constantes en cada una de las propuestas presentadas, por tal razón la cantidad de masa mínima requerida es la misma para cada una de las propuestas presentadas. 32.85 Kg para cada una de ellas.

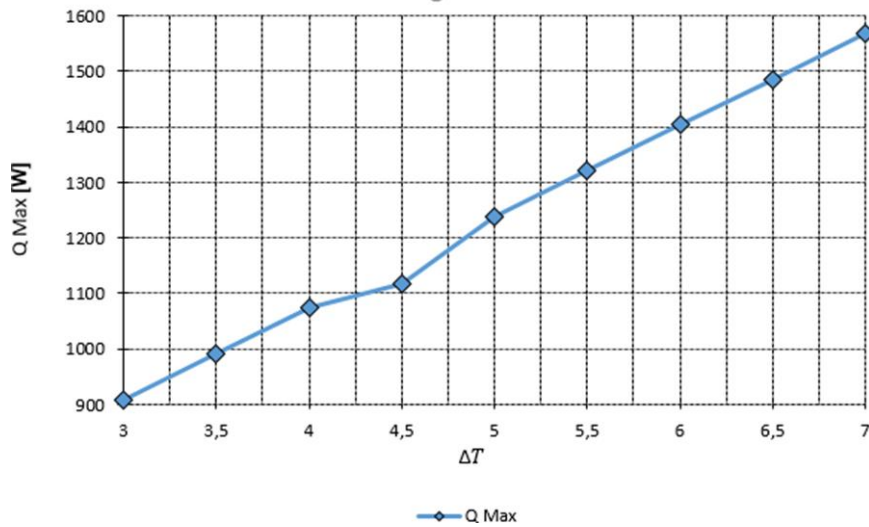
7.3.6 calor máximo (Q máximo), calor real (Q real) y eficiencia (ϵ).

En el cálculo del calor máximo en el sistema se tiene en cuenta los factores dados por la ecuación:

$$\dot{Q}_{Maxima} = C_{min} * \Delta T_{Maximo} \quad (5.26)$$

Donde C_{min} está dado por el flujo másico y la capacidad calorífica específica del aire a 62.5 °C y ΔT_{Maximo} Está dado por la diferencia de temperatura de entrada y salida del aire es por esto que en las propuestas presentadas el calor máximo en el sistema es el mismo para cada una de ellas 1238.36 W, como se muestra en la figura 45

Figura 45. Variación del calor máximo VS la diferencia de Temperaturas en el sistema.



Fuente: Autor

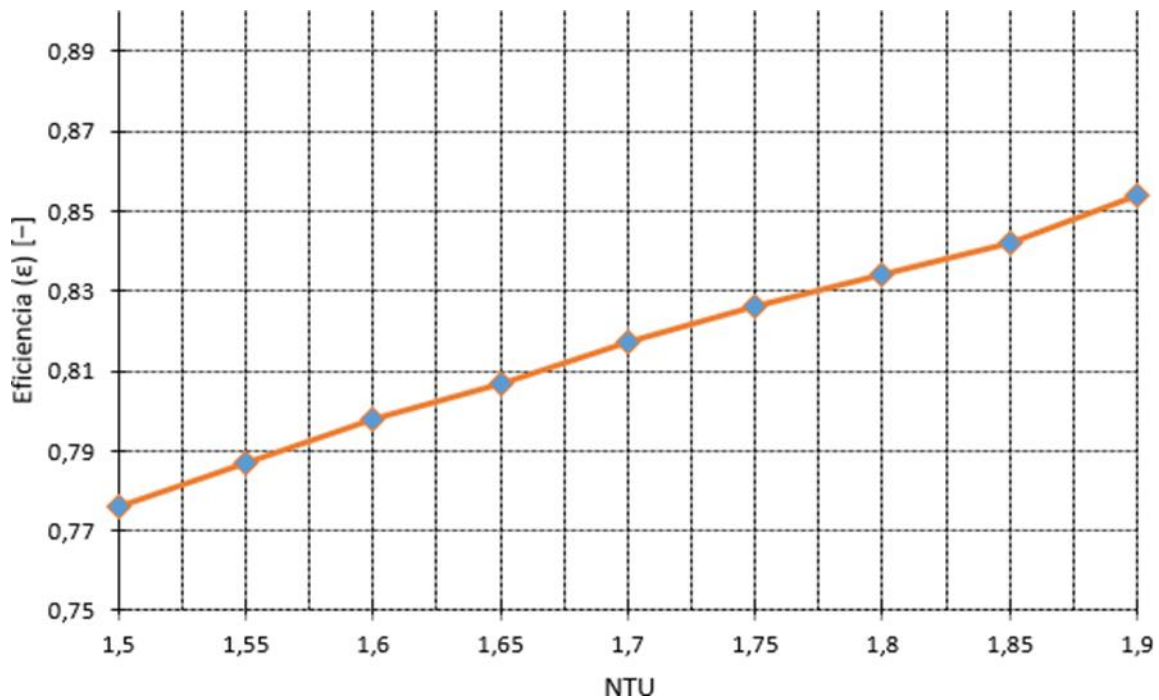
Esta figura muestra cómo puede variar el calor máximo en el sistema con respecto a la diferencia de temperaturas ΔT (diferencia de temperatura tanto en la entrada como la salida del sistema). En el análisis térmico de cada uno de los diseños planteados el calor máximo es el mismo ya que la diferencia de temperaturas es una variable que se utilizó igual en todos los casos.

Con respecto a la Eficiencia (ε) está dada por la ecuación:

$$\varepsilon = 1 - \text{EXP}(-NTU) \quad (5.27)$$

Lo que indica que depende directamente del valor de NTU que a su vez esta correlacionado con el área de Transferencia de calor del sistema. Dado esto nos indica que entre mayor sea el área de transferencia de calor mayor será el NTU y por ende mayor será la eficiencia del sistema. En la figura 46 Se presenta la variación de la eficiencia con respecto al valor de NTU.

Figura 46. Variación de la Eficiencia con respecto al NTU.



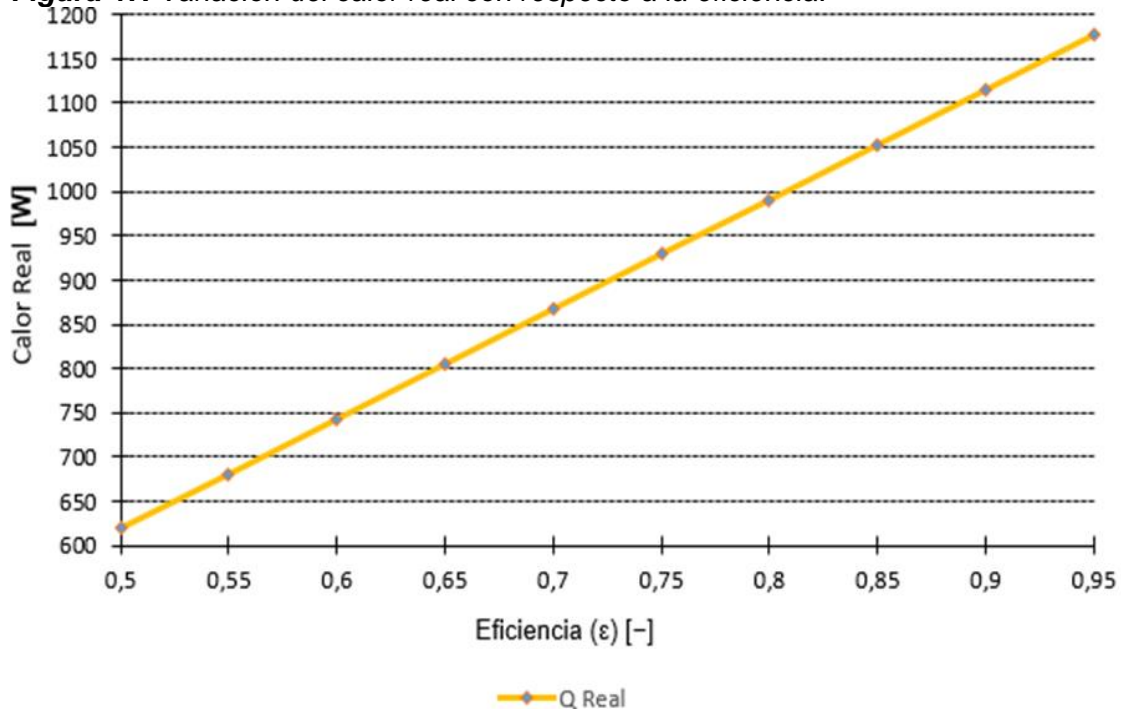
Fuente: Autor

Por su parte el calor real Transferido dado por la ecuación:

$$\dot{Q}_{Real} = \varepsilon * \dot{Q}_{Maxima} \quad (5.25)$$

Ya que el calor máximo es constante debido a que es el mismo para todas las propuestas presentadas, el calor real está directamente correlacionado con la eficiencia del sistema por lo cual podemos deducir que el calor real depende del área de transferencia de calor. En la Figura 47 se muestra como varía el calor real con respecto a la eficiencia del sistema

Figura 47. Variación del calor real con respecto a la eficiencia.



Fuente: Autor

7.4 COSTO DE MATERIALES

Se realizó un análisis económico con el fin de identificar el sistema más viable económicamente. Para esto se tuvo en cuenta los valores de materiales que se utilizarían para su construcción como lo son los tubos de cobre, soportes del sistema de acumulación, cantidad de parafina requerida para cada sistema. Al igual que en el apartado anterior también se tuvo en cuenta el valor de construcción del diseño existente con el fin de que se puedan comparar todos los sistemas con los mismos parámetros. En las Tablas 7-22, 7-23, 7-24 y 7-25 se muestra el valor del costo de construcción de cada uno de los sistemas, los valores de las respectivas cotizaciones se encuentran en los Anexos.

Tabla 0-21. Valor construcción propuesta 1

MATERIAL	CANTIDAD	VALOR UNITARIO [COP]	VALOR TOTAL [COP]
Tubo de cobre	66.5 [m]	61.500	642.250
Tapo copa ½"	84	6.000	504.000
Adaptador macho ½"	84	21.800	1.831.200
Adaptador hembra ½"	84	20.800	1.747.200
Lamina Base sistema de soporte	1	75.000	75.000
Lamina de sistema de soporte	2	150.000	300.000
Parafina	32.85 [Kg]	13.800	448.500
VALOR TOTAL			5.548150

Fuente: Autor

Tabla 0-22. Valor construcción Sistema existente.

Material	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
Tubo De Cobre	70 [M]	61.500	717.500
Tapo Copa ½"	97	6.000	582.000
Adaptador Macho ½"	97	21.800	2.114.600
Adaptador Hembra ½"	97	20.800	2.017.600
Lamina Base Sistema De Soporte	1	75.000	75.000
Lamina Sistema De Soporte	2	150.000	300.000
Parafina	32.85 [Kg]	13.800	448.500
Valor Total			6.255.200

Fuente: Autor

Tabla 0-23. Valor construcción propuesta 2 diseño A.

Material	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
Tubo de cobre	52.8 [m]	61.500	541.200
Tapo copa ½"	44	6.000	264.000
Adaptador macho ½"	44	21.800	959.200
Adaptador hembra ½"	44	20.800	915.200
Lamina Base sistema de soporte	2	150.000	300.000
Lamina sistema De soporte	2	210.000	420.000
Parafina	32.82 [Kg]	13.800	448.500
VALOR TOTAL			3.848.100

Fuente: Autor

Tabla 0-24. Valor construcción propuesta 2 diseño B.

Material	Cantidad	Valor Unitario \$	Valor Total \$
Tubo de cobre	79.2 [m]	61.500	811.800
Tapo copa ½"	66	6.000	396.000
Adaptador macho ½"	66	21.800	1.438.800
Adaptador hembra ½"	66	20.800	1.372.800
Lamina Base sistema de soporte	2	150.000	300.000
Lamina sistema De soporte	2	235.000	470.000
Parafina	32.82 [Kg]	13.800	448.500
VALOR TOTAL			4.426.911

Fuente: Autor

7.5 COMPARACION DE RESULTADOS

Para determinar cuál es el sistema más eficiente basados en el análisis térmico y en el factor económico se debe comparar las variables más significativas obtenidas del mismo como lo son la eficiencia del sistema (ϵ) y su calor real (\dot{Q}_{Real}) ya que son las variables comparables en el sistema, como se menciona en el apartado anterior las variables como el calor deseado (\dot{Q}_d), los fenómenos de transferencia de calor tanto al interior como el exterior, el calor máximo y el tiempo de fase no se pueden comparar teóricamente ya que son constantes en el sistema para cada uno de los diseños propuestos. En la Tabla 7-25 se muestra los datos obtenidos en cada uno de los diseños elaborados junto con el sistema existente [17]. Cabe mencionar que los resultados del sistema ya existente se modificaron debido a que estos se realizaron con el fin de utilizar el sistema con convección forzada y los sistemas diseñados se analizaron mediante la convección natural

Tabla 0-25. Resultados obtenidos.

Diseño	Eficiencia (ϵ)	Calor Real (\dot{Q}_{Real}) [W]	Valor Construcción
Sistema Existente	0.81	1002.44	6.255.200
Propuesta 1	0.79	986.61	5.548.150
Propuesta 2 A	0.71	887.93	3.348.100
Propuesta 2 B	0.85	1051.95	4.426.911

Fuente: Autor

Como resultado se obtuvo que el sistema óptimo basado en el análisis térmico es el diseño B de la propuesta 2 ya que como se muestra es el sistema con mayor eficiencia y calor real generado teóricamente en comparación a las diferentes configuraciones presentadas.

8. CONCLUSIONES

- El análisis térmico en el sistema indica que el proceso de transferencia de calor depende mayor mente de la transferencia de calor al exterior de los tubos.
- Según los datos obtenidos por el análisis térmico nos muestra que el calor real generado en cada sistema depende directamente de su área de transferencia de calor, es decir, entre mayor sea el área de transferencia de calor, mayor será el calor generado en el sistema.
- El sistema más eficiente de los diseños presentados es la propuesta 2 diseño B, debido a que su área de transferencia de calor es mayor en un 11.2% en comparación al sistema existente por ende su eficiencia es mayor al igual que el calor generado en comparación a los demás sistemas presentados.
- El tiempo de fase en cada uno de los sistemas es el mismo en todos los sistemas debido a que está directamente relacionado con las condiciones iniciales para el análisis térmico.
- Se comparó económicamente cada uno de los diseños propuestos junto con el sistema existente dando como resultado que el diseño más viable económicamente para su construcción es el sistema de la propuesta diseño A.
- El sistema mejor para su implementación es la propuesta 2 diseño B ya que es el mejor de los sistemas comparados, y aunque la propuesta 2 diseño A es la más viable económicamente su eficiencia energética es la más baja en comparación a los demás diseños por ende el sistema 2B es la mejor propuesta para su implementación

9. RECOMENDACIONES

- Se recomienda implementar diferentes geometrías en el diseño de los túneles de secado para determinar cómo puede influir diferentes configuraciones de túneles de secado en comparación con el proceso de transferencia de calor en el sistema de acumulación.
- Implementar diferentes tipos de soportes con el fin de mejorar el proceso de construcción del sistema de acumulación ahorrando en gastos de materiales.
- Se recomienda analizar otros tipos de PCM para implementar en el sistema con el fin de determinar el rendimiento del sistema de acumulación de energía
- Se aconseja probar otro tipo de configuraciones en el sistema de acumulación con el fin de optimizar el proceso
- Se puede implementar un sistema de banco de tubos de configuración alineada con el fin de identificar el cambio en los fenómenos de transferencia de calor al interior del sistema y compararlos con la configuración escalonada implementada en este proyecto.

10. BIBLIOGRAFIA

- [1] A. Oliver (*), F. J. Neila (*), A. García-Santos (*) “Clasificación y selección de materiales de cambio de fase según sus características para su aplicación en sistemas de energía térmica”, Vol. 62, 305, 131- 140 enero-marzo 2012.
- [2] J. García Mayayo.: “Diseño de una instalación para la caracterización de PCM a altas temperaturas”. Universidad politécnica de Cartagena.
- [3] J. Moreno Villarroel.: “Diseño de una instalación experimental para el estudio de sistemas de acumulación de energía térmica solar, basados en la utilización de materiales de cambio de fase”, Universidad politécnica de Cartagena.
- [4] J. Pérez García, “Diseño de una instalación experimental para el estudio de sistemas de acumulación de energía solar, basados en la utilización de materiales de cambio de fase”, Universidad Politécnica de Cartagena, PP. 8-9, 2018.
- [5] Harman, S., Suwono A.:” *Characterization of Alkanes and Paraffin Waxes for Application as Phase Change Energy Storage Medium*”, 16 (1994 9 (Energy Sources), pp. 117-128.
- [6] Abhat, A.: “*Latent Heat Thermal Energy Storage in the Temperature range 20-80°C*”. (1978) (Bericht IKE 5-209).
- [7] Lane, G. A.:” *Solar heat storage” Latent heat materials*. Volume II. Technology. (1986): CRC Press, Inc., Boca Raton, FL.
- [8] Fieback, K., Gutberlet, H., and Buttner, D.C.: “Microwave-activated latent heat accumulator bodies” (1999)
- [9] Bardón, J. P., Vrignaud, E., Delaunay, D.: “*Etude expérimentale de la fusion et de la solidificación périodique d’une plaque de paraffine*”. Rev. Gén. Therm., Fr (1979), pp. 212-213.
- [10] Kakiuchi, H. et al.: “*A study of erythritol as phase change material*” I. IEA Annex (1998), pp. 11-13.
- [11] Shukla, A. et al.: “*Accelerated thermal cycle test of erythritol for the latent heat storage application*”. Proceedings of the EM4 Indore Workshop IEA ECES IA Annex (2003), 17, pp 21-24.

- [12] Cuevas-Diarte, M. A., Haget, Y. and Mondieig, D.: “*Nuevos materiales para el almacenamiento de energía térmica: las aleaciones moleculares*”. El instalador, Abril (1996), pp. 87-89.
- [13] Zalba, B.: “*Almacenamiento térmico de energía mediante cambio de fase. Procedimiento experimental*”, in Departamento de Ingeniería Mecánica. (2002), Universidad de Zaragoza, Zaragoza.
- [14] Cuevas-Diarte, M. A., Haget, Y. and Mondieig, D.: “*Nuevos materiales para el almacenamiento de energía térmica: las aleaciones moleculares*”. El instalador, Abril (1996), pp. 87-89.
- [15] Jing, C., Martin, V. and Setter wall, F.: “*The study of PCM thermal management solution for portable computer*”. Proc. 2nd Workshop IEA ECES IA Annex 17, Advanced Thermal Energy Storage Techniques, pp. 3–5 (2002).
- [16] Salyer Ival, O. and Sircar, A. K.:” *Phase change materials for heating and cooling of residential buildings and other applications*”. Energy Conversión Engineering Conference.
- [17] M. A. Escobar Ochoa “*Implementación de un sistema de acumulación de energía con materiales de cambio de fase (PCM) en un secador solar tipo Hohenheim*”. Universidad nacional de Colombia, Bogotá D.C. 2017.
- [18] A. Oliver, F. J. Neila, and A. García-Santos, “Clasificación y selección de materiales de cambio de fase según sus características para su aplicación en sistemas de almacenamiento de energía térmica,” Mater. Construction, vol. 62, no. 305, pp. 131– 140, 2012.
- [19] A. Prasad and S. Sengupta, “*Nusselt number and melt time correlations for melting inside a horizontal cylinder subjected to an isothermal wall temperature condition,*” J. Sol. Energy Eng., vol. 110, no. 4, pp. 340–345, 1988.
- [20] N. Ukrainczyk, S. Kurajica, and J. Šipušić, “*Thermophysical Comparison of Five Commercial Paraffin Waxes as Latent Heat Storage Materials,*” Chem. Biochem. Eng. Q., vol. 24, no. 2, pp. 129–137, 2010.
- [21] A. Sari and A. Karaipekli, “*Thermal conductivity and latent heat thermal energy storage characteristics of paraffin/expanded graphite composite as phase change material,*” Appl. Therm. Eng., vol. 27, no. 8–9, pp. 1271–1277, 2007.

- [22] X. Py, R. Olives, and S. Mauran, “*Paraffin/porous-graphite-matrix composite as a high and constant power thermal storage material*,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 44, no. 14, pp. 2727–2737, 2001.
- [23] S. Himran, R. Taraka, and A. Duma, “*An Analysis on Thermal Energy Storage in Paraffin-Wax Using Tube Array on a Shell and Tube Heat Exchanger*,” *Int. J. Mech. Aerospace, Ind. Mechatron. Manuf. Eng.*, vol. 9, no. 10, pp. 1781–1788, 2015.
- [24] M. Bareiss and H. Beer, “An analytical solution of the heat transfer process during melting of an unfixed solid phase change material inside a horizontal tube,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 27, no. 5, pp. 739–746, 1984
- [25] Y. Cengel, *Heat and mass transfer: A practical approach*, 3rd ed. Boston: Boston: McGraw-Hill, c., 2007.
- [26] Fundación Celestina Pérez de Almada, “Guía de uso de secadores solares para frutas, legumbres, hortalizas, plantas medicinales y carnes”, pp 11-16. Asunción/Paraguay, 2005
- [27] G, Roa Marín and D. Ortega Torres “Diseño y Construcción de un Secador Solar por Convección de Aire Caliente Automatizado de Pequeña Escala, para el Secado de café para la Universidad Nacional de Loja”. pp 40-47.
- [28] GARCIA, Julián. RINCÓN, Lucía. CUERVO, Patricia. Implementación del secador solar de túnel tipo Hohenheim en productos agrícolas. En: PUENTE Revista Científica. Vol. 10, no 1 del 2016. p 7-19.
- [29] CUERVO, Sandra. Quality oriented drying of Lemon Balm (*Melissa officinalis* L.): Tesis de doctorado Witzenhausen, Alemania: Universität Kassel. 2011.
- [30] Cárdenas H. Santiago, Parra A. Lina “Caracterización de un túnel de secado solar tipo Hohenheim” pp 9- 13

11. ANEXOS

Anexo A. Datos experimentales de las pruebas preliminares

Datos obtenidos en la prueba 1.

HORA	Zona Inferior				Zona Media				Zona Superior				Temp. Ambiente
	P1 [°C]	P2 [°C]	P3 [°C]	Prom T [°C]	P4 [°C]	P5 [°C]	P6 [°C]	Prom T [°C]	P7 [°C]	P8 [°C]	P9 [°C]	Prom T [°C]	
10:30	28	30.5	31.5	30	31.3	29.5	30	30.5	34	31	34	33	25
11:00	29	29.5	30.5	30	30	29	33	31	34.5	32	34	33.5	26
11:30	35.3	35	34	34.6	32	33.5	33	32.6	35.5	34	36	35.5	26
12:00	37.6	37	38.7	38.1	36	34.8	36.2	35.2	36.2	35.2	37.6	37.3	26
12:30	40.2	38.9	39	39.4	35	37.5	35	36	37.2	37	38.3	37.7	26
1:00	41.2	41	41.6	40.3	35.8	36.7	37.9	36.8	38.6	37.8	37.9	38.2	26
1:30	42	41.5	41	41	39.5	38	40	38.5	39.9	38	40	39.5	26
2:00	42	42.6	43	42.9	41.2	38	40	39.5	42.2	41.5	41.7	41.8	27
2:30	43	42.6	42	42.9	41.5	40	40.5	40	42.5	44.5	42	43	27
3:00	44.2	42	43	43.3	40.8	39.3	40.6	40.3	42.8	44	44.2	43.5	27

Fuente: Autor

Tabla Gradientes prueba 1.

Hora	Gradiente Zona Superior	Gradiente Zona Media	Gradiente Zona Inferior
10:30	7	5,5	5
11:00	7,5	6	6
11:30	10,5	7,6	6,6
12:00	11,3	9,2	8,1
12:30	11,7	10	9,4
1:00	12,2	10,8	10,3
1:30	13,5	11,5	11
2:00	14,8	12,5	11,9
2:30	16	13	11,9
3:00	16,5	13,3	12,3

Fuente: Autor

Datos obtenidos en la prueba 2.

HORA	Zona Inferior				Zona Media				Zona Superior				Temp. Ambiente
	P1 [°c]	P2 [°c]	P3 [°c]	PromT [°c]	P4 [°c]	P5 [°c]	P6 [°c]	PromT [°c]	P7 [°c]	P8 [°c]	P9 [°c]	PromT [°c]	
10:30	34.5	30	33.9	33.1	37	35.6	35	36	43	47	43.3	45.2	28
11:00	37.3	34	37.9	36.2	39.5	36.3	38.6	38.1	45.8	47.2	45	46.2	28
11:30	40	39	39	39.3	44.8	45	45	44.9	54.2	52.3	52.6	53.2	28
12:00	43	41	43.1	42.1	46.1	45.4	48	46.3	58.3	57.2	58.3	58.3	28
12:30	48	44	48	46.2	51.3	46.1	53.3	54.2	60	58.9	60	59.7	29
1:00	46	42	46	44.3	48.5	47.6	47	47.7	55.6	54.3	52.1	54.2	29
1:30	46.3	44.2	46.7	45.2	48	47.3	48.3	48.1	53.3	53.3	54.6	53.7	29
2:00	45.7	43.7	46	44.6	48.6	48.3	49	48.9	54.4	54.6	54	54.2	29
2:30	46.7	44.3	46.7	45.2	48.6	47.3	49.3	48.5	55.1	54.9	55.3	55.2	29
3:00	48	46	47	46	55.2	55.2	52	54.2	61.7	61.3	61	61.4	30

Fuente: Autor

Tabla Gradientes Prueba 2.

Hora	Gradiente Zona Inferior	Gradiente Zona Media	Gradiente Zona Superior
10:30	7.76	11.4	19.43
11:00	10.4	11.2	20
11:30	13.6	18	27.03
12:00	15.36	18.93	29.93
12:30	19.6	23.93	31.63
1:00	16.7	18.73	26.83
1:30	17.5	19.13	25.73
2:00	17.3	19.76	26.33
2:30	17.9	19.86	27.1
3:00	20	26.3	33.33

Fuente: Autor

Tabla Datos obtenidos Prueba 3.

HORA	Zona Inferior				Zona Media				Zona Superior				Temp. Ambiente
	P1 [°c]	P2 [°c]	P3 [°c]	Tprom [°c]	P4 [°c]	P5 [°c]	P6 [°c]	T Prom [°c]	P7 [°c]	P8 [°c]	P9 [°c]	T Prom [°c]	
10:30	33.2	33	34	33.3	36.6	36.2	37.2	36.5	40.2	39.5	41.6	40.3	28
11:00	36	36	36	36	40.6	39.6	37.2	39.1	49.2	48.5	48.5	48.6	29
11:30	43	43	44.6	43.5	48.3	46.6	48	47.6	57.2	56.6	56.3	56.6	29
12:00	48	48	48.3	48.1	50	49.6	51.1	50.3	60.1	58.3	60	59.6	30
12:30	51	51	51.3	51	54	53	54.3	53.8	62.6	61.3	62.3	61.8	30
1:00	54	54	53.6	54	57	55.6	56.2	56.1	64.6	63.2	64.5	64.1	30
1:30	57	57	59	57.8	60	60.2	59.6	59.8	65.7	65	65.3	65.4	30
2:00	60	60	61.1	60.3	62	64.2	63.2	63.3	68	67.2	68	67.6	31
2:30	63.1	63.1	62.8	63	64	64.6	64.6	64.4	69.6	70.2	71.2	70	31
3:00	62.1	62.1	63.2	62.4	65.2	65.2	64	64.8	72.1	71.1	72	71.3	31

Fuente: Autor

Tabla Gradiente Prueba 3.

Hora	Gradiente Zona Superior	Gradiente Zona Media	Gradiente Zona Inferior
10:30	12,26	8,6	5,4
11:00	19,7	12,13	7
11:30	27,7	18,63	14,23
12:00	29,46	20,23	17,76
12:30	32,06	23,76	20,76
1:00	34,1	26,26	23,96
1:30	35,33	29,4	28,2
2:00	36,73	32,13	30,13
2:30	39,33	32,93	32,03
3:00	40,73	33,8	32,53

Fuente: Autor

Datos obtenidos prueba 4.

	Zona Inferior				Zona Media				Zona Superior				Temp. Ambiente
HORA	P1 [°C]	P2 [°C]	P3 [°C]	PromT [°C]	P4 [°C]	P5 [°C]	P6 [°C]	PromT [°C]	P7 [°C]	P8 [°C]	P9 [°C]	PromT [°C]	
10:30	38	39.3	40	39.1	39.8	38	40.6	39.3	44.6	44	43.3	44.2	29
11:00	39.5	41	40.2	40.2	44.3	42.6	43.3	43.2	45.2	46.5	45	45.7	29
11:30	43.2	42	43.6	42.9	46	48.5	46.3	47.2	48.6	48.5	49.3	48.7	30
12:00	47.2	46	46.4	46.5	49.2	50.8	47.2	48.7	49.2	50.8	50.8	50.4	30
12:30	48	48.6	48.3	48.3	54.5	55.2	50.6	50.2	54.2	55.2	55.2	54.9	30
1:00	49.2	51	49	49.4	55	54.3	53.2	54.13	59.4	61	60.6	60.3	29
1:30	55.2	53	51.1	52.13	56.6	55	56	56.1	60.2	60	61.7	60.7	30
2:00	53	52.7	53.2	53	57.3	56	57	57.2	61.3	61	61.2	61.2	30
2:30	55.2	54.9	55	55.13	58.6	58	57.5	58.3	62.2	62.8	61.6	62.3	31
3:00	57.2	56.3	57	56.6	59.6	59	60	59.9	63.5	63	62.8	63	31

Fuente: Autor

Tabla Gradientes Prueba 4.

Hora	Gradiente Zona Superior	Gradiente Zona Media	Gradiente Zona Inferior
10:30	12,26	8,6	5,4
11:00	19,7	12,13	7
11:30	18,8	15,86	12,9
12:00	20,26	16,93	16,7
12:30	24,96	20,23	18,3
1:00	30,33	25,23	20,43
1:30	31,69	25,23	22,13
2:00	32,16	26,4	23
2:30	32,93	28	25,13
3:00	33,26	28,8	26,16

Fuente: Autor

Datos figura 12.

Nombre	Temperatura	Emisividad	Segundo Plano
Punto central	54,7°C	0,95	22,0°C
P0	58,1°C	0,95	22,0°C
P1	62,1°C	0,95	22,0°C
P2	61,7°C	0,95	22,0°C
P3	61,8°C	0,95	22,0°C
P4	58,8°C	0,95	22,0°C
P5	56,0°C	0,95	22,0°C
P6	58,1°C	0,95	22,0°C
P7	58,0°C	0,95	22,0°C
P8	57,3°C	0,95	22,0°C
P9	56,5°C	0,95	22,0°C
P10	57,7°C	0,95	22,0°C
P11	58,7°C	0,95	22,0°C
P12	57,4°C	0,95	22,0°C
P13	57,0°C	0,95	22,0°C
P14	57,4°C	0,95	22,0°C
P15	56,8°C	0,95	22,0°C
P16	55,9°C	0,95	22,0°C
P17	55,6°C	0,95	22,0°C
P18	55,0°C	0,95	22,0°C
P19	54,9°C	0,95	22,0°C
P20	54,8°C	0,95	22,0°C
P21	55,1°C	0,95	22,0°C
P22	55,9°C	0,95	22,0°C
P23	54,3°C	0,95	22,0°C
P24	54,3°C	0,95	22,0°C
P25	54,4°C	0,95	22,0°C
P26	54,5°C	0,95	22,0°C
P27	54,4°C	0,95	22,0°C
P28	55,1°C	0,95	22,0°C
P29	55,3°C	0,95	22,0°C
P30	56,2°C	0,95	22,0°C
P31	55,0°C	0,95	22,0°C
P32	55,8°C	0,95	22,0°C
P33	55,5°C	0,95	22,0°C
P34	54,5°C	0,95	22,0°C
P35	53,9°C	0,95	22,0°C
P36	53,8°C	0,95	22,0°C
P37	54,5°C	0,95	22,0°C
P38	51,8°C	0,95	22,0°C
P39	52,4°C	0,95	22,0°C
P40	52,3°C	0,95	22,0°C

Fuente: Autor

Datos de la figura 13.

<i>Nombre0</i>	<i>Temperatura</i>	<i>Emisividad</i>	<i>Segundo Plano</i>
<i>Punto central</i>	59,2°C	0,95	22,0°C
<i>P0</i>	65,4°C	0,95	22,0°C
<i>P1</i>	61,7°C	0,95	22,0°C
<i>P2</i>	60,0°C	0,95	22,0°C
<i>P3</i>	60,8°C	0,95	22,0°C
<i>P4</i>	59,0°C	0,95	22,0°C
<i>P5</i>	57,9°C	0,95	22,0°C
<i>P6</i>	58,0°C	0,95	22,0°C
<i>P7</i>	59,1°C	0,95	22,0°C
<i>P8</i>	60,2°C	0,95	22,0°C
<i>P9</i>	66,5°C	0,95	22,0°C
<i>P10</i>	66,5°C	0,95	22,0°C
<i>P11</i>	60,2°C	0,95	22,0°C
<i>P12</i>	62,2°C	0,95	22,0°C
<i>P13</i>	65,1°C	0,95	22,0°C
<i>P14</i>	57,4°C	0,95	22,0°C
<i>P15</i>	56,0°C	0,95	22,0°C
<i>P16</i>	55,2°C	0,95	22,0°C
<i>P17</i>	53,5°C	0,95	22,0°C
<i>P18</i>	50,1°C	0,95	22,0°C
<i>P19</i>	50,1°C	0,95	22,0°C
<i>P20</i>	54,2°C	0,95	22,0°C
<i>P21</i>	53,0°C	0,95	22,0°C
<i>P22</i>	54,5°C	0,95	22,0°C
<i>P23</i>	53,9°C	0,95	22,0°C
<i>P24</i>	54,1°C	0,95	22,0°C
<i>P25</i>	58,3°C	0,95	22,0°C
<i>P26</i>	52,3°C	0,95	22,0°C
<i>P27</i>	54,6°C	0,95	22,0°C
<i>P28</i>	52,6°C	0,95	22,0°C
<i>P29</i>	58,5°C	0,95	22,0°C
<i>P30</i>	53,2°C	0,95	22,0°C
<i>P31</i>	53,4°C	0,95	22,0°C
<i>P32</i>	56,8°C	0,95	22,0°C
<i>P33</i>	54,8°C	0,95	22,0°C
<i>P34</i>	56,2°C	0,95	22,0°C
<i>P35</i>	57,8°C	0,95	22,0°C
<i>P36</i>	55,6°C	0,95	22,0°C

Fuente: Autor

Tabla Datos de la figura 14.

Nombre	Temperatura	Emisividad	Segundo Plano
Punto central	62,4°C	0,95	22,0°C
P0	68,1°C	0,95	22,0°C
P1	64,4°C	0,95	22,0°C
P2	65,7°C	0,95	22,0°C
P3	65,7°C	0,95	22,0°C
P4	62,0°C	0,95	22,0°C
P5	56,2°C	0,95	22,0°C
P6	58,0°C	0,95	22,0°C
P7	59,4°C	0,95	22,0°C
P8	58,1°C	0,95	22,0°C
P9	57,8°C	0,95	22,0°C
P10	57,0°C	0,95	22,0°C
P11	57,6°C	0,95	22,0°C
P12	58,1°C	0,95	22,0°C
P13	61,3°C	0,95	22,0°C
P14	60,7°C	0,95	22,0°C
P15	61,4°C	0,95	22,0°C
P16	61,4°C	0,95	22,0°C
P17	60,8°C	0,95	22,0°C
P18	59,1°C	0,95	22,0°C
P19	61,4°C	0,95	22,0°C
P20	61,1°C	0,95	22,0°C
P21	53,2°C	0,95	22,0°C
P22	57,6°C	0,95	22,0°C
P23	58,6°C	0,95	22,0°C
P24	58,2°C	0,95	22,0°C
P25	57,8°C	0,95	22,0°C
P26	57,6°C	0,95	22,0°C
P27	55,0°C	0,95	22,0°C
P28	55,3°C	0,95	22,0°C
P29	54,7°C	0,95	22,0°C
P30	54,6°C	0,95	22,0°C
P31	55,3°C	0,95	22,0°C
P32	55,8°C	0,95	22,0°C
P33	56,8°C	0,95	22,0°C
P34	56,7°C	0,95	22,0°C
P35	56,7°C	0,95	22,0°C
P36	59,3°C	0,95	22,0°C

Fuente: Autor

Anexo B. Planos de las diferentes configuraciones de sistemas de acumulación.

Planos Acumulador medias en (cm).

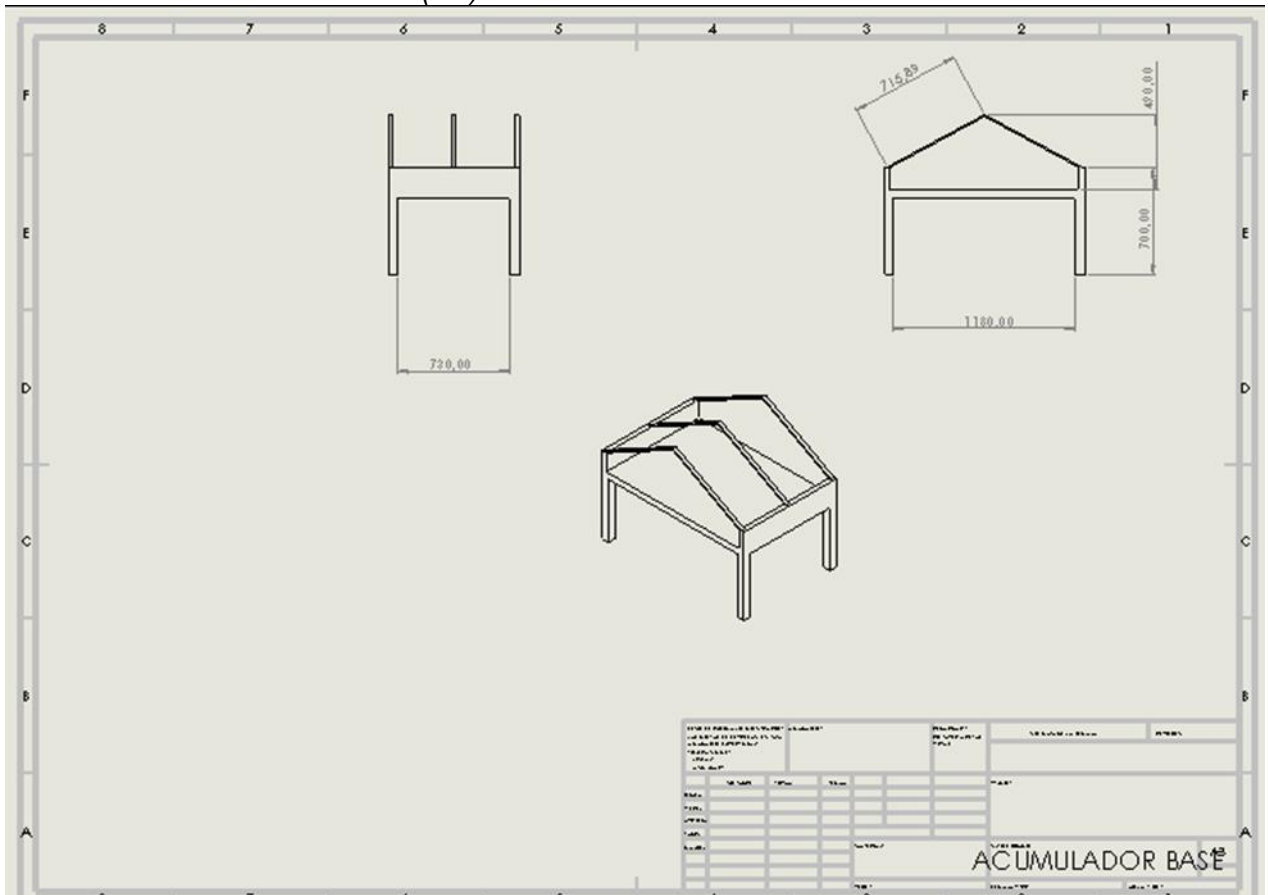
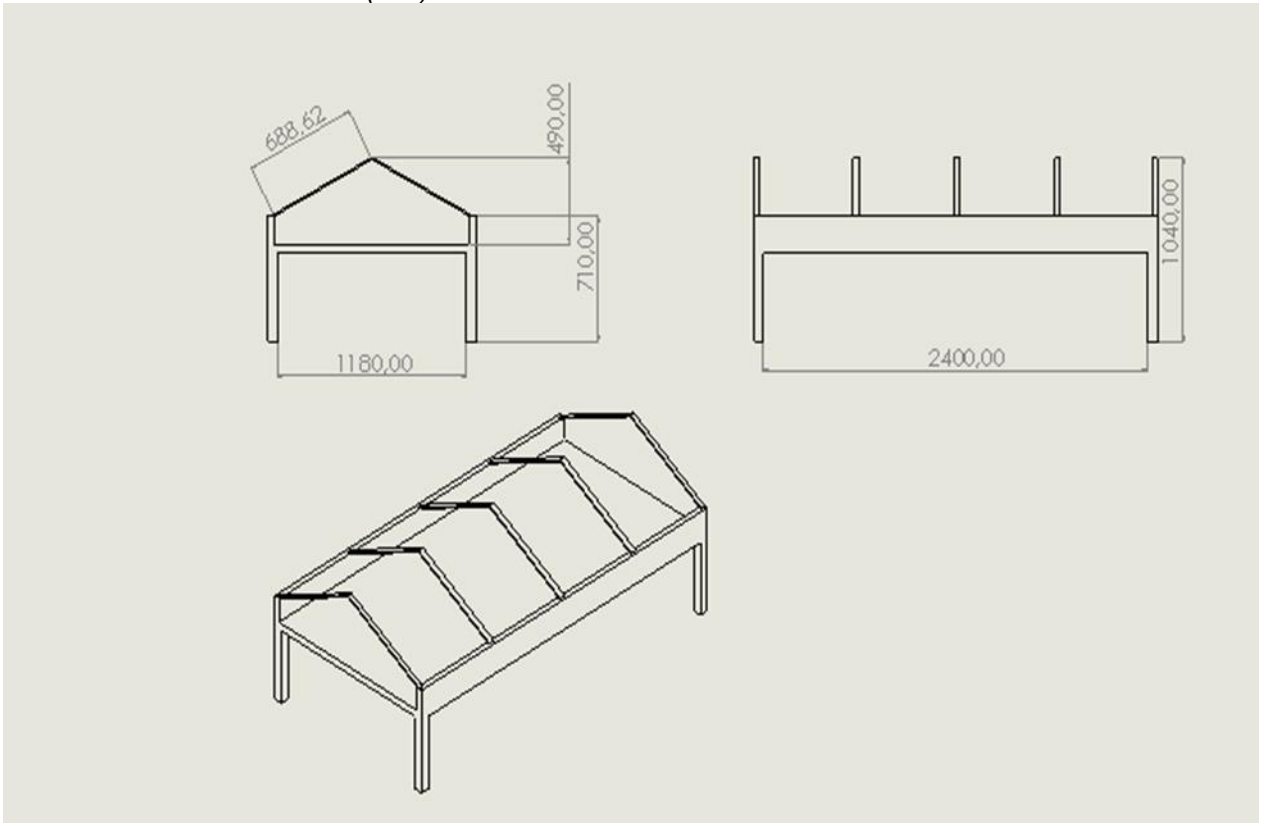


Ilustración 1

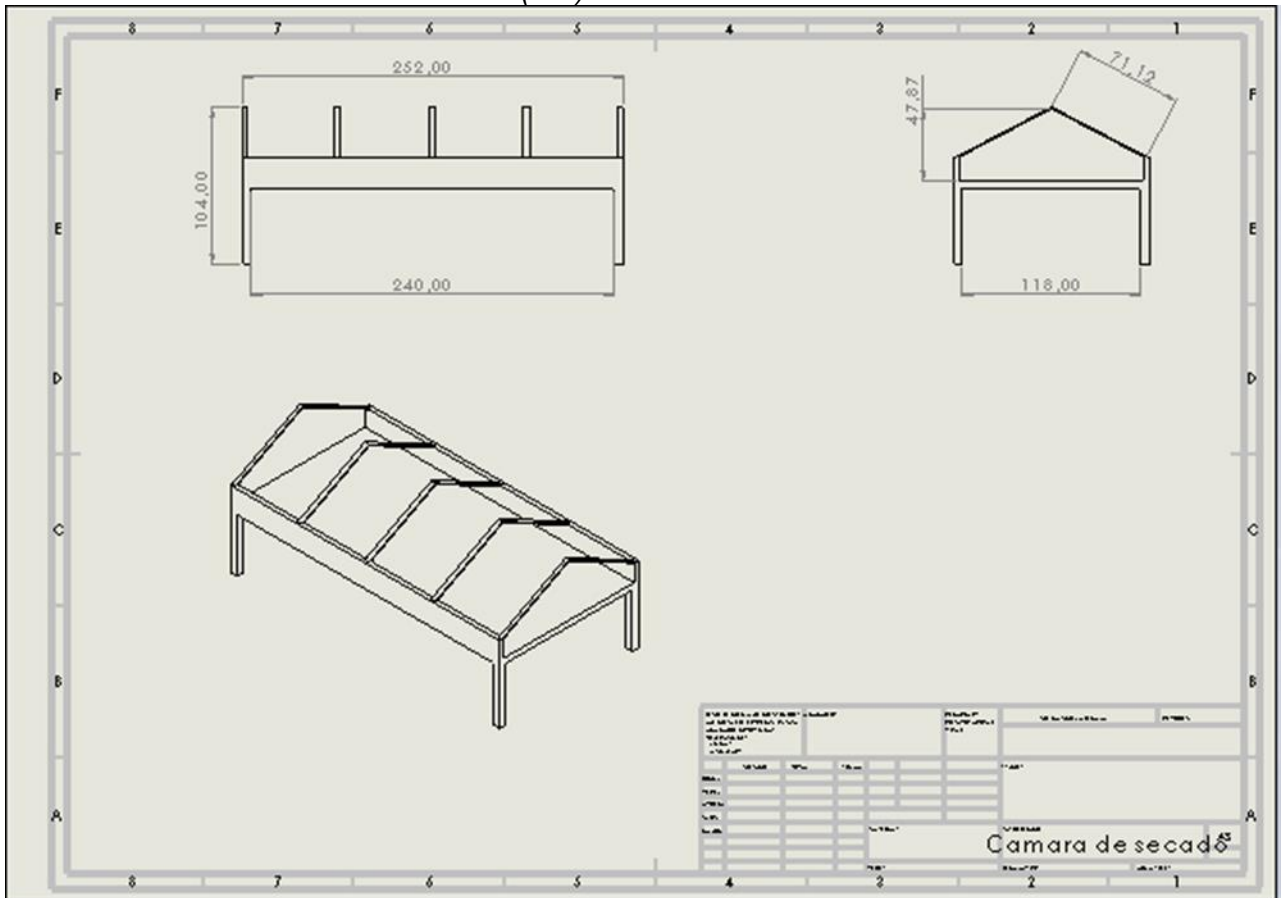
Fuente: Autor

Plano Colector medidas en (Cm).



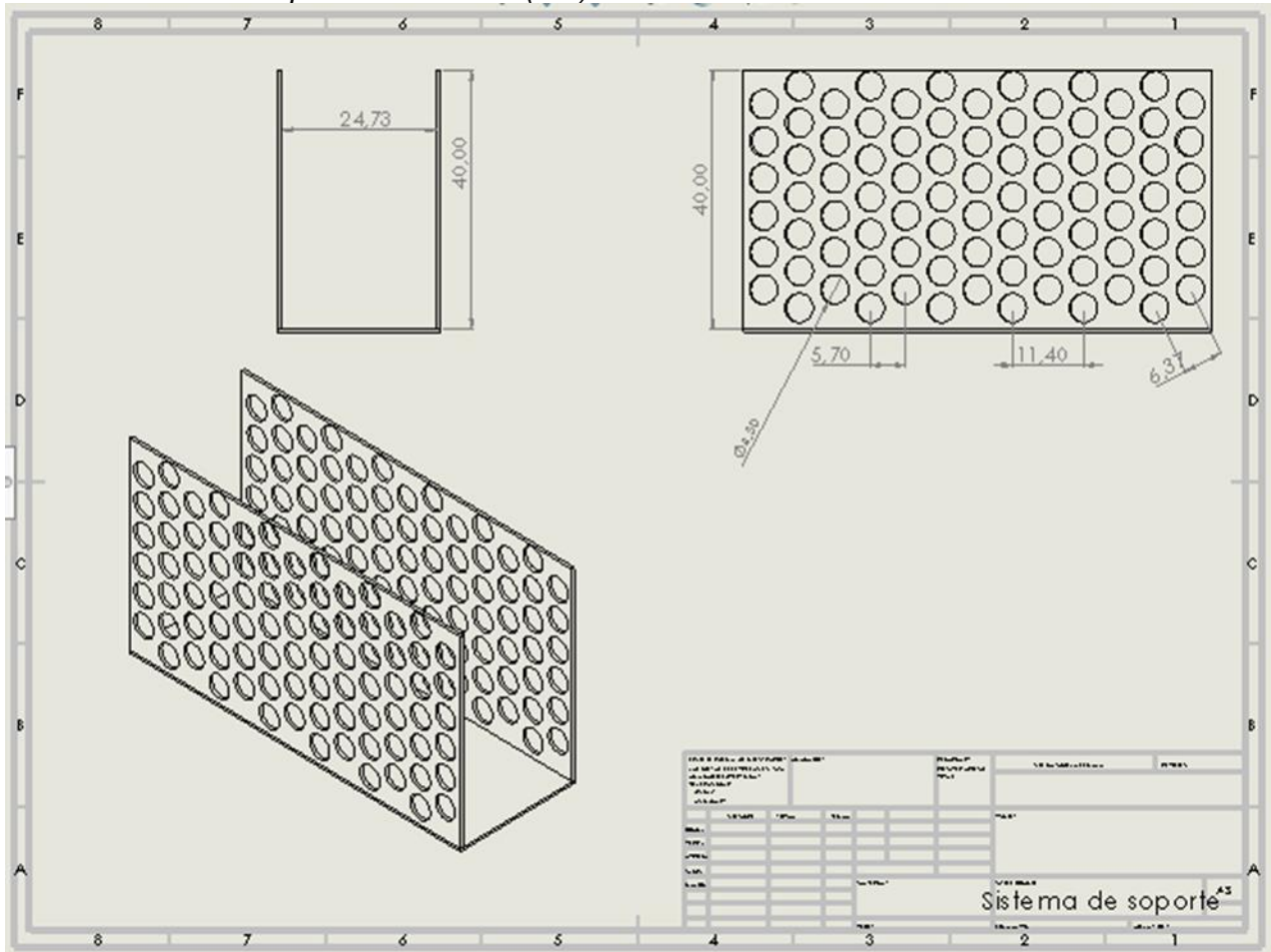
Fuente: Autor

Planos Camara de secado medidas en (Cm).



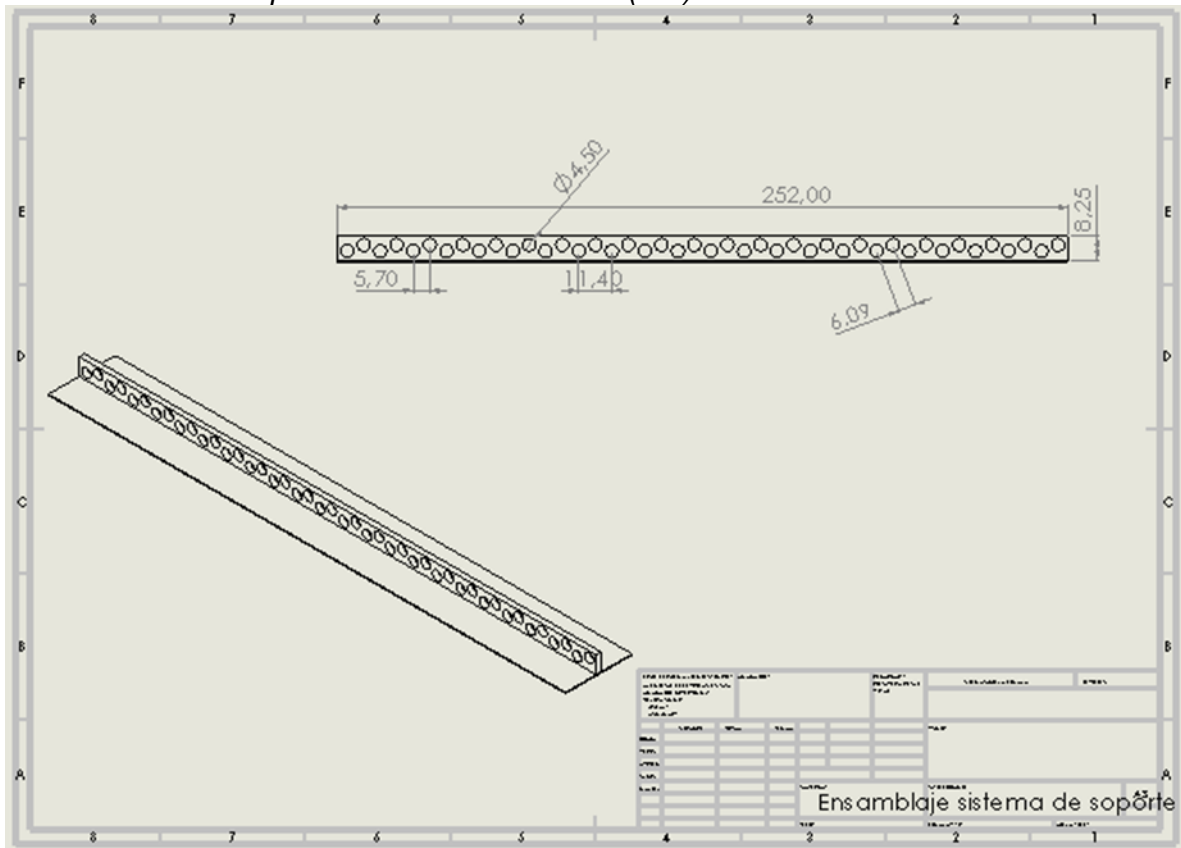
Fuente: Autor

Planos Sistema de soporte medidas en (Cm).



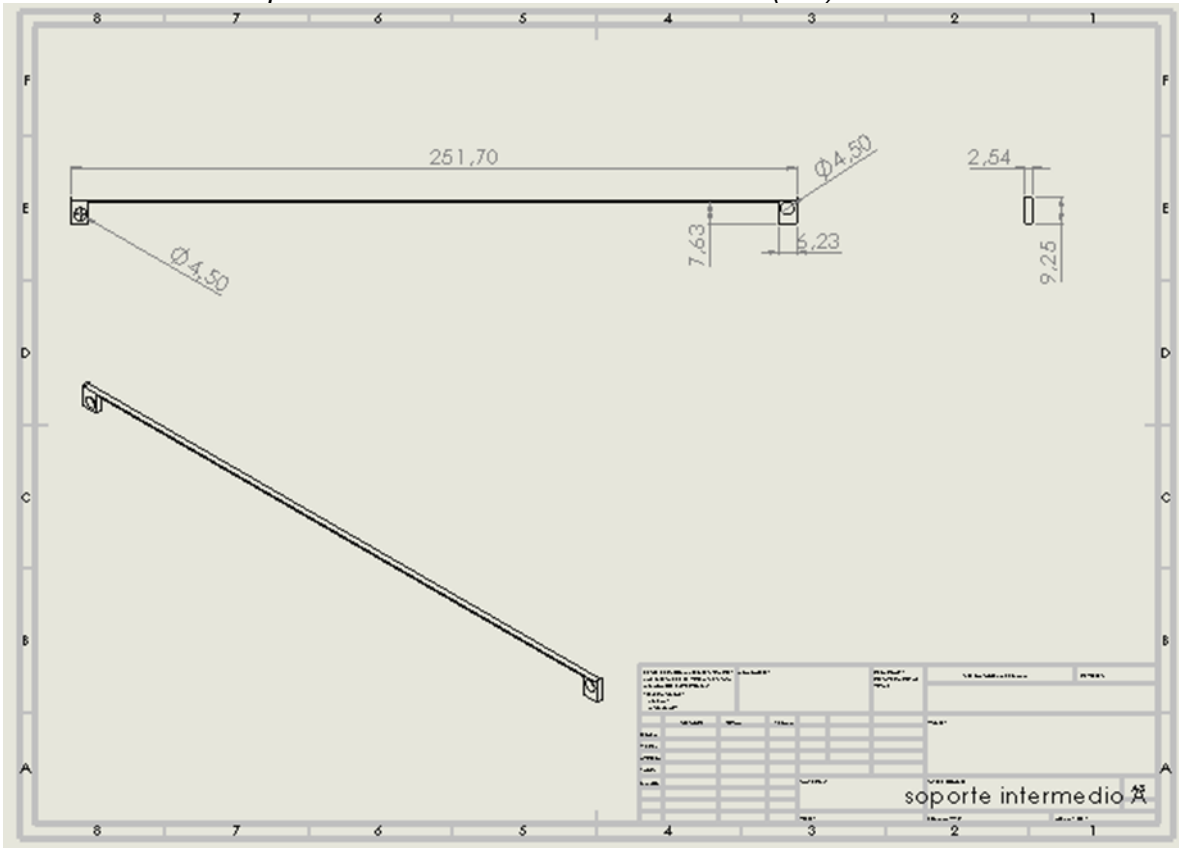
Fuente: Autor

Plano sistema de soporte diseño A medidas en (Cm).



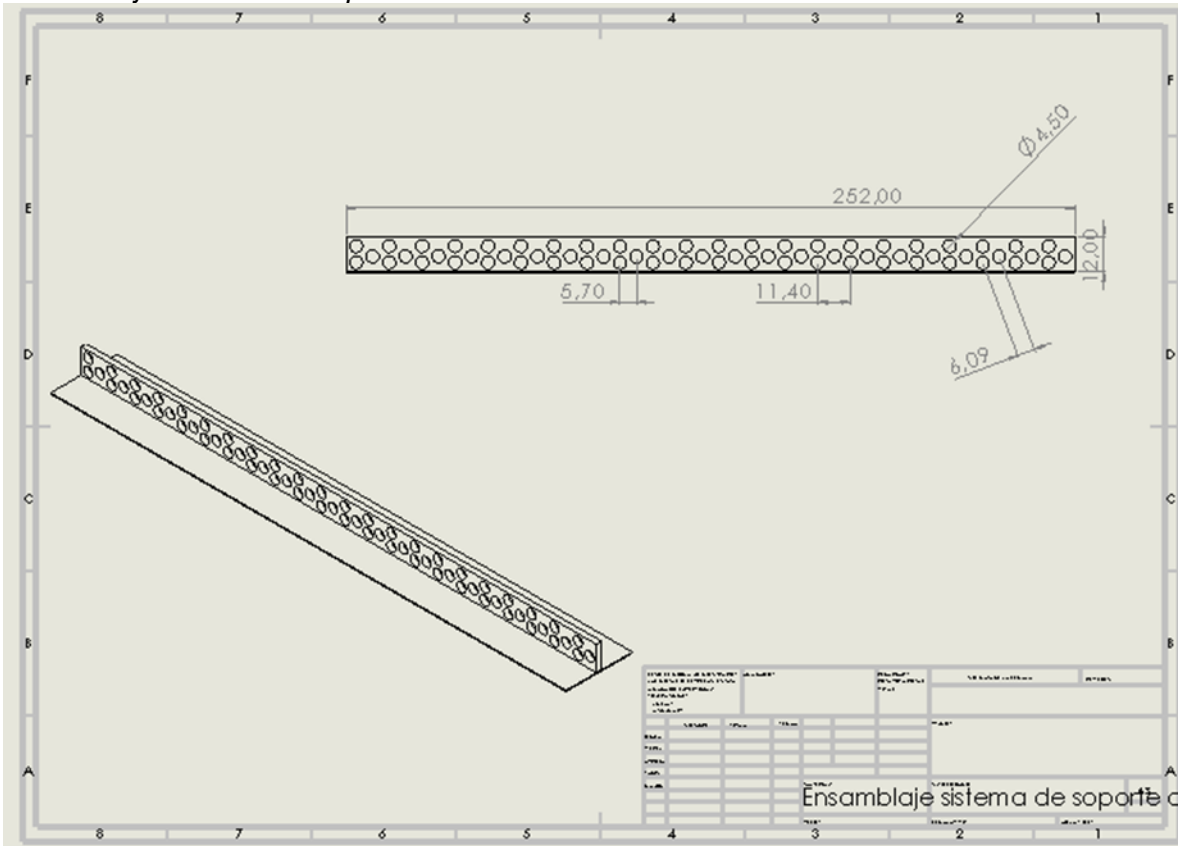
Fuente: Autor

Plano sistema de soporte intermedio diseño A medidas en (Cm).



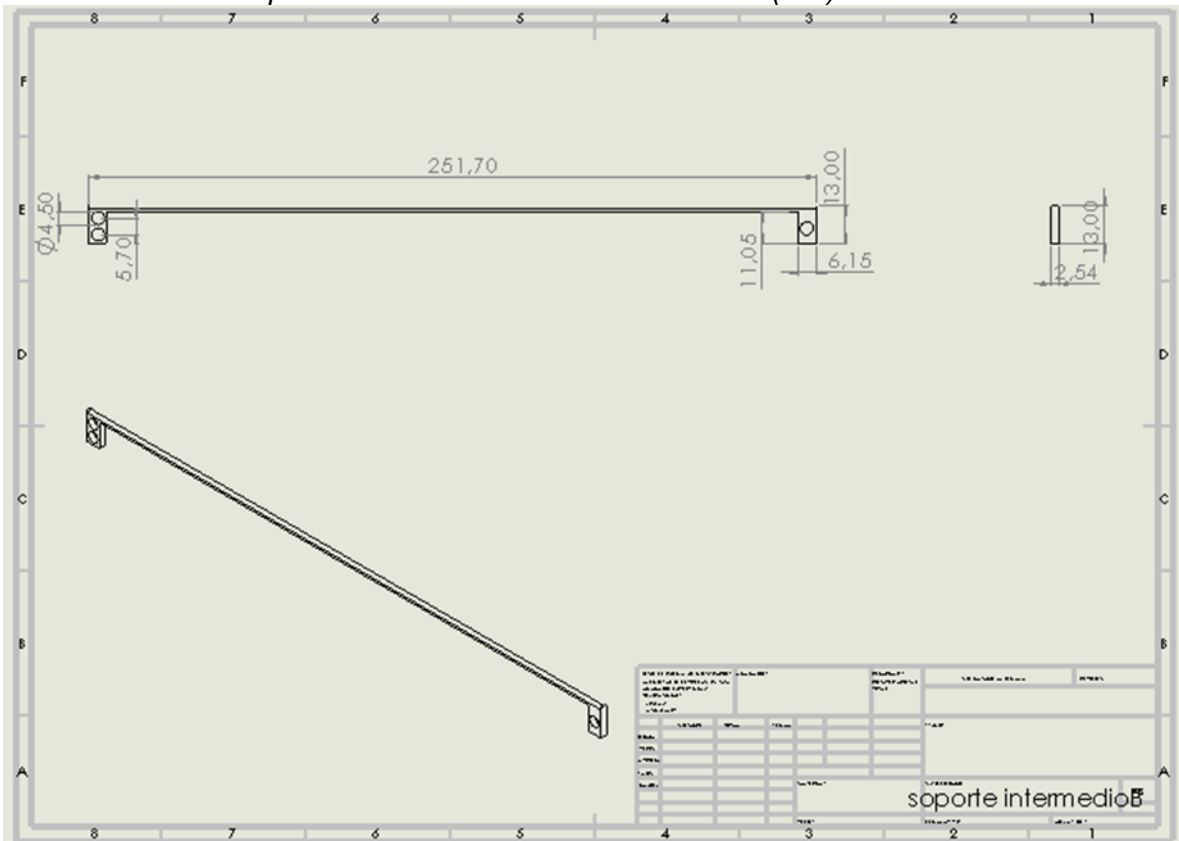
Fuente: Autor

Ensamblaje sistema de soporte diseño B.



Fuente: Autor


Plano sistema de soporte intermedio diseño B medidas en (Cm).



Fuente: Autor

Anexo C. Cotizaciones materiales empleados para la construcción de los sistemas de acumulación

Cotización Precio de tubos de cobre.

	C.FT.VEN.11	Versión: 05	2018-10-18
	COTIZACIONES		

Registro IVANº. 03076116 - Regimen - Común - Autorretenedores: Res: 472 de Abril 28 de 1987
Somos Grandes Contribuyentes - Res. 2509 de 03/12/93
NIT 800.081.030-1

FECHA 4/03/2020
SEÑORES UNIVERSIDAD PORTIFICA BOLIVARIANA
CONTACTO SERGIO BARRERA
DIRECCIÓN _____
TELÉFONO 3107940218

COTIZACION

VALIDEZ DE OFERTA 20 días		TIEMPO DE ENTREGA 3 días		FORMA DE PAGO CONTADO	
CANTIDAD	CODIGO	DESCRIPCION	PRECIO UNT	PRECIO TOTAL	
2	TCRIGL110112	TUB CU RIG L 1 1/2' (1 5/8 R)	\$ 280.000	\$ 560.000,00	
10	ACTAPO110112	TAPON CU 1 1/2' (1 5/8 R)	\$ 5.649	\$ 56.490,00	
	#N/A			\$ -	
PRODUCTOS DE ALTA CALIDAD A SU SERVICIO				SUB-TOTAL \$ 616.490	
				IVA 19% \$ 117.133	
NOTA 1: MERCANCIA SUJETA A STOCK.					
NOTA 2: PRECIOS SUJETOS A CAMBIOS SIN PREVIO AVISO.					
			TOTAL	\$ 733.623	
ASESOR COMERCIAL		JENNIFER CALDERON MEJIA		DESCUENTO	
EMAIL		jcalderon@mavun.com.co		INCLUIDO	
OBSERVACIONES:					

Fuente: MAYUN

Cotización valor tubos de cobre TIVALREP.



TIVALREP SAS
 NIT 900.080.289-8
 TEL.: 3713386
 CALL 13 No. 22-72
 BOGOTA D.C.
 www.tivalrep.com.co

COTIZACION	
Número:	1746
Fecha:	03/06/2020
Página:	1 de 1

cliente:	CLIENTE TEMPORAL	Forma de pago	Fecha vcto
Contacto:	CLIENTE TEMPORAL	CTD CONTADO	03/06/2020
Nit o C.C.:	999999999	Vendedor	TIVALREP S A S
Dirección:	CL 13 22 72	Docto Alt	Moneda
Ciudad:	BOGOTA D.C.		COP
Teléfono:	3713386		
	Código: 999999999		

Item	Descripcion	Bodega	U.M	Cantidad	Precio unit	Dcto	Sub total
3001112	MT TUBO 1 1/2 COBRE TL	1001	MTS	12,00	\$61.500	20 %	\$590.400
3020812	TAPON COPA 1 1/2 COBRE	1001	UND	12,00	\$5.936	20 %	\$56.986
3020612	ADAPT. H. 1 1/2 COBRE	1001	UND	12,00	\$20.784	20 %	\$199.526
3020712	ADAPT. M. 1 1/2 COBRE	1001	UND	12,00	\$21.798	20 %	\$209.261

Fuente: TIVALREP S.A.S

Cotización valor de láminas de los soportes.

ITEM		CANTIDAD	DESCRIPCION	UND/ MEDIDA	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
1	1		CONJUNTO 4 PIEZAS HR C-9mm CORTADAS EN LASER SEGUN PLANO LONG2520mm	UND	840.336	840.336
2	1		CONJUNTO 4 PIEZAS HR C-12mm CORTADAS EN LASER SEGUN PLANO LONG2520mm	UND	1.260.504	1.260.504
3				UND		0
4				UND		0
5				UND		0
6				UND		0
7				UND		0
8				UND		0
9				UND		0
10				UND		0
11				UND		0
12				UND		0
13				UND		0
14				UND		0
15				UND		0
16				UND		0

Cuentas Bancarias Láminas y Cortes Bucaramanga S.A.S		OBSERVACIONES	SUBTOTAL	2.100.840
BBVA. CUENTA CORRIENTE # 0199000100019837			IVA	399.160
DAVIVIENDA. CUENTA AHORROS # 048400027511			TOTAL	2.500.000
BANCO DE BOGOTA. CUENTA AHORROS # 162 252316.			PRECIO PARA PAGOS EN EFECTIVO O TRANSFERENCIAS.	
BANCOLOMBIA. CUENTA AHORROS # 301 70732568				

GIOVANNY DIAZ
 MOVIL 318 370 14 04. ventas3@lycbucaramanga.com

Fuente: laminas y cortes Bucaramanga S.A.S