

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA  
ESCUELA DE CIENCIA E INGENIERIA DE LOS MATERIALES  
I SEMESTRE 2024

Proyecto Final de Graduación para optar por el título de Ingeniero en Materiales con  
el grado académico de Licenciatura

**“Diseño y construcción de una propuesta de intercambiador de calor compacto  
con materiales porosos”**

Realizado por: MOISÉS MORERA ALFARO

Profesor Guía: Ing. Bruno Chiné Polito, PhD.

Profesor Lector: Ing. Francisco Rodríguez Méndez, MSc.

Profesor Lector: Ing. Alfredo Rodríguez Rojas, MSc.

Cartago, 29 abril 2024

Escuela Acreditada por la Agencia de Acreditación de programas de Ingeniería y de  
Arquitectura (AAPIA)

porDiseño y construcción de una propuesta de intercambiador de calor compacto con materiales porosos © 2024 [Moisés Morera Alfaro](#) está bajo licencia [Creative Commons Atribución-NonCommercial 4.0 Internacional](#)

## **Resumen**

Este proyecto de investigación se enfocó en el diseño y evaluación experimental de un intercambiador de calor compacto fabricado con materiales porosos para analizar el calor transferido entre dos fluidos al variar el área de contacto de los fluidos. Se llevaron a cabo pruebas de laboratorio centradas en aspectos termofluidicos bajo flujo de aire. Se construyo un circuito experimental con instrumentación para medir presión, flujo y temperatura en ambos fluidos.

Se desarrollo un intercambiador de calor compacto el cual permite variar el área por la cual pasa el agua y también el área de contacto por donde pasa el aire. El intercambiador permitió realizar mediciones con tres tipos de configuraciones, la primera configuración permite realizar pruebas sin el material de estudio con tres o seis canales de agua, la segunda permite realizar pruebas con tres conductos de agua y una esponja metálica de cobre y la tercera configuración permite evaluar seis canales de agua y dos esponjas metálicas de cobre.

En cada prueba se variaron los flujos de agua y aire de tal forma que obtuvieron datos para cuando el flujo de agua estuviera en 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5 y 3 gal/min; por otra parte, para el flujo del aire se obtuvieron datos a 7.068, 11.337, 15.054, 18.263, 20.995 y 23.408 l/min. Entre los resultados destacan las pruebas realizados cuando el intercambiador estaba configurado con seis canales de agua y dos esponja ya que muestran el mayor  $\Delta T$  dado en las pruebas.

Palabras clave: intercambiador compacto, esponja metálica, temperatura, caudal, aire, agua.

## **Abstract**

This research project focused on the design and experimental evaluation of a compact heat exchanger made from porous materials to analyze the heat transferred between two fluids by varying the contact area of the fluids. Laboratory tests were conducted, focusing on thermofluid aspects under airflow. An experimental circuit was built with instrumentation to measure pressure, flow, and temperature in both fluids.

A compact heat exchanger was developed that allows for varying the area through which water passes and the contact area through which air passes. The heat exchanger enabled measurements with three types of configurations. The first configuration allows for tests without the material under study with three or six water channels, the second allows for tests with three water channels and a copper metal sponge, and the third configuration allows for evaluating six water channels and two copper metal sponges.

In each test, the water and air flows were varied to obtain data when the water flow was at 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5, and 3 gal/min; on the other hand, for the air flow, data were obtained at 7.068, 11.337, 15.054, 18.263, 20.995, and 23.408 l/min. Among the results, the tests conducted when the heat exchanger was configured with six water channels and two sponges stand out, as they show the highest  $\Delta T$  observed in the tests.

Keywords: compact heat exchanger, metal sponge, temperature, flow rate, air, water.

## ACTA DE ENTREGA DEL INFORME FINAL DEL PROYECTO FINAL DE GRADUACIÓN

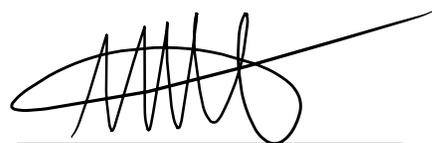
Se certifica que se ha recibido el Informe Final de la Práctica Dirigida, realizada por el(la) estudiante Moisés Morera Alfaro, carné 201227906, el cual se titula: Diseño y construcción de una propuesta de intercambiador de calor compacto con materiales porosos y que se realizó en el Tecnológico de Costa Rica en el I Semestre de 2024.

La Práctica Dirigida es un requisito académico del Programa de Bachiller en Ingeniería en Materiales de la Escuela de en Ciencia e Ingeniería en Materiales del Instituto Tecnológico de Costa Rica.

Este documento han sido declarados:

Público

Confidenciale



---

Ing. Bruno Chiné Polito,  
PhD Profesor Guía

---

Moisés Morera Alfaro  
Estudiante

---

Ing. Francisco Rodríguez Méndez, MSc  
Profesor Lector

---

Ing. Alfredo Rodríguez Rojas, MSc  
Profesor Lector

---

Ing. Ricardo Esquivel Isern, MSc  
Director Escuela de Ciencia e Ingeniería de los Materiales

Cartago, 18 de junio de 2024

**CONSTANCIA DE DEFENSA PÚBLICA DEL  
PROYECTO FINAL DE GRADUACIÓN**

El presente Proyecto Final de Graduación titulado “*Diseño y construcción de una propuesta de intercambiador de calor compacto con materiales porosos*” y realizado en el “Instituto Tecnológico de Costa Rica”, durante el **I Semestre de 2024**, ha sido defendido ante el Tribunal Examinador integrado por los profesores **Bruno Chiné Polito, Francisco Rodríguez Méndez** y **Alfredo Rodríguez Rojas**; como requisito para optar al grado de Licenciatura en Ingeniería en Materiales de la Escuela de Ciencia e Ingeniería de los Materiales, del Instituto Tecnológico de Costa Rica.

Este documento ha sido declarado:

Público



Confidencial



---

Ing. Bruno Chiné Polito, PhD.  
Profesor Guía

---

Moisés Morera Alfaro  
Estudiante

---

Ing. Francisco Rodríguez Méndez, MSc  
Profesor Lector

---

Ing. Alfredo Rodríguez Rojas, MSc.  
Profesor Lector

---

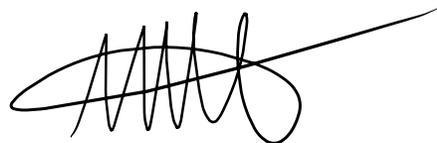
Ing. Ricardo Esquivel Isern, MSc.  
Director de la Escuela de Ciencia e Ingeniería de los Materiales

Cartago, 18 de junio de 2024

## Carta de entendimiento

Señores  
Instituto Tecnológico de Costa Rica  
Biblioteca José Figueres Ferrer

Yo, Moisés Morera Alfaro carné 201227906, autorizo (X) no autorizo ( ) a la Biblioteca José Figueres Ferrer del Instituto Tecnológico de Costa Rica disponer del Trabajo Final de Graduación realizado por mi persona, con el título “Diseño y construcción de una propuesta de intercambiador de calor compacto con materiales porosos” para ser ubicado en el Repositorio institucional y Catálogo SIBITEC para ser accesado a través de la red Internet.



---

Moisés Morera Alfaro  
207200392

## **Agradecimiento**

Quiero agradecer a mi familia por darme la oportunidad de formarme en educación superior, por apoyarme en todo momento durante estos años de esfuerzo y dedicación, y por impulsarme a seguir adelante, incluso cuando el camino se tornaba difícil.

Al profesor Bruno Chiné Polito, quien me permitió ser parte del proyecto de investigación en materiales porosos y, además, realizar mi proyecto final de graduación bajo su tutela. Su constante apoyo y exigencia fueron fundamentales para la realización del proyecto y para alcanzar los resultados obtenidos.

También quiero agradecer a la profesora Marcela Meneses Guzmán, a Gabriel Trejos Vargas, a Mario Leiva Calderón y a todo el equipo del CIEMTEC por su excelente trato y por siempre ofrecerme su ayuda y apoyo durante el proyecto.

Por último, pero no menos importante, agradezco a los profesores Francisco Rodríguez Méndez y Alfredo Rodríguez Rojas por brindarme sus conocimientos y por guiarme en la dirección correcta para llevar a cabo este proyecto.

## **Dedicatoria**

Dedico este proyecto a mi más grande pilar, mi familia, quienes siempre me apoyaron a lo largo de mi carrera.

## Índice general

Índice de Tablas.....	10
Índice de Figuras .....	11
<b>1. Introducción .....</b>	<b>13</b>
<b>1.1. Identificación de la empresa .....</b>	<b>13</b>
<b>1.2. Justificación del proyecto .....</b>	<b>13</b>
<b>1.3. Objetivos del estudio .....</b>	<b>15</b>
<b>1.3.1. Objetivo General.....</b>	<b>15</b>
<b>1.3.2. Objetivos Específicos .....</b>	<b>15</b>
<b>1.4. Alcances y limitaciones .....</b>	<b>15</b>
<b>2. Marco teórico .....</b>	<b>16</b>
<b>2.1. Espumas metálicas.....</b>	<b>16</b>
<b>2.2. Intercambiadores de calor.....</b>	<b>16</b>
<b>2.3. Transferencia de calor .....</b>	<b>18</b>
<b>2.3.1. Calor específico .....</b>	<b>18</b>
<b>2.3.2. Convección .....</b>	<b>18</b>
<b>2.3.3. Número de Nusselt .....</b>	<b>18</b>
<b>2.4. Intercambiadores de calor con materiales celulares .....</b>	<b>19</b>
<b>3. Metodología .....</b>	<b>22</b>
<b>3.1. Modelo en SolidWorks.....</b>	<b>22</b>
<b>3.2. Fabricación del modelo .....</b>	<b>24</b>
<b>3.3. Circuito de pruebas .....</b>	<b>24</b>
<b>3.3.1. Circuito neumático .....</b>	<b>25</b>
<b>3.3.2. Circuito hidráulico.....</b>	<b>29</b>
<b>3.4. Caracterización del circuito de pruebas.....</b>	<b>35</b>
<b>3.4.1. Protocolo de trabajo.....</b>	<b>37</b>
<b>4. Resultados y Análisis .....</b>	<b>40</b>
<b>4.1. Resultados.....</b>	<b>40</b>
<b>4.1.1. Prueba de funcionamiento .....</b>	<b>40</b>
<b>4.1.2. Primera prueba.....</b>	<b>42</b>
<b>4.1.3. Segunda prueba .....</b>	<b>43</b>
<b>4.1.4. Tercera prueba .....</b>	<b>44</b>
<b>4.1.5. Cuarta prueba.....</b>	<b>45</b>
<b>4.1.6. Prueba cinco .....</b>	<b>46</b>

4.1.7.	Prueba seis .....	48
4.2.	Análisis de datos .....	48
4.2.1.	Comparando una esponja con pasta térmica vs una esponja sin pasta térmica. 48	
4.2.2.	Comparando dos esponjas con pasta térmica vs dos esponjas sin pasta térmica 50	
4.2.3.	Comparando dos esponjas con pasta térmica vs una esponja con pasta térmica 51	
4.2.4.	Comparando dos esponjas con pasta térmica vs seis conductos sin esponja. 52	
4.2.5.	Seis conductos sin esponja vs tres conductos sin esponja .....	53
5.	Conclusiones .....	55
6.	Recomendaciones .....	56
7.	Bibliografía.....	57
	Anexos .....	60

## Índice de Tablas

Tabla 1.	Restricciones de operación del compresor. ....	26
Tabla 2.	Restricciones de operación del caudalímetro. ....	26
Tabla 3.	Restricciones de operación de los rotámetros. ....	26
Tabla 4.	Restricciones de operación de los sensores de presión. ....	27
Tabla 5.	Restricciones de operación de los sensores de temperatura. ....	28
Tabla 6.	Restricciones de operación de la bomba a chorro. ....	31
Tabla 7.	Restricciones de operación del inverter.....	32
Tabla 8.	Inventario de manómetros de ajuste grueso. ....	33
Tabla 9.	Restricciones de operación del balón de aire a presión.....	34
Tabla 10.	Restricciones de operación de los rotámetros. ....	34

## Índice de Figuras

Figura 1. Esponja de cobre. . . . .	14
Figura 2. Tipos de configuración de la ruta de flujo. . . . .	17
Figura 3. Modelo base del intercambiador de calor . . . . .	22
Figura 4. Modelo SolidWorks. . . . .	23
Figura 5. Modelo SolidWorks. . . . .	23
Figura 6. Circuito experimental. . . . .	24
Figura 7. Montaje del circuito neumático. . . . .	25
Figura 8. Compresor de aire BAMBI PT90. . . . .	25
Figura 9. Caudalímetro MasterFlex MFLX03266-28. . . . .	26
Figura 10. Sensor de presión marca WIKA. . . . .	27
Figura 11. Sensor de temperatura WIKA. . . . .	28
Figura 12. Sensor de temperatura DALLAS DS18B20. . . . .	28
Figura 13. Válvulas de precisión Hy-Lok. . . . .	29
Figura 14. Montaje del circuito hidráulico. . . . .	30
Figura 15. Tanque de agua de acero inoxidable. . . . .	30
Figura 16. Bomba a chorro LEO AJM75. . . . .	31
Figura 17. Inverter o variador de frecuencia DAB Active Driver Plus. . . . .	32
Figura 18. Manómetros de ajuste grueso. . . . .	33
Figura 19. Balón de aire de 2.5-8 bar. . . . .	34
Figura 20. Rotámetros de líquidos Flownics. . . . .	34
Figura 21. Ubicación física del tanque, bomba e inverter. . . . .	35

Figura 22. Ubicación física del compresor.....	36
Figura 23. Ubicación del área experimental.....	36
Figura 24. Intercambiador de calor comercial para pruebas..	40
Figura 25. Medición de temperatura a diferentes caudales utilizando un abanico.....	41
Figura 26. Medición de temperatura a diferentes caudales sin abanico. ....	41
Figura 27. Configuración utilizada para dos esponjas.....	42
Figura 28. $\Delta T$ en $^{\circ}C$ para flujo de aire y una esponja.....	43
Figura 29. Configuración utilizada para dos esponjas.....	43
Figura 30. $\Delta T$ en $^{\circ}C$ para flujo de aire y dos esponja.....	44
Figura 32. $\Delta T$ en $^{\circ}C$ para flujo de aire y dos esponja.....	46
Figura 33. Conducto de agua.....	47
Figura 34. $\Delta T$ en $^{\circ}C$ para flujo de aire y tres conductos de agua .....	47
Figura 35. $\Delta T$ en $^{\circ}C$ para flujo de aire y seis conductos de agua .....	48
Figura 36. Gráficos de comparación para una esponja.....	49
Figura 37. Gráficos de comparación para dos esponjas .....	50
Figura 38. Gráficos de comparación para pasta térmica .....	52
Figura 39. Gráficos de comparación para pasta térmica .....	53
Figura 40. Gráficos de comparación para conductos de agua .....	54

## 1. Introducción

### 1.1. Identificación de la empresa

El desarrollo del proyecto se realiza en el Laboratorio de Materiales Porosos y Celulares del Centro de Investigación y Extensión en Materiales (CIEMTEC) de la Escuela de Ciencia e Ingeniería en Materiales del Tecnológico de Costa Rica (TEC).

El TEC es una entidad autónoma dedicada a la educación superior a nivel nacional, focalizando sus esfuerzos en la investigación, la extensión y la enseñanza de las ciencias y tecnologías, para impulsar el progreso de Costa Rica. Asimismo, el Laboratorio de Materiales Porosos y Celulares tiene como objetivo la investigación de novedosos materiales porosos y celulares para distintas aplicaciones, enfocándose principalmente en el diseño, estudio y caracterización de materiales funcionales para su uso en estructuras, sistemas de refrigeración clásicos y con efecto magnetocalórico, intercambiadores de calor, entre otros.

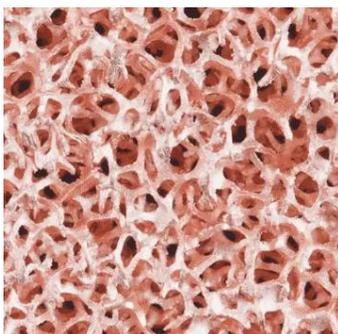
A partir de lo antes descrito, este proyecto tiene como propósito el de estudiar nuevos materiales porosos como intercambiadores de calor, con el fin de mejorar la eficiencia de los equipos térmicos que utilizan disipadores de calor.

### 1.2. Justificación del proyecto

Debido a que el consumo de energía en el mundo crece de continuo, deben buscarse oportunidades para reducir la demanda de energía, tal es el caso de equipos residenciales o industriales para aplicaciones de calentamiento, ventilación y aire acondicionado, HVAC (por sus siglas en inglés de Calentamiento, Ventilación y Aire Acondicionado). El componente principal de un equipo HVAC es el intercambiador

de calor, por lo que de este depende la eficiencia energética, costo y dimensiones del sistema de intercambio térmico.

En este proyecto se plantea diseñar y desarrollar un intercambiador térmico que utilice esponjas metálicas como elementos intercambiadores de calor. Para esto se hace uso de materiales porosos y celulares, específicamente una esponja metálica (metal foam, en inglés) como la mostrada en la **Figura 1**, con la cual se pretende aumentar la superficie de transferencia y así mejorar la eficiencia térmica.



**Figura 1.** Esponja de cobre. Tomada de [1].

En particular, la esponja metálica es un material celular que tiene una red tridimensional con una alta proporción de espacios vacíos, también llamados poros; las esponjas metálicas tienen una superficie específica muy grande, por lo que la interacción con fluidos aumenta considerablemente, y a su vez, la transferencia de calor se ve beneficiada por esta propiedad. Además, tienen una baja densidad en comparación con su volumen, por lo que el peso de los ensamblajes construidos con estas es mucho menor. Los fluidos al pasar por los poros de las esponjas metálicas crean turbulencias, aumentando el rendimiento térmico [1], [2].

Por lo mencionado anteriormente, Mancin et al., por ejemplo, investigaron la transferencia de calor y caída de presión durante la convección forzada de aire en 4 muestras de esponjas de cobre con diferentes porosidades; las pruebas fueron desarrolladas en un túnel de viento de circuito abierto. Lograron encontrar una mayor capacidad de transferencia de calor para las esponjas estudiadas respecto de

elementos de intercambiador lisos, además, lograron identificar que el tamaño de la celda de la esponja tiene mayor influencia que la porosidad de esta [3].

También, Cicala et al. utilizaron como banco de pruebas un canal de aire abierto y un ciclo cerrado de agua para evaluar el rendimiento de un intercambiador de calor compacto, fabricado con esponjas de aluminio, para cierto caudal másico del agua, comprobando la temperatura de entrada y salida. Encontraron que, con flujos de caudal másico bajos de aire, la eficiencia de los intercambiadores de calor fabricados con esponjas metálicas de aluminio de 20 PPI (Poros Por Pulgada, por sus siglas en inglés) es aproximadamente el doble que de las configuraciones limpias [4].

### 1.3. Objetivos del estudio

#### 1.3.1. Objetivo General

- Diseñar un intercambiador de calor compacto utilizando materiales celulares como elemento de transferencia de calor para evaluar la eficiencia de su uso.

#### 1.3.2. Objetivos Específicos

- Investigar materiales para el diseño de intercambiadores de calor.
- Diseñar alternativas de intercambiador compuesto utilizando materiales porosos.
- Construir circuito experimental de pruebas.
- Evaluar la eficiencia del intercambiador de calor.

### 1.4. Alcances y limitaciones

El propósito fundamental de este proyecto consiste en la construcción de un intercambiador de calor compacto utilizando materiales porosos, para aplicaciones de disipación de calor en dispositivos electrónicos. El proyecto tiene como finalidad el desarrollo del intercambiador y la evaluación de diversas configuraciones de la matriz porosa con el fin de conocer el rendimiento térmico del sistema en términos de su

capacidad de enfriamiento (cambio en la temperatura de los fluidos de trabajo) y la caída de presión en sus elementos.

## 2. Marco teórico

### 2.1. Espumas metálicas

Las espumas metálicas son materiales celulares que nacen por la inspiración de la naturaleza. La madera y las esponjas marinas son algunos ejemplos muy conocidos de este tipo de estructuras [2].

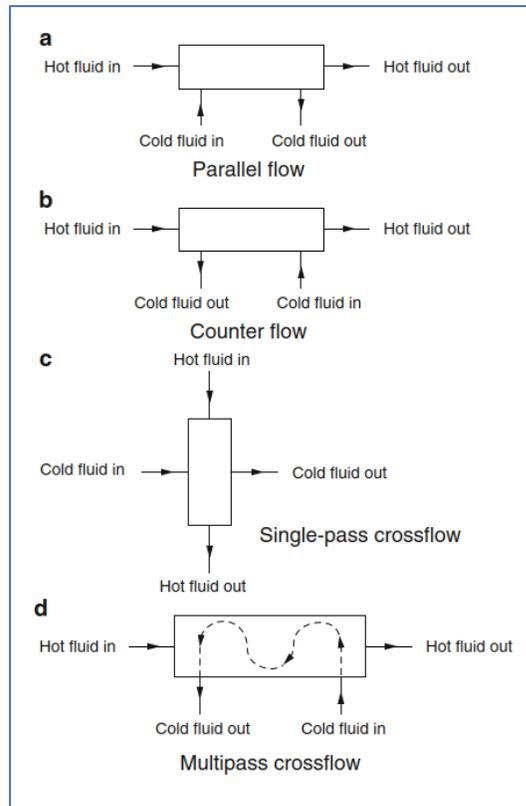
Es crucial hacer una distinción entre las espumas metálicas de células cerradas y de células abiertas, siendo más preciso referirse a estas últimas como esponjas metálicas. Ambos tipos presentan una estructura similar a la espuma, por lo que debemos examinar la producción, características y aplicaciones de ambas categorías. Las espumas metálicas se utilizan en aplicaciones estructurales y funcionales, aprovechando sus propiedades mecánicas ligeras y específicas, así como su alta conductividad térmica y eléctrica. Las aplicaciones estructurales se centran en la resistencia y ligereza del material, mientras que las funcionales se basan en su capacidad para disipar calor o actuar como electrodos en baterías, por ejemplo [2], [5].

### 2.2. Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo que realiza un intercambio de calor entre dos o más fluidos. La gran mayoría de los intercambiadores de calor se pueden clasificar en 4 tipos básicos [6], mostrados en la **Figura 2** y explicados a continuación:

- a. Con flujo en paralelo: en donde el intercambio de calor se genera cuando ambos fluidos fluyen en la misma dirección.
- b. En contraflujo: es cuando las dos corrientes se mueven en direcciones opuestas.

- c. En flujo cruzado de paso único: cuando ambas corrientes se encuentran en un punto en ángulo recto.
- d. Flujo cruzado en múltiples pasos: este tipo es cuando una corriente se desplaza por una trayectoria que provoca múltiples flujos [6].



**Figura 2.** Tipos de configuración de la ruta de flujo. Tomado de [6].

En un intercambiador de calor, la transferencia de energía generalmente involucra la convección en cada fluido y la conducción a través de la pared que los separa. Para analizar estos dispositivos, es útil utilizar un coeficiente global de transferencia de calor,  $UU$ , que considera la contribución de todos estos efectos. La tasa de transferencia de calor entre los dos fluidos en un punto específico del intercambiador depende de la magnitud de la diferencia de temperatura local, la cual varía a lo largo del intercambiador [7].

## 2.3. Transferencia de calor

### 2.3.1. Calor específico

El calor específico es la energía que se necesita para aumentar la temperatura de una unidad de masa de una sustancia en un grado. Existen dos tipos principales de calor específico: el calor específico a volumen constante y el calor específico a presión constante. El calor específico a volumen constante,  $C_v$ , es la energía necesaria para elevar la temperatura de una unidad de masa de una sustancia mientras se mantiene el volumen sin cambios. Por otro lado, el calor específico a presión constante,  $C_p$ , es la energía requerida para lograr el mismo aumento de temperatura, pero manteniendo la presión constante [8].

Para los gases ideales, estos calores específicos están relacionados entre sí por la siguiente relación

$$C_p = C_v + R \quad \text{Ec. 1}$$

donde  $R$  es la constante de los gases ideales.

### 2.3.2. Convección

La convección es uno de los principales modos mediante el cual se transfiere energía de un lugar a otro. Esta ocurre cuando el calor se mueve a través de un fluido debido al movimiento de las moléculas del mismo fluido.

La transferencia de calor en un líquido puede ocurrir por convección o por conducción, que se da cuando se involucra un movimiento masivo del líquido. El movimiento del fluido mejora la transferencia de calor, ya que provoca que más secciones frías y calientes del fluido entren en contacto, iniciando índices más altos de conducción en un gran número de secciones [7].

### 2.3.3. Número de Nusselt

El número de Nusselt es un valor adimensional que nos permite medir el aumento de la transferencia de calor que se da en un fluido por convección,

comparándola como si esta se diera por conducción, este valor se puede ver como el flujo de calor por convección dividida por el flujo de calor por conducción[7]. El número se define con la siguiente formula:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad \text{Ec. 2}$$

donde  $k$  es la conductividad térmica del fluido,  $L_c$  es la longitud característica y  $h$  el coeficiente de transferencia de calor.

## 2.4. Intercambiadores de calor con materiales celulares

En esta sección seguiremos el análisis teórico y bibliográfico reportado en la revisión de Meneses et al[9].

Los intercambiadores de calor son componentes esenciales en una gama amplia de aplicaciones para el manejo térmico, donde el aire es frecuentemente un fluido de trabajo [10], debido a su simple disponibilidad, mientras otros fluidos son agua, aceite, líquidos refrigerantes, entre otros. La baja conductividad térmica del aire provoca una resistencia térmica del lado aire, la cual puede representar más del 80% de la resistencia térmica total de los intercambiadores de calor[11]. De consecuencia, el reducir esta resistencia térmica puede brindar mejor eficiencia y disminución de costos, dimensiones, materiales y energía. Las investigaciones han llevado a mejoras importantes por medio de estudios sobre las propiedades del fluido, arreglo de flujos, selección de materiales y aumento del área de transmisión mediante aletas. En convección forzada, estas mejoras ayudan a maximizar el producto del coeficiente de transferencia de calor por la superficie de transferencia de calor por unidad de volumen, y en la reducción de la caída de presión del lado del aire, implicando diferentes tipos de diseño de aletas en función del tipo de aplicación. El actual estado del arte para ambientes no-corrosivos es el diseño de aletas sin interrupción, como aletas corrugadas y aletas fisuradas[12]. Algunas mejoras pueden ser obtenidas a través de la generación de vórtices que, colocadas en la región de la estela del flujo, pueden aumentar la transferencia de calor. También, en la convección natural, se puede recurrir a la misma optimización, aunque el problema es más complejo, pues la

resistencia al flujo puede afectar los valores de temperatura local y los coeficientes de transferencia térmica. Además, la radiación puede jugar un rol significativo. Aletas de tipo pin y las diferentes formas de aletas planas (en particular las aletas trapezoidales invertidas) pueden inducir más flujo de aire sobre un sistema térmico comparado al caso de las aletas planas rectangulares[13]. Otras mejoras se pueden lograr con la misma orientación de las aletas, por ejemplo, con una disposición a campana.

En otros casos se pueden hacer las aletas porosas mediante perforaciones y, en este sentido, el proceso de optimización de las aletas convencionales conduce al uso de medios porosos. Un medio poroso, que se puede usar como intercambiador de calor, es el lecho de esferas empaquetadas, con una porosidad de alrededor del 60%[14]. Otro material poroso interesante es la espuma metálica de celdas abiertas (esponja metálica) [2], [15], [16], [17], [18]. Existen diferentes formas de esponjas, pero en aplicaciones térmicas se usan las que presentan pilares sólidos obtenidos por procesos de fundición, que aseguran un aumento del coeficiente de intercambio térmico[19]. Este tipo de esponja, inventada por la división de Materiales y Aero-Espacio de la sociedad ERG de USA en 1960, se obtiene con un proceso de manufactura de espumas metálicas de celda abierta basadas en una preforma orgánica [20], generalmente poliuretano.

Para las aplicaciones térmicas de las esponjas, existe un gran número de parámetros que afectan la caracterización térmica del sistema, entre otros: tipo de esponja (es decir método de manufactura, espesor de la esponja); caracterización geométrica; orientación de la esponja en el sistema y condiciones de anisotropía de este material; métodos de adhesión/ensamble de la esponja a través de técnicas de pegamento epóxico altamente conductivo o de soldadura/brazado (el primero más fácil de realizar, pero con una resistencia de contacto mayor como demuestran Sekulic et al. [21]; métodos de corte (por ejemplo el maquinado puede causar deformación plástica de los struts en las esquinas de la esponja, crear variaciones locales de porosidad y modificar las condiciones de pegado/contacto entre los substratos); condiciones específicas del circuito experimental de estudio; efecto de la radiación; presencia de incrustaciones, entre otros.

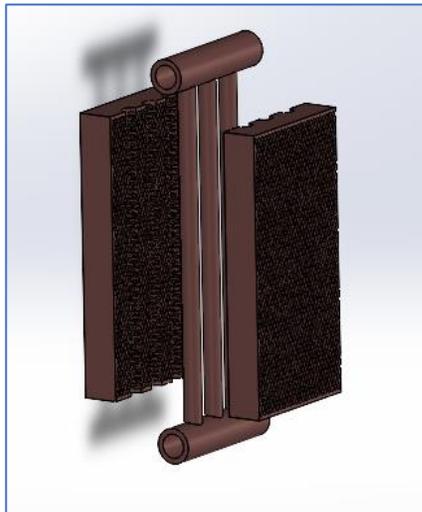
Dos métodos efectivos de estudiar las aplicaciones térmicas de esponjas metálicas son las técnicas experimentales y los métodos computacionales de fluido dinámica (CFD). Como es muy complejo ensayar el efecto de todos los parámetros en detalle, se han desarrollado muchos estudios numéricos con CFD [22], algunos basados en la teoría de la media en el volumen (VAT) y la determinación de los términos de cierre. Trabajos computacionales han sido llevados a cabo mediante el software Comsol Multiphysics [23], [24], [25], [26], [27]. Andreozzi et al. [28] aplican el mismo software para estudiar sumideros de calor construidos con esponja metálica con y sin aletas, variando los parámetros geométricos del sumidero. Barbieri et al. [29] investigan numéricamente esponjas metálicas de 5 PPI y con porosidad 0.95, mientras aplicaciones para sumideros de calor de dispositivos microelectrónicas han sido evaluados por Bayomy and Saghir [30]. En el caso de intercambiadores de calor compactos, estudios interesantes se deben a Buonomo et al. [31] que emplean esponjas de aluminio, mientras Kim y Kim [32] evalúan computacionalmente el desempeño térmico de intercambiadores de placas unidas con técnicas de brazado. Generalmente, los métodos numéricos necesitan de trabajo experimentales para su validación. En este sentido, actividades experimentales para ensayar flujos térmicos a través de esponjas metálicas se deben entre otros a Mancini et al. [33] que miden la caída de presión en seis muestras de esponjas metálicas con diferentes valores de PPI y porosidad, Maid et al. [34] que evalúan el intercambio térmico en tubos en contracorriente de intercambiadores, Wang et al. [35] que experimentan el flujo de agua y la transferencia de calor en tubos llenados con esponjas de aluminio y titanio, y Xu et al. [36] que brindan una revisión de estudios de flujo convectivo y regímenes térmicos para esponjas metálicas y nanofluidos.

### 3. Metodología

Como ya se ha mencionado, este proyecto requiere la creación de un circuito experimental de prueba en el Laboratorio de Materiales Porosos y Celulares ubicado en el CIEMTEC. Este circuito se dividirá en dos partes: la primera, la parte neumática; y la segunda, la parte hidráulica. Ambas partes se utilizarán para medir el  $\Delta T$  (cambio en la temperatura) y  $\Delta P$  (cambio o caída de presión) en ambos fluidos. En esta sección, se proporcionarán detalles exhaustivos sobre los pasos necesarios para alcanzar los objetivos establecidos. Se abordará el diseño del intercambiador, caracterización del circuito de pruebas y la evaluación del rendimiento de estos dispositivos.

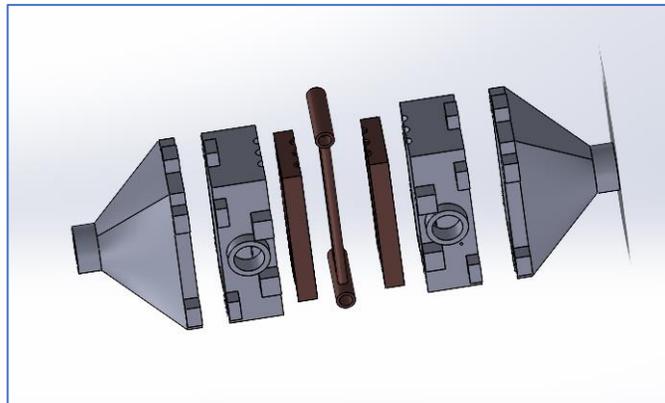
#### 3.1. Modelo en SolidWorks

Tomando en cuenta que se desea desarrollar un modelo de un intercambiador de calor compacto que permita una fácil construcción y que, de esta manera, también permita variaciones en su estructura conforme avanza el desarrollo del experimento y cambian las necesidades de este, se decidió construir el modelo mostrado en la **Figura 3**.

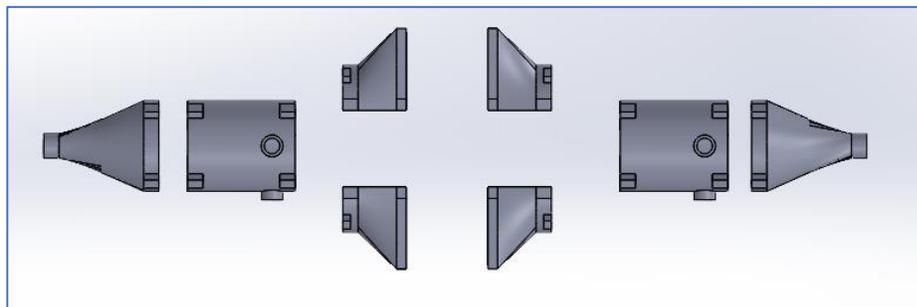


**Figura 3.** Modelo base del intercambiador de calor. Elaboración propia.

Una vez se tiene este modelo inicial, se continua el trabajo con la modelación de diferentes circuitos/estructuras donde se podrán colocar los diferentes sensores para las mediciones de temperatura y presión de los fluidos involucrados en el experimento. Se diseñaron dos modelos mostrados en las **Figuras 4 y 5**. Se determinó que el modelo de la **Figura 4** es el más adecuado para la experimentación debido a que es más compacto, permitiendo tomar mediciones más cerca de la zona de estudio. Además, este mismo modelo permite variar fácilmente sus elementos en caso de ser necesario a medida que avanzan los diferentes experimentos. Esta elección se debe a que los cambios de sección en el modelo de la **Figura 5**, en el cual se pasa de una forma cilíndrica a una sección cuadrada (donde se ubica el intercambiador), provocan una nueva distribución del fluido de trabajo (cambia su velocidad y presión, lo cual no es deseable, pues estos cambios deberían ser producto de, en la medida de lo posible, únicamente por la matriz porosa del material). Por otra parte, el modelo mostrado en la **Figura 4** solo varía en una sección y todas las demás secciones mantiene la misma geometría y dimensiones.



**Figura 4.** Modelo SolidWorks. Elaboración propia.



**Figura 5.** Modelo SolidWorks. Elaboración propia.

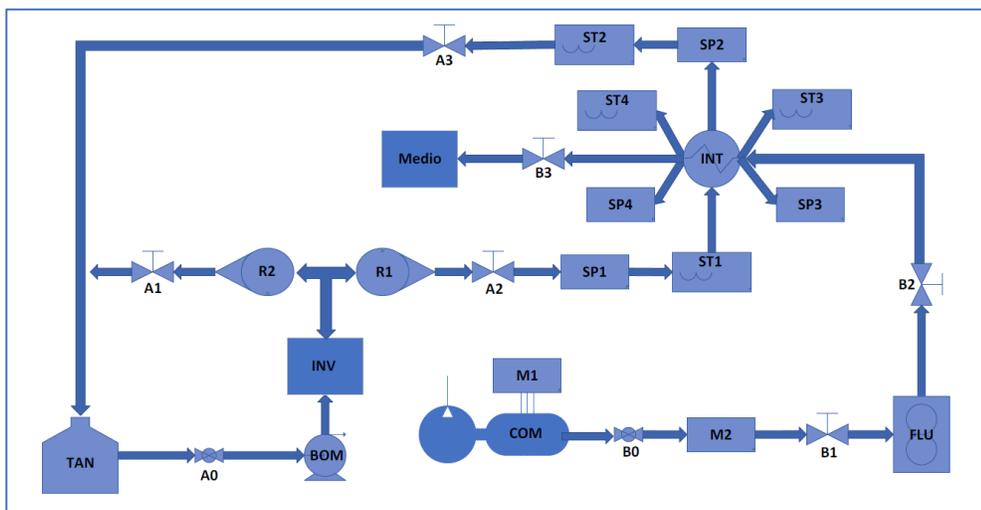
### 3.2. Fabricación del modelo

La fabricación del modelo se divide en dos partes la parte del intercambiador y la parte de la toma de mediciones los modelos mostrados en la **Figura 4** y **Figura 5**, son la parte de la toma de mediciones este modelo fue fabricado en impresión 3D en resina. Se selecciono este método de fabricación debido a que es un método que se encuentra a disposición del proyecto y permite ajustes a lo largo de este.

Para la fabricación del intercambiador se decidió que lo mejor no era unir de forma permanente la esponja con los tubos, esta decisión se tomó a que al construir un modelo que permita modularidad es más fácil realizar cambios en el sistema y obtener variación en las variables, por lo que se decidió soldar los tubos y que el modelos impreso en 3D mostrado en la **Figura 4** se encargue de presionar los tubos a la esponja.

### 3.3. Circuito de pruebas

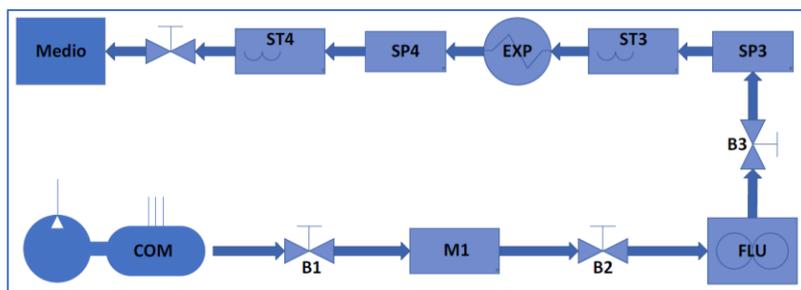
El circuito de pruebas se ha dividido en dos partes: el circuito neumático y el circuito hidráulico, esto se debe a que en ambos circuitos se medirán las mismas dos variables, pero en escalas distintas. Estas dos secciones se unirán por medio del intercambiador de calor compacto, tal y como se muestra en el diagrama de bloques de la **Figura 6**, donde se puede apreciar que los dos parámetros por medir son los valores de temperatura y presión.



**Figura 6.** Circuito experimental. Elaboración propia.

### 3.3.1. Circuito neumático

El circuito neumático es el encargado del transporte del aire desde el compresor hasta el intercambiador de calor. Dicho circuito consta de un compresor, dos válvulas de aguja para ajuste fino, y sensores de presión y temperatura. El circuito neumático se muestra en la **Figura 7**.



**Figura 7.** Montaje del circuito neumático. Elaboración Propia.

#### 3.3.1.1. Compresor

El laboratorio cuenta con un compresor de aire (**Figura 8**). Al tratarse de un compresor que trabaja con pistones, se opera con un ciclo de trabajo de descarga y recarga, es decir, que el compresor se vaciará y luego requerirá un tiempo de inactividad para recargar el tanque. El compresor tiene un sistema de prevención de sobrecarga térmica: en el evento de una temperatura excesiva, el motor se apagará. Se debe asegurar que no haya fugas de aire en el circuito para que el motor del compresor no se esfuerce y se caliente. Los parámetros de operación se muestran en la **Tabla 1**.



**Figura 8.** Compresor de aire BAMBI PT90. Elaboración propia.

**Tabla 1.** Restricciones de operación del compresor.

Presión de trabajo (bar)		Presión interna máx. (bar)	Frecuencia (Hz)	Capacidad (L)	Voltaje (V)	Corriente (A)	Conexión NPT (in)	Ciclo de trabajo (min)	
Mín.	Máx.							Trabajo	Descanso
0	12	8	50	90	240	8.1	½	6.5	3.5

### 3.3.1.2. Caudalímetro de aire/agua

El laboratorio cuenta con un caudalímetro para aire y agua, de área variable (**Figura 9**). Las restricciones de operación del instrumento se muestran en la **Tabla 2**. El caudalímetro funciona con una esfera para marcar el flujo, cuyo material y densidad pueden variar. Por esto, la escala que se usa en el instrumento es proporcional, pero no tiene dimensiones. Los datos de la lectura correspondiente a la escala se muestran en la **Tabla 3**. En este caso los datos corresponden específicamente a una esfera de vidrio y fueron tomados a una temperatura ambiente de 70 °F (21.11 °C) y presión atmosférica de 14.7 psi (1.013529 atm).



**Figura 9.** Caudalímetro MasterFlex MFLX03266-28. Elaboración propia.

**Tabla 2.** Restricciones de operación del caudalímetro.

Rango de escala (adimensional)		Presión máx. (psig)	Temperatura máx. (C°)	Conexión NPT (in)
Mín.	Máx.			
0	65	200	120	1/8

**Tabla 3.** Restricciones de operación de los rotámetros.

Lectura	Aire	Agua
	Flujo (ml/min)	Flujo (ml/min)
5	875	4
10	1389	19

15	1901	33
20	2385	45
25	2882	59
30	3350	70
35	3824	83
40	4271	94
45	4712	105
50	5143	116
55	5550	126
60	5940	137
65	6318	147

### 3.3.1.3. Sensores

Estos sensores se emplean en cualquiera de los dos circuitos, sin embargo, la restricción principal de temperatura se da en el circuito hidráulico. No se debe sobrepasar ningún mínimo o máximo de operación para asegurar la durabilidad y el buen funcionamiento de cualquier sensor en el circuito.

#### 3.3.1.3.1. Presión

El laboratorio cuenta con 5 sensores de presión (**Figura 10**). Estos sensores operan en distintos rangos de presión, según el nivel de sensibilidad que se desee obtener de la señal generada. Las condiciones de operación se muestran en la **Tabla 4**.



**Figura 10.** Sensor de presión marca WIKA. Elaboración propia.

**Tabla 4.** Restricciones de operación de los sensores de presión.

Presión		Temperatura de medio de trabajo (°C)		Corriente (mA)		Voltaje (V)		Conexión
Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	
0	0.4	-40	$T_{med}(T_{amb} < 80) = 200$	4	20	8	35	NPT 1/2"
0	1.0							
0	4.0							

donde  $T_{amb}$  es la temperatura ambiente.

### 3.3.1.3.2. Temperatura

El laboratorio cuenta con 4 sensores de temperatura para flujos en tuberías, todos con el mismo rango de medición (**Figura 11**). Además, se cuenta con un sensor de temperatura sumergible para otros recipientes de líquido (**Figura 12**). Las condiciones de operación se muestran en la **Tabla 5**.

**Tabla 5.** Restricciones de operación de los sensores de temperatura.

Temperatura de medio de trabajo (°C)		Corriente (mA)		Voltaje (V)		Conexión NPT (in)
Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	
-20	200	4	20	10	30	1/2



**Figura 11.** Sensor de temperatura WIKA. Elaboración propia.



**Figura 12.** Sensor de temperatura DALLAS DS18B20. Elaboración propia.

### 3.3.1.4. Válvulas de precisión

Para ambos circuitos, hidráulico y neumático, se cuenta con válvulas de precisión para el control de flujo con alta sensibilidad (**Figura 13**). En cada

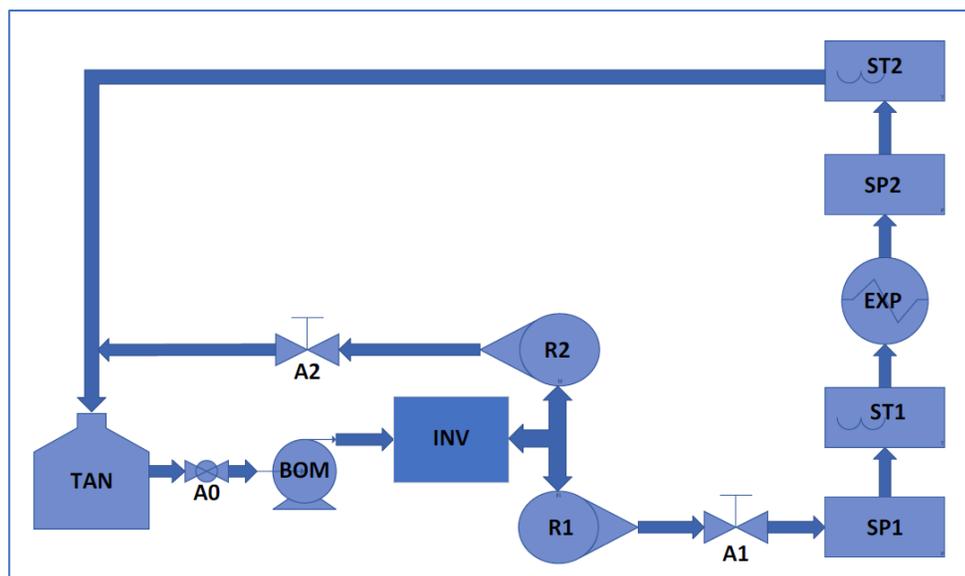
válvula, la perilla puede girar unas 7 vueltas completas, lo cual se debe tomar en cuenta a la hora de operarlas para evitar forzar el mecanismo interno al cerrar o abrir.



**Figura 13.** Válvulas de precisión Hy-Lok. Elaboración propia.

### 3.3.2. Circuito hidráulico

El circuito hidráulico es el encargado del transporte del agua desde la bomba hasta el intercambiador de calor, el circuito consta de una bomba de agua, un variador de frecuencia para el control de la presión de salida de la bomba, válvulas de aguja para ajuste fino, sensores de presión y temperatura. El circuito neumático se muestra en la **Figura 14**.



**Figura 14.** Montaje del circuito hidráulico. Elaboración Propia.

### *3.3.2.1. Tanque*

El tanque es el reservorio y el sumidero de agua del circuito (**Figura 15**). En él se debe aplicar cualquier tratamiento que se haga al fluido para evitar los daños a las tuberías y equipos. La condición ideal es que se encuentre cubierto para evitar la acumulación de contaminantes del ambiente.

### *3.3.2.2. Bomba*

La bomba es de propulsión a chorro y está diseñada para operar idealmente con agua (**Figura 16**). Aun así, la bomba puede operar también con otros líquidos no corrosivos y de baja viscosidad, no inflamables ni explosivos, sin gas ni partículas sólidas o fibrosas. Las condiciones de operación se muestran en la **Tabla 6**.



**Figura 15.** Tanque de agua de acero inoxidable. Elaboración propia.



**Figura 16.** Bomba a chorro LEO AJM75. Elaboración propia.

**Tabla 6.** Restricciones de operación de la bomba a chorro.

Temperatura máx. (°C)		Potencia de salida (kW)		Caudal máx. (L/min)	Cabeza de agua (m)		pH del líquido		Voltaje (V)	Conexión NPT (in)
Motor / medio	Fluido *	Mín .	Máx .		Succión	Propulsión	Mín .	Máx .		
60	40	0.3	2.2	140	9	90	6.5	8.5	*120	1

\* La bomba se conecta eléctricamente al inverter, que cuenta con una configuración para el suministro a 120 V requerido.

### 3.3.2.3. Inverter

El inverter es un variador de frecuencia (Figura 17) que está conectado eléctricamente a la bomba para regular la frecuencia de ésta y así, también, manipular la presión y el caudal que ella produce. Las condiciones de operación del inverter están sujetas a aquéllas de la bomba, esto incluye las condiciones del líquido de trabajo (Tabla 7). Para operar de manera manual, es decir, en una forma en que se pueda modular la frecuencia de trabajo de la bomba a gusto del operador, es necesario activar esta función en el inverter. Para ello, se debe consultar el manual del dispositivo que está disponible en el equipo de Teams del laboratorio.



**Figura 17.** Inverter o variador de frecuencia DAB Active Driver Plus. Elaboración propia.

**Tabla 7.** Restricciones de operación del inverter.

Temperatura de trabajo (°C)				Frecuencia (Hz)		Presión máx.	Caudal máx. (L/min)	Voltaje (V)	Conexión NPT (in)	
Motor/medio		Fluido		Mín.	Máx.				In	Out
Mín.	Máx.	Mín.	Máx.			Mín.	Máx.			
0	50	4	40	12	50	*	**	240	1 ½	1 ¼

#### 3.3.2.4. Manómetros

El manómetro conectado directamente a la bomba indica la presión del flujo líquido que pasa a través de ella como primera etapa de medición en el circuito. No es una medición fina de la presión y es un manómetro de referencia visual simplemente para ajustes gruesos al flujo del circuito. Se cuenta con 3 manómetros para estos propósitos (Figura 18, Tabla 8).



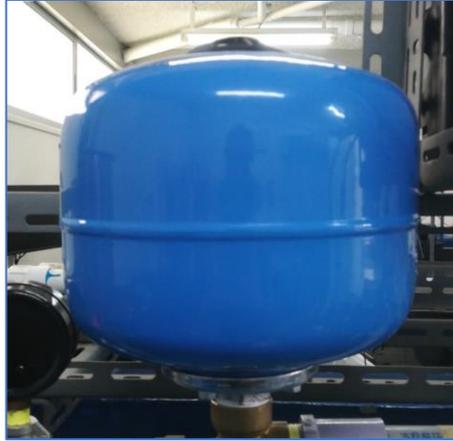
**Figura 18.** Manómetros de ajuste grueso. Elaboración propia.

**Tabla 8.** Inventario de manómetros de ajuste grueso.

Capacidad (psi)	Cantidad	Conexión NPT (in)
30	1	1/4
100	1	
145	1	

### 3.3.2.5. Balón

El balón es un tanque de aire llenado a presión (Figura 19), que proporciona una presión de respuesta en la bomba para evitar que el motor deba hacer muchos arranques durante la operación. Es una forma de asegurar que la bomba no se apague cuando la demanda de agua es baja. También provee una protección contra el golpe de ariete. Las condiciones de operación se muestran en la **Tabla 9**.



**Figura 19.** Balón de aire de 2.5-8 bar. Elaboración propia.

**Tabla 9.** Restricciones de operación del balón de aire a presión.

Temperatura máx. (°C)		Capacidad (L)	Conexión NPT (in)
Mín.	Máx.		
-10	99	5	¾

### 3.3.2.6. Rotámetros

El circuito hidráulico cuenta con dos rotámetros para agua (Figura 20), que operan de acuerdo con lo mostrado en la **Tabla 10**.



**Figura 20.** Rotámetros de líquidos Flowmics. Elaboración propia.

**Tabla 10.** Restricciones de operación de los rotámetros.

Capacidad (GPM)		Conexión NPT (in)
Mín.	Máx.	

0.5	5	1
-----	---	---

### 3.4. Caracterización del circuito de pruebas

Para poder realizar las pruebas de evaluación del intercambiador de calor mencionado anteriormente era necesario la construcción del circuito de pruebas mencionado en la sección 1.3 de la Metodología, el cual fue implementado en el Laboratorio de Materiales Porosos y Celulares ubicado en el CIEMTEC, para esto se pensó en el acomodo físico de tanto la totalidad de los equipos involucrados en las pruebas, como del compresor y la bomba.

Como se muestra en la **Figura 21** el tanque de agua, la bomba y el inverter se ubicaron los más cerca posible entre ellos, además cercanos a una pila de agua que cuenta con suministro y desagüe de agua. Estos tres equipos trabajan dependiendo unos de los otros, por lo que ubicarlos cerca de los otros era más cómodo para su manejo. También, la cercanía de la pila a estos elementos es necesaria en caso de tener que vaciar el tanque.



**Figura 21.** Ubicación física del tanque, bomba e inverter. Elaboración propia.

En la **Figura 22** se muestra la ubicación de compresor, esta fue pensada de esta manera por el hecho de que este equipo cuenta con ruedas, lo que facilita el

guardado justo debajo de la mesa de cemento, permitiendo una mayor comodidad de trabajo. Es importante recalcar que, en caso de usarse, sí se debe sacar del lugar de guardado, ya que los compresores de este tipo, por encima del tanque, necesitan que el espacio a una distancia de 30 cm a la redonda se encuentre libre durante su ciclo de trabajo, pues esto facilita la absorción del aire y no fuerza al equipo.



**Figura 22.** Ubicación física del compresor. Elaboración propia.

En la **Figura 23** se muestra el área en donde se realizaron las pruebas del intercambiador. La escogencia de este lugar se debe a la cercanía del suministro de agua de la bomba y de la ubicación de la computadora encargada de la toma de datos.



**Figura 23.** Ubicación del área experimental. Elaboración propia.

### 3.4.1. Protocolo de trabajo

Para la realización de las pruebas primero fue necesario crear un protocolo de trabajo que garantice la repetibilidad de las pruebas, así como asegurar el correcto funcionamiento de los equipos. Como se mencionó anteriormente el circuito de pruebas se puede ver como dos circuitos juntos, el de agua y el de aire. Primero, se brindan a continuación los pasos que se deben seguir para poner en funcionamiento el circuito de agua:

1. Con los equipos desconectados se siguen los siguientes pasos:
  - a. Verificar el estado de la bomba en caso de que haya estado más de 15 días en desuso.
  - b. Para verificar el estado de la bomba se toma un destornillador Phillips y se suelta la rejilla plástica que protege las aspas del abanico.
  - c. Desplazar con la mano suavemente las aspas hasta que estas se muevan libremente.
  - d. Colocar nuevamente la rejilla protectora.
  - e. Verificar que la válvula que esta entre la bomba y el tanque se encuentre totalmente abierta.
  - f. Verificar que las válvulas que se encuentran después de los rotámetros se encuentren abiertas.
  - g. Verificar que el tanque se encuentre lleno hasta la mitad como mínimo.
  - h. Verificar que la válvula de desagüe se encuentre cerrada.
2. Conectar el inverter.
3. Para poner el inverter en modo manual se debe oprimir al mismo tiempo los botones “+, -, SET” hasta que en la pantalla aparezca FP.
4. Regular la frecuencia a 20 Hz con los botones “+, -”.
5. Asegurar que el agua tenga un camino libre (que las válvulas de paso se encuentren abiertas)
6. Presionar el botón de Run/Stop hasta que aparezca RUN en la pantalla.
7. Presionar los botones “+, -, MODE” hasta que empiece a trabajar la bomba.
8. Variar la frecuencia hasta la frecuencia de trabajo deseada.

Luego de encender el circuito de agua también es necesario iniciar el circuito de aire. Los siguientes pasos aseguran el buen funcionamiento del equipo:

1. Lo primero es revisar que la válvula de entrada se encuentre totalmente cerrado, la válvula de desagüe se encuentre totalmente abierta y la válvula de entrada al circuito se encuentre totalmente cerrada.
2. Conectar la manguera que conecta el compresor y el circuito de aire.
3. Después, hay que asegurar que la válvula de paso de aire del compresor se encuentre cerrada.
4. Conectar el compresor a corriente y encenderlo.
5. Regular la presión de salida del compresor a 15 psi, máximo.
6. Abrir la válvula de salida del compresor.
7. Abrir lentamente la válvula de entrada asegurando que la presión que se lea en el manómetro no sea mayor a 1 psi.
8. Si se usan manómetros analógicos se debe seguir el paso 9, si se usan sensores de presión digitales brincar al paso 10.
9. Abrir lentamente la válvula de entrada al circuito vigilando que la presión que se lea en el manómetro que se encuentra después de esta válvula no supere el 70% de su capacidad de lectura.
10. En caso de que la presión sea muy pequeña y no se puedan leer los datos cerrar lentamente la válvula de desagüe vigilando que la presión en el circuito no sobrepase el 70% de la capacidad de los manómetros que se estén utilizando (esto evita dañar los manómetros).

#### *3.4.1.1. Protocolo de toma de datos*

Para realizar la toma de datos es necesaria la intervención de al menos dos personas: una persona encargada del circuito de aire y otra persona encargada del circuito de agua, así como de la parte computacional para configurar, registrar y monitorear la toma de los datos.

Una vez que ambos circuitos estén encendidos y listos para el inicio de la prueba, en el circuito de agua se deberá fijar, por medio del inverter y las

válvulas que se encuentran justo después de los rotámetros, el flujo volumétrico requerido en la prueba. Cabe mencionar que este flujo solo se puede variar de manera manual.

Una vez establecido el caudal de agua requerido se sigue con la parte computacional, en donde primero se verifica que todo está conectado correctamente, ingresando luego al programa dentro del software LabVIEW que controla la adquisición de los datos. Seguido se seleccionan los canales físicos dentro del software para todos los sensores por utilizar y se escoge el nombre del archivo y la configuración requerida, inmediatamente se abren las válvulas de aire y se regula al caudal requerido de aire de manera manual, controlándolo con el flujómetro de aire y con la válvula de control manual ubicada antes del flujómetro.

Cuando se han seguido todos los pasos anteriores y se comprueba que todo ya está funcionando correctamente, se inicia la toma de datos. En particular, para las pruebas realizadas se estableció un tiempo de 30 segundos por cada toma de datos, y fueron medidos haciendo uso de un cronómetro. Pasados los 30 segundos, se detiene la toma de datos, se guarda el archivo y se varía el caudal de aire, repitiendo el proceso hasta que se tomen las mediciones para todos los caudales de aire establecidos.

Después de que todos los datos para cada caudal de aire se han tomado se cierra la entrada de aire al circuito y se cambia el caudal de agua al siguiente caudal establecido. De nuevo, este proceso se repite hasta que todos los valores elegidos para los caudales de agua se hayan medido en combinación con todos los caudales de aire establecidos.

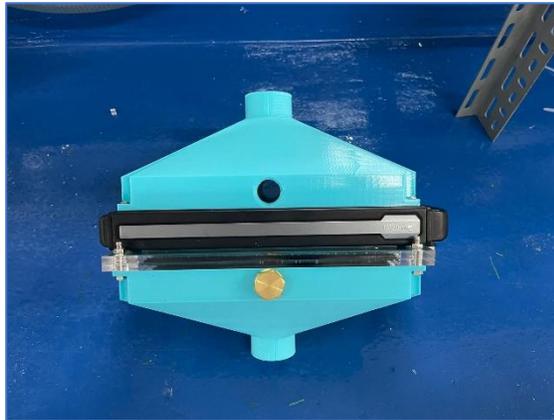
## 4. Resultados y Análisis

En esta sección se muestran los resultados obtenidos y realizados en seis pruebas bajo seis configuraciones distintas que serán detalladas en los apartados siguientes. Además, se comparan los resultados de cada prueba entre sí para comprobar cómo varía la diferencia de temperatura ( $\Delta T$ ) en el aire en cada corrida. Si se desea consultar la totalidad de la información recolectada, en los anexos del documento se adjuntan las tablas completas con los datos calculados o medidos.

### 4.1. Resultados

#### 4.1.1. Prueba de funcionamiento

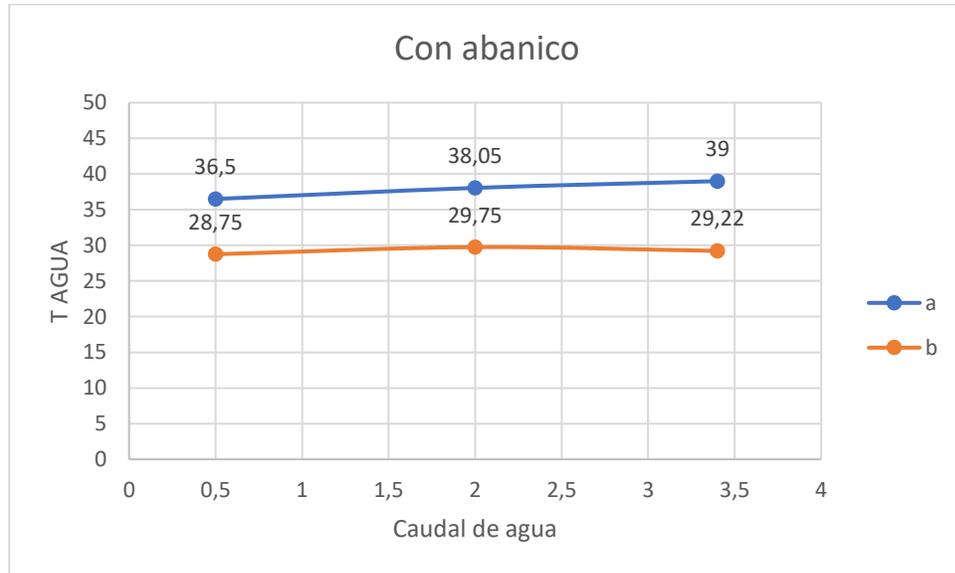
Para poder comprobar el funcionamiento de los sensores y equipos del circuito se realizan pruebas por separado en cada circuito, esto con el fin de obtener una aproximación inicial del comportamiento de las diferentes variables que se pueden variar y medir para las pruebas. Teniendo esto en consideración, se le realizaron primero pruebas al circuito de hidráulico utilizando un intercambiador de calor comercial de 240mm para enfriar computadoras, como el que se muestra en la **Figura 24**.



**Figura 24.** Intercambiador de calor comercial para pruebas. Elaboración propia.

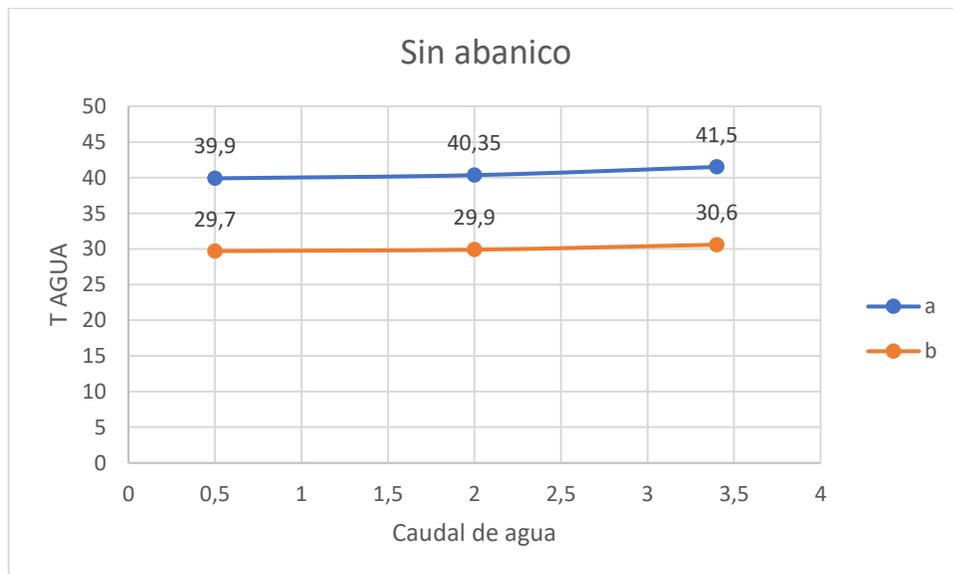
Para poder comprobar que los sensores de temperatura logren medir pequeños cambios de temperatura, se colocaron abanicos encima del

intercambiador de calor y se realizaron pruebas con y sin los abanicos de computadora, con el fin de identificar los posibles cambios en la temperatura de entrada y salida del intercambiador.



**Figura 25.** Medición de temperatura a diferentes caudales utilizando un abanico.

Elaboración Propia.



**Figura 26.** Medición de temperatura a diferentes caudales sin abanico. Elaboración

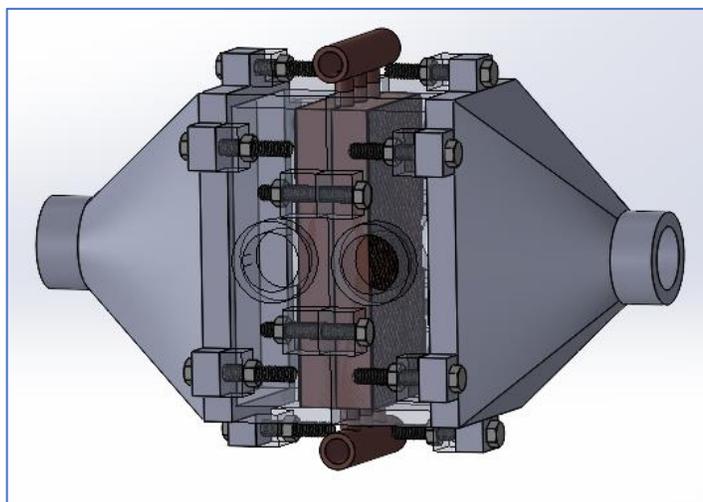
Propia.

Las pruebas realizadas en esta sección solo sirven como pruebas de comprobación de equipos ya que estas pruebas no son comparables con las demás debido a que las condiciones en las que se tomaron fueron distintas,

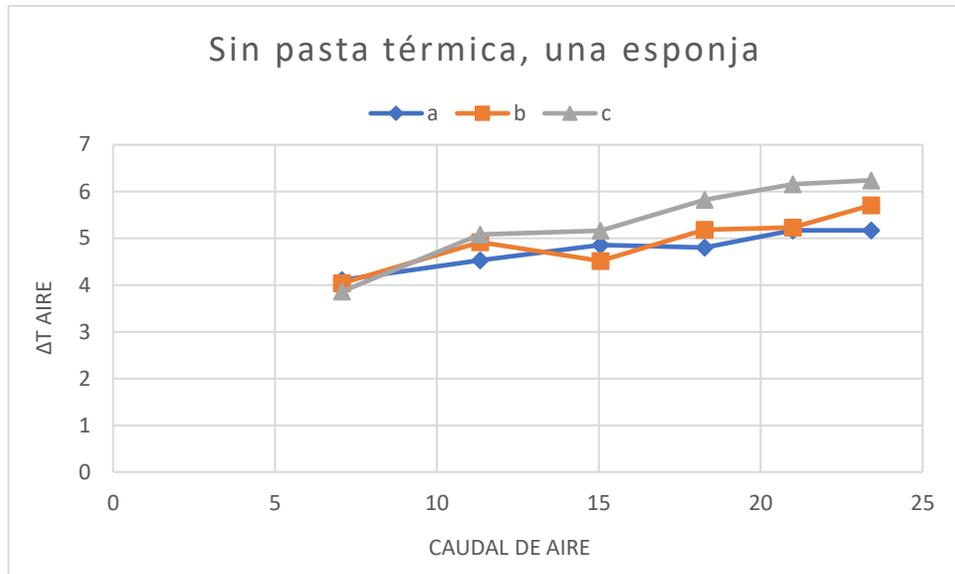
además, estas pruebas sirvieron para comprobar fugas en el circuito y como realizar el montaje y desmontaje del experimento.

#### 4.1.2. Primera prueba

Para la primera prueba se utilizó el intercambiador diseñado tal y como se puede apreciar en la **Figura 27**. En particular, el intercambiador consta de dos secciones cónicas piramidales por donde ingresa el aire (fluido que enfría el sistema), pasa por la matriz porosa y sale hacia el ambiente exterior. Por otro lado, se cuenta con tubos de cobre que transportan agua (fluido por enfriar) y que pasan a través de la estructura celular. El contacto de la esponja con los tubos no tiene nada en medio, solo existe el contacto cobre-a-cobre de la esponja con los tubos. Esta prueba se realizó con tres caudales de agua diferentes, siendo evaluados luego 6 caudales de aire distintos. La Figura 28 muestra los resultados obtenidos.



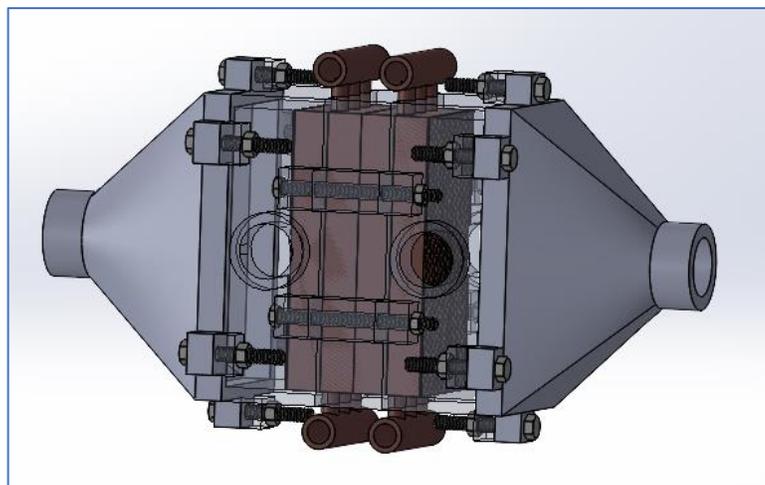
**Figura 27.** Configuración utilizada para dos esponjas. Elaboración propia.



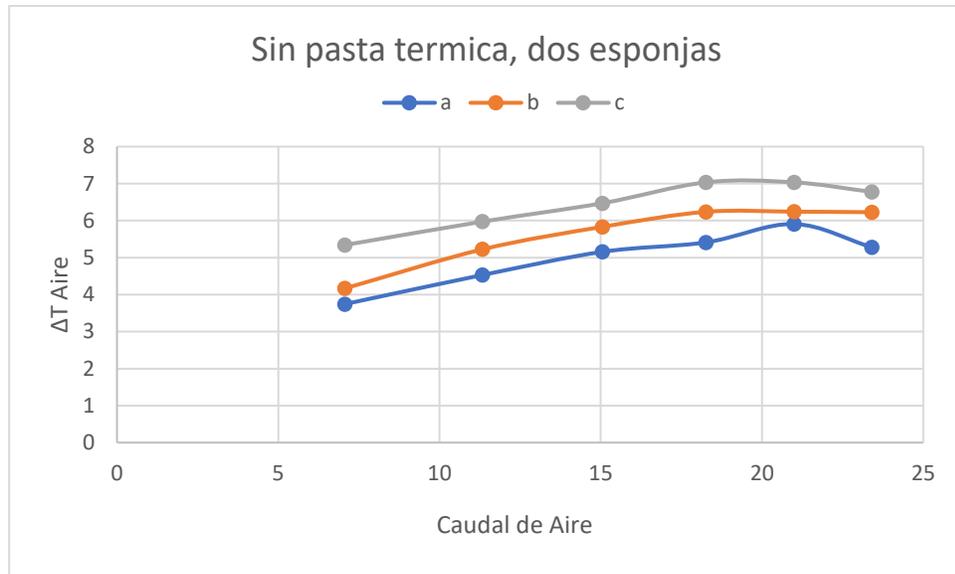
**Figura 28.**  $\Delta T$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) para una esponja, sin pasta térmica, y a diferentes flujos de aire para un caudal de agua de a) 0.5, b) 1.75, y c) 3 gal/min. Elaboración propia.

#### 4.1.3. Segunda prueba

Para la segunda prueba se evaluaron los mismos caudales, tanto de aire como de agua, pero aumentado considerablemente el área del intercambio térmico, pues en lugar de utilizar tres tubos de cobre que pasan por el medio de una sola esponja, se utilizan en cambio seis tubos de cobre con el doble de esponjas, tal y como se ilustra en la **Figura 29**. La **Figura 30** muestra los resultados obtenidos.



**Figura 29.** Configuración utilizada para dos esponjas. Elaboración propia.



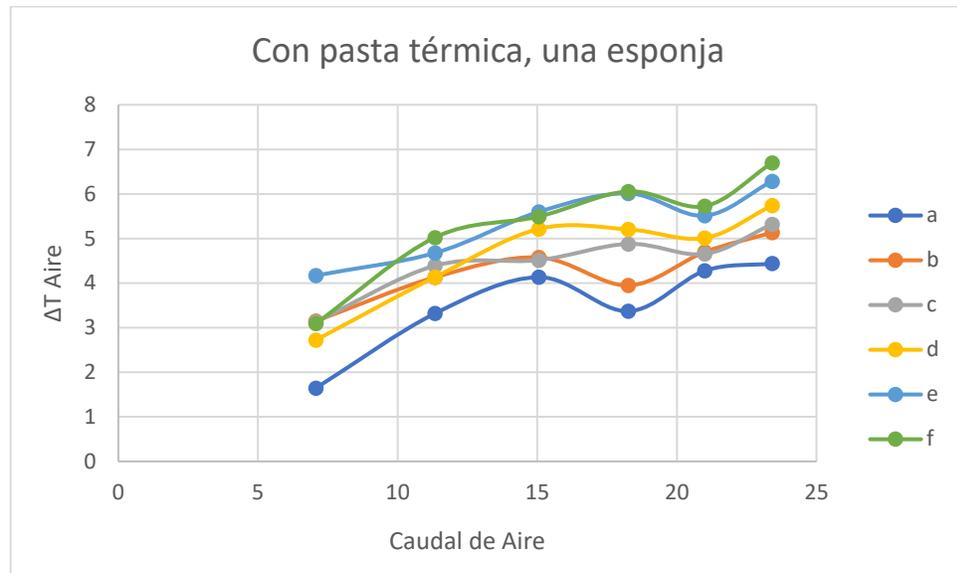
**Figura 30.**  $\Delta T$  (°C) para dos esponjas y seis tubos de cobre, sin pasta térmica, y a diferentes flujos de aire para un caudal de agua de a) 0.5, b) 1.75, y c) 3 gal/min, respectivamente. Elaboración propia.

#### 4.1.4. Tercera prueba

Para la tercera prueba se introduce la utilización de pasta térmica bajo la hipótesis que aumenta el área de contacto y la conductividad térmica entre el tubo de cobre y la esponja. Esta prueba se realiza con la misma configuración descrita para la primera prueba, pero usando pasta térmica entre los tubos y la esponja. Además, en este experimento se toma la decisión de recolectar datos para una mayor cantidad de caudales de agua, para un total de seis, los cuales son 0.5 gal/min, 1 gal/min, 1.5 gal/min, 2 gal/min, 2.5 gal/min y 3 gal/min.

Como se nota en la **Figura 31**, los gráficos del “a” al “f” muestran un aumento en el  $\Delta T$  conforme se aumenta el caudal del aire, pero en todos los gráficos, cerca de la cuarta iteración, se muestra como tienen un descenso antes del final. Esto se debe a que en las pruebas el compresor tiene un cierto volumen de aire y cuando este volumen se gasta, el compresor se debe encender de nuevo para volver a llenar este volumen. Al realizar las pruebas es normal que el compresor vaya gastando poco a poco el aire almacenado y, casualmente, es en esta iteración para cada caudal de aire que el compresor inicia su ciclo para

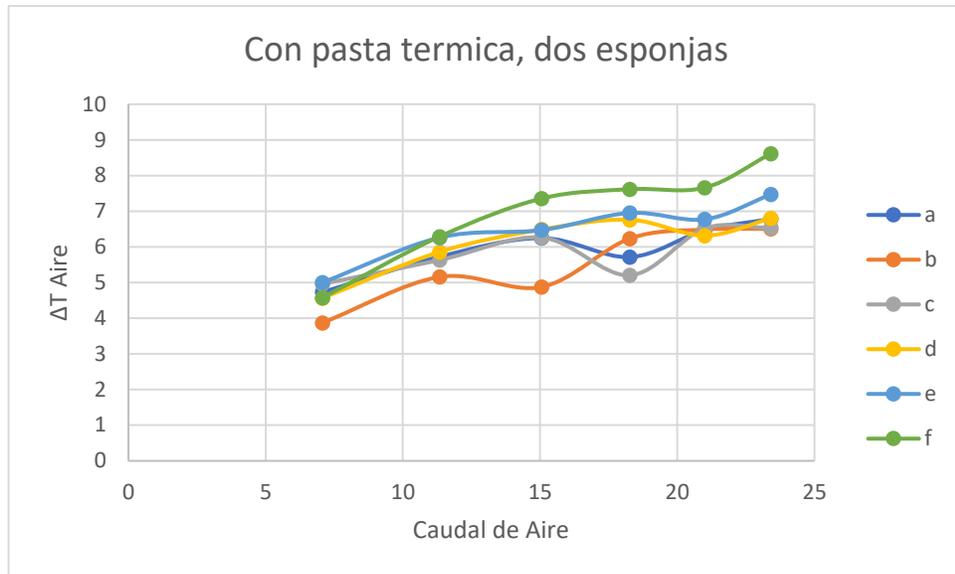
llenarse de nuevo de aire, por ende, se decidió cerrar el suministro de aire al intercambiador durante el periodo de llenado del compresor.



**Figura 31.**  $\Delta T$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) para una esponja, con pasta térmica, y a diferentes flujos de aire para un caudal de agua de a) 0.5, b) 1.0, c) 1.5, d) 2.0, e) 2.5, y f) 3 gal/min, respectivamente. Elaboración propia.

#### 4.1.5. Cuarta prueba

Esta prueba se realizó bajo las mismas condiciones de la segunda prueba, pero con la utilización de pasta térmica entre el tubo y la esponja, de igual manera se realizaron mediciones para los seis caudales de agua descritos anteriormente. En cada uno de estos caudales de agua se recolectaron datos para los seis caudales de aire usuales. La **Figura 32** muestra los resultados obtenidos para cada iteración del experimento.



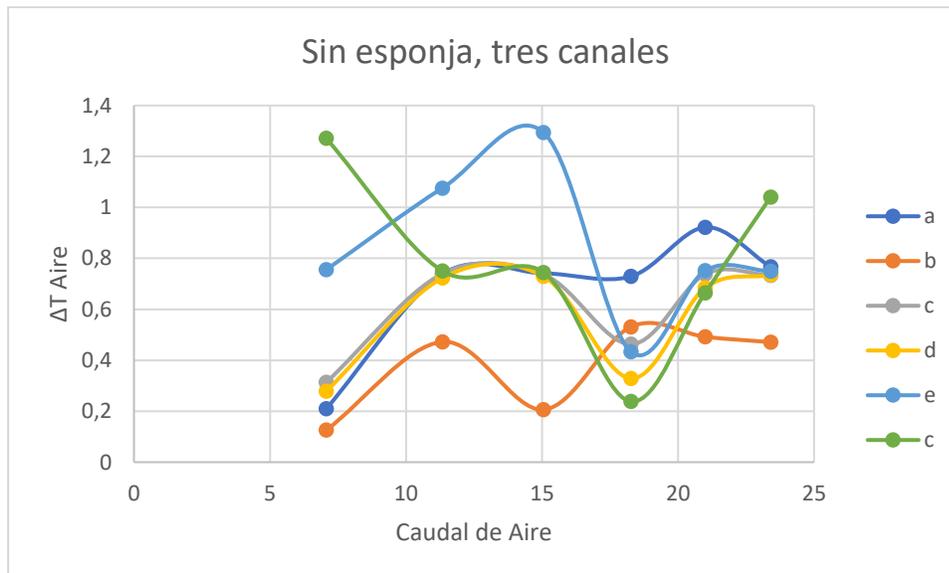
**Figura 32.**  $\Delta T$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) para dos esponjas, seis tubos, con pasta térmica, y a diferentes flujos de aire para un caudal de agua de a) 0.5, b) 1.0, c) 1.5, d) 2.0, e) 2.5, y f) 3 gal/min, respectivamente. Elaboración propia.

#### 4.1.6. Prueba cinco

Para la prueba cinco se mide cual es el  $\Delta T$  en el intercambiador sin utilizar las esponjas, solo los tubos de cobre. En los resultados obtenidos, y que son mostrados en la **Figura 34**, es necesario resaltar que se mencionan tres conductos, esto se debe a que cada conducto general por el que pasa el agua se divide luego en tres conductos que atraviesan la matriz porosa del material, tal y como se muestra en la **Figura 33**. Las condiciones y variación de los caudales de aire y agua se mantienen tal y como se han trabajado en las dos pruebas anteriores.



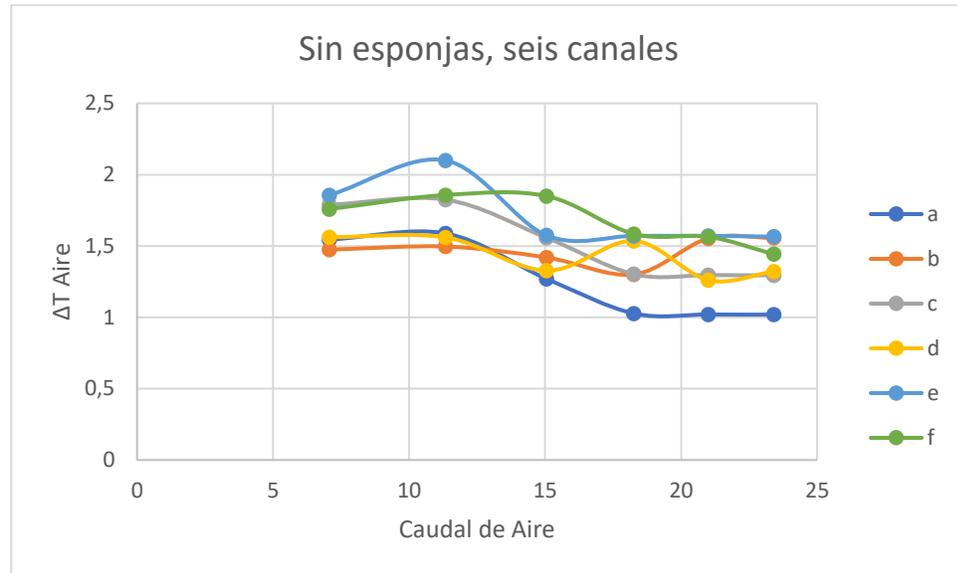
**Figura 33.** Conducto de agua diseñado y fabricado en cobre. Elaboración propia



**Figura 34.**  $\Delta T$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) para tres conductos a diferentes flujos de aire para un caudal de agua de a) 0.5, b) 1.0, c) 1.5, d) 2.0, e) 2.5, y f) 3 gal/min. Elaboración propia.

#### 4.1.7. Prueba seis

Para la prueba seis y última, se utilizaron seis conductos de agua sin ningún tipo de material en contacto con ellos. La **Figura 35** muestra los resultados obtenidos para los caudales de agua y aire ensayados.

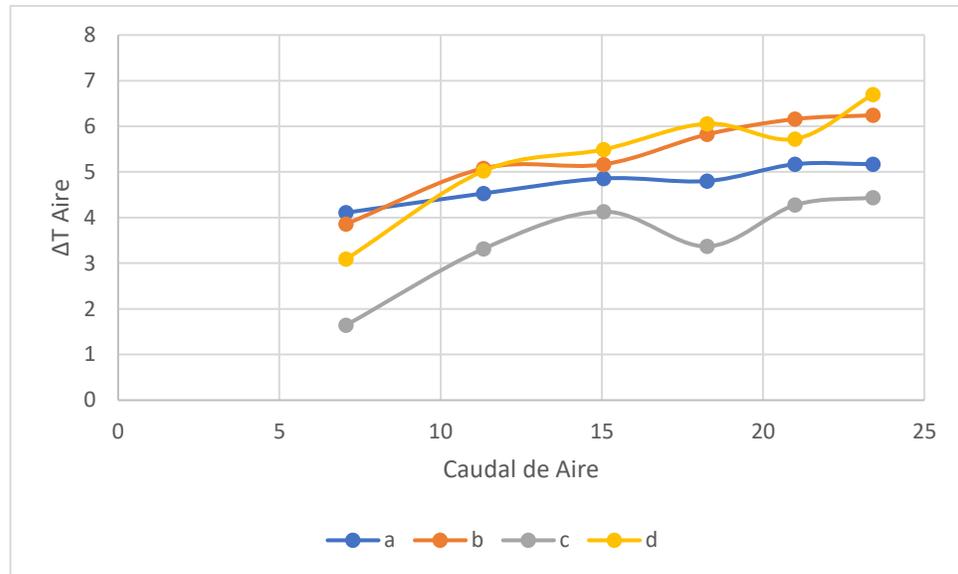


**Figura 35.**  $\Delta T$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) para seis conductos a diferentes flujos de aire para un caudal de agua de a) 0.5, b) 1.0, c) 1.5, d) 2.0, e) 2.5, y f) 3 gal/min. Elaboración propia.

#### 4.2. Análisis de datos

##### 4.2.1. Comparando una esponja con pasta térmica vs una esponja sin pasta térmica.

Para poder realizar esta comparación primero se debe comprender que, en ambos casos, no se registraron los datos con los mismos caudales de agua, por lo que los caudales que son comparables solo están para 0.5 y 3.0 gal/min, que son los valores de flujo de agua que podemos encontrar en común en ambas pruebas.



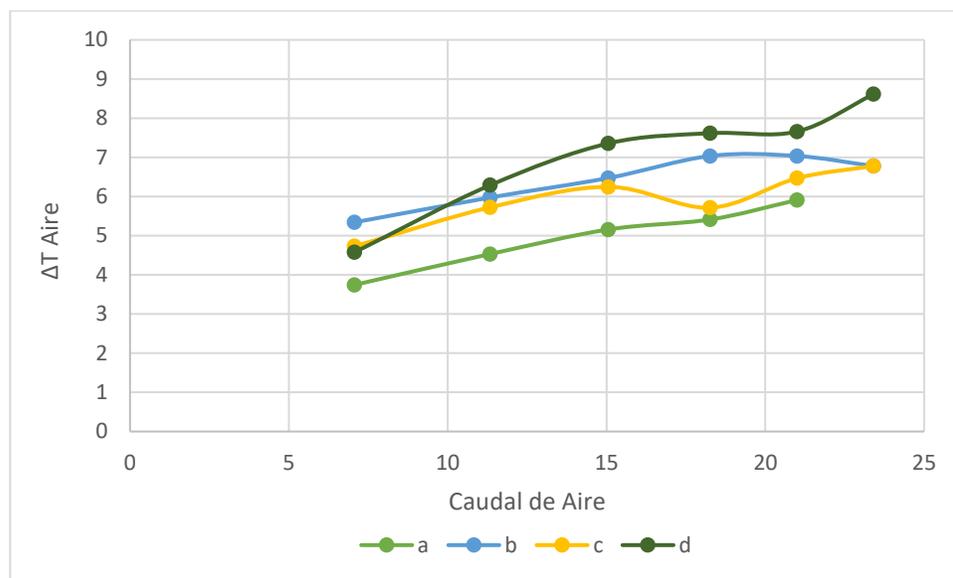
**Figura 36.** Comparación de  $\Delta T$  ( $^{\circ}C$ ) para una esponja a) sin pasta térmica a 0.5 gal/min, b) sin pasta térmica a 3.0 gal/min, c) con pasta térmica a 0.5 gal/min, y d) con pasta térmica 3.0 gal/min. Elaboración propia.

Comparando los datos mostrados en los gráficos de la **Figura 36** para 0.5 gal/min y 3 gal/min, se puede ver que el  $\Delta T$  máximo obtenido en la configuración de una esponja sin pasta térmica es de  $5.17^{\circ}C$  y el obtenido cuando se utiliza pasta térmica es de  $4.43^{\circ}C$ . Lo anterior indica un mayor intercambio cuando no se utilizó pasta térmica. Ahora, las mínimas mediciones obtenidas durante los experimentos son de  $4.18^{\circ}C$  sin pasta y  $1.64^{\circ}C$  con pasta térmica, por lo que el cambio de temperatura entre el inicio y el final de las mediciones recolectadas es mayor cuando se utilizó pasta térmica.

Si vemos los gráficos cuando el caudal de agua es de 3 gal/min se obtuvo un máximo cambio de temperatura de  $6.24^{\circ}C$  sin pasta y  $6.69^{\circ}C$  con pasta, indicando un aumento del  $\Delta T$  cuando se colocó la pasta. Las mínimas mediciones muestran  $3.86^{\circ}C$  sin pasta y  $3.09^{\circ}C$  con pasta mostrando que cuando se puso la pasta térmica la transferencia de calor entre el tubo y la espuma a lo largo del tiempo mejoró.

#### 4.2.2. Comparando dos esponjas con pasta térmica vs dos esponjas sin pasta térmica

Este caso exhibe también el mismo inconveniente mencionado anteriormente, los datos en ambos experimentos no fueron tomados en los mismos puntos, pero concuerdan en la primera y última medición. La Figura 37 muestra la comparación para los diferentes escenarios y valores estudiados.



**Figura 37.** Comparación de  $\Delta T$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) para una esponja a) sin pasta térmica a 0.5 gal/min, b) sin pasta térmica a 3.0 gal/min, c) con pasta térmica a 0.5 gal/min, y d) con pasta térmica 3.0 gal/min. (Elaboración propia).

Cuando el caudal de agua es de 0.5 gal/min se obtuvo un  $\Delta T$  de  $5.90^{\circ}\text{C}$  para las dos espumas sin pasta térmica y  $6.78^{\circ}\text{C}$  para el escenario cuando se utilizó pasta térmica, indicando un aumento de  $0.88^{\circ}\text{C}$  cuando el caudal de agua es bajo, demostrando que la utilización de la pasta térmica beneficia la disipación de calor.

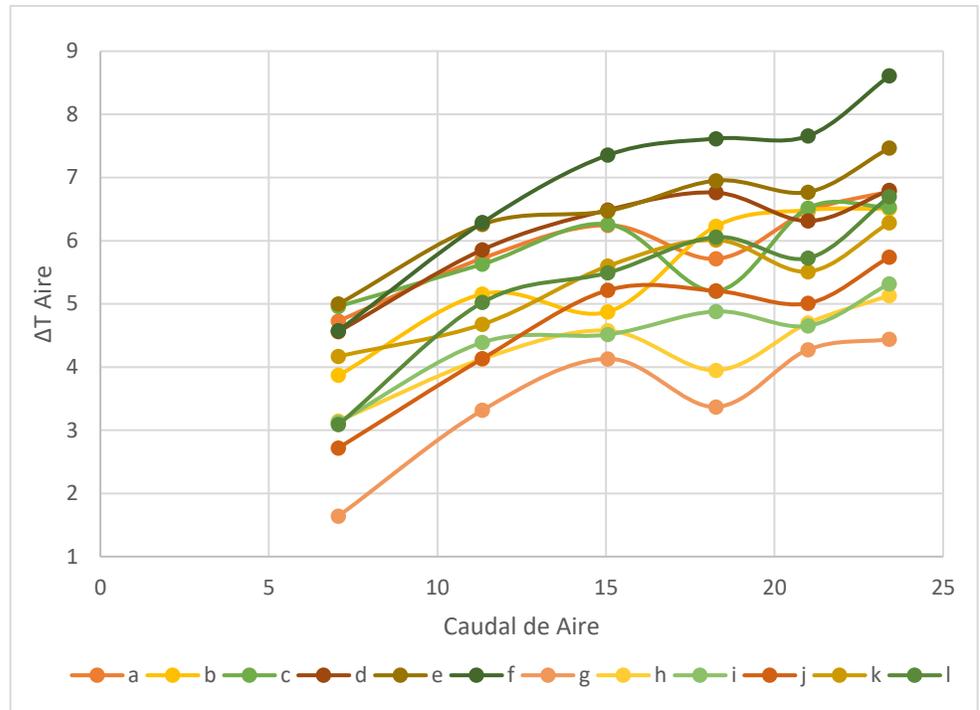
En la **Figura 37** se muestra como la utilización de la pasta térmica mejora el  $\Delta T$  del aire, de tal modo que si se compara la curva “b” (alto caudal de agua y sin pasta térmica) es similar a la curva “c”, pero esta se da a un bajo caudal y con pasta térmica.

Cuando el caudal es de 3 gal/min el  $\Delta T$  sin pasta térmica observado es de  $6.77^{\circ}\text{C}$  en su máxima medición, y  $8.61^{\circ}\text{C}$  cuando se coloca la pasta térmica, indicando un aumento de  $1.84^{\circ}\text{C}$  si se comparan ambos valores. Esto demuestra que entre más caudal de agua el intercambio de calor se ve beneficiado. Si se analizan ambas grafica se aprecia que, en la mayoría del tiempo de medición, el  $\Delta T$  es mayor cuando se utiliza pasta térmica.

#### 4.2.3. Comparando dos esponjas con pasta térmica vs una esponja con pasta térmica

Al comparar la misma condición anteriormente detallada, pero para la pasta térmica cuando se utilizan una o dos esponjas, se pretende comprobar si el cambio en la superficie de contacto afecta la transferencia calor. En la **Figura 38** se muestra la totalidad de las gráficas de comparación obtenidas con pasta y sin pasta térmica

Se puede notar que cuando se utiliza pasta térmica y se aumenta la superficie de contacto, el intercambio es mejor. De hecho, las gráficas de la “a” a la “f” presentan valores mayores de  $\Delta T$  del aire, si se comparan con las curvas de la “g” a la “l”. Esto demuestra experimentalmente que, efectivamente, el aumento de la superficie de contacto si beneficia la transferencia de calor entre estos materiales.

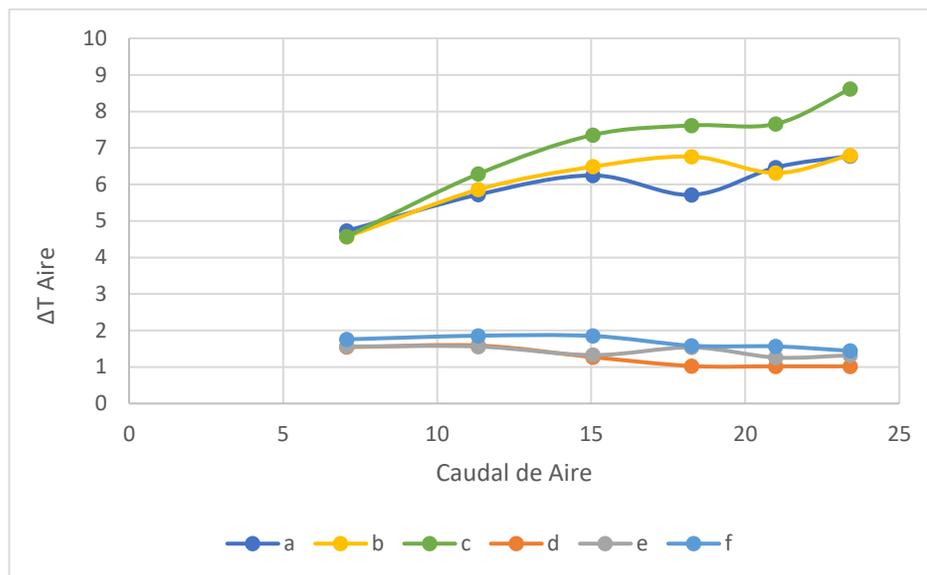


**Figura 38.** Comparación para esponjas con pasta térmica. Las curvas de la “a” a la “f” son las gráficas con dos esponjas, mientras que de la “g” a la “l” muestran las curvas con solo una esponja. Elaboración propia.

#### 4.2.4. Comparando dos esponjas con pasta térmica vs seis conductos sin esponja.

En la **Figura 39** se puede apreciar una notable diferencia entre usar un material que ayude a disipar y transferir el calor, como lo son las esponjas metálicas, a no usar ningún tipo de material además de los tubos de cobre. Este material “adicional” (las esponjas, en este caso de estudio) se comportan como sumideros de calor, en donde el calor se transfiere por conducción y se disipa por convección al aire. También, como estos sumideros de calor aumentan considerablemente el área de contacto con el aire, la transferencia de calor se da de manera más eficiente [7]. Un sumidero de calor seleccionado adecuadamente ayuda a disminuir considerablemente la temperatura, como se muestra en la **Figura 39**, ya que las curvas “c” y “f” muestran los resultados obtenidos cuando el caudal de agua es de 3 gal/min. Además, se nota como la curva “c”, que

es la que tiene un sumidero de calor con área de contacto aumentada (dos esponjas) y pasta térmica, exhibe el  $\Delta T$  del aire mayor. Por último, hay que recalcar que las curvas, cuando se usó pasta térmica, sobrepasan en su totalidad a las curvas cuando no se utilizó este componente.



**Figura 39.** Comparación entre dos esponjas con pasta térmica y seis conductos de aire sin material de por medio. Las curvas de la “a” a la “c” muestran las gráficas de dos esponjas con pasta térmica, mientras las curvas de la “d” a la “f” son aquellas con seis conductos de agua y sin esponjas de por medio.

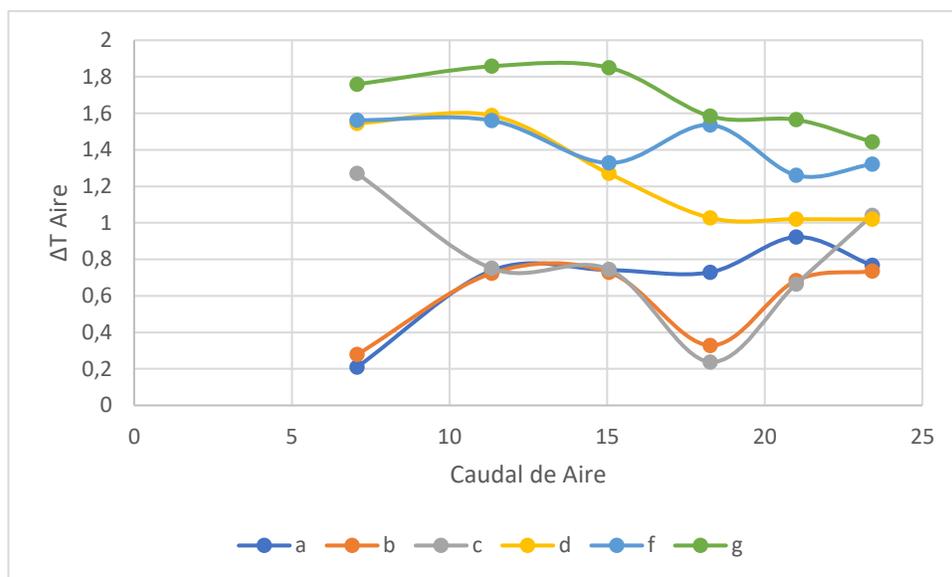
Elaboración propia.

#### 4.2.5. Seis conductos sin esponja vs tres conductos sin esponja

En la **Figura 40** se compara la configuración con tres conductos de agua con la de seis conductos de agua, ambos sin utilizar esponjas. Para cada prueba se muestran tres caudales: 0.5, 2.0 y 3.0 gal/min de agua. Si se analizan las tres curvas inferiores, “a”, “b” y “c” se logra visualizar que, con solo aumentar la cantidad de conductos por los que circula el agua, la disipación de calor aumenta.

En esta comparación lo más destacable es ver cómo, al no tener un flujo de aire constante durante toda la prueba, el compresor necesitaba arrancar cada tanto para llenar el tanque nuevamente de aire, lo que

provocaba que el experimento se detuviera por un momento, lo que resultaba en que cuando se reanudaba la toma de datos, al disipador de calor le costaba volver al  $\Delta T$  de aire conseguido antes del “apagón” del compresor, y es por esto por lo que se notan puntos muy bajos en los datos medidos.



**Figura 40.** Comparación para tres y seis tubos de cobre sin esponja metálica. Las curvas de la “a” a la “c” corresponden a las mediciones con tres conductos de agua, mientras las gráficas de la “d” a la “f” contienen los datos para seis conductos de agua. Elaboración propia.

## 5. Conclusiones

La investigación sobre el estado del arte permitió guiar el diseño y la fabricación de los intercambiadores de calor implementados, que a su vez permitió mejorar los modelos diseñados antes de su fabricación y así seleccionar los materiales adecuados.

Lo mencionado anteriormente se puede apreciar en la selección del método de impresión del modelo diseñado en SolidWorks, ya que, en una primera aproximación y evaluación, se consideró la impresión 3D con filamento de PLA, pues es más rápida y económica, pero el PLA permite pequeñas pérdidas de aire entre las paredes. En cambio, la impresión 3D con resina permite piezas más sólidas por las cuales el aire no se puede filtrar.

Se construyó el circuito de pruebas para el intercambiador de calor, el cual permite tomar mediciones bastante precisas de diversas variables, tales como temperatura, presión y caudal, donde todos estos datos se pueden obtener en los dos circuitos mencionados. Además, la temperatura y presión se miden a la entrada y salida de los caudales de agua y aire, lo que permite obtener gráficos de  $\Delta T$  y  $\Delta P$ .

Se logra evaluar la eficiencia del intercambiador de calor en diferentes condiciones de trabajo y configuraciones de la matriz porosa al realizar cambios en el entorno experimental, tales como lo son utilizar una esponja o dos esponjas, o también el realizar mediciones sin esponjas. Todas estas pruebas permiten evaluar el intercambio de calor buscando siempre la mejor configuración del sistema de pruebas.

Se logran observar como el uso de pasta térmica mejora la transferencia por conducción de los tubos con las esponjas, ya que sin importar si es con dos o una esponja. También se logra observar que las esponjas como sumidero de calor si ayudan notablemente a la disipación de calor.

## 6. Recomendaciones

1. Se recomienda realizar las mediciones sin desconectar el suministro de aire cuando el compresor se enciende para llenar de nuevo el tanque de aire, ya que, al apagar este suministro de aire, el  $\Delta T$  en los datos varía notablemente, alterando la calidad de estos, pues se observa una tendencia decreciente en sus valores de la cual el sistema parece no reponerse.
2. Se recomienda utilizar agua destilada en el experimento, pues el agua destilada dura un año antes de presentar crecimiento de algas en ella, y si el experimento dura varias semanas, el agua almacenada en el tanque puede empezar a presentar coloración y un olor fuerte.
3. Se recomienda mejorar el sello del intercambiador de calor de tal modo que permita que el intercambiador sea desarmado y vuelto a armar sin tener que utilizar silicón bajando los tiempos de espera entre las pruebas. Para esto se recomienda realizar un empaque por medio de impresión 3D en un material flexible como TPU o silicón.
4. Se recomienda mejorar los conductos para el agua. Tubos de cobre con una pared más delgada y uniforme que además la pureza del cobre sea mayor. También en este mismo punto se recomienda mejorar el contacto en la esponja y los tubos por los que pasa el fluido caliente.

## 7. Bibliografía

- [1] “Copper Foam | Duocel® Open Cell Foam Foam”, <https://ergaerospace.com/>.
- [2] F. García-Moreno, “Commercial Applications of Metal Foams: Their Properties and Production”, *Materials 2016*, Vol. 9, Page 85, vol. 9, núm. 2, p. 85, ene. 2016, doi: 10.3390/MA9020085.
- [3] S. Mancin, C. Zilio, A. Diani, y L. Rossetto, “Experimental air heat transfer and pressure drop through copper foams”, *Exp Therm Fluid Sci*, vol. 36, pp. 224–232, ene. 2012, doi: 10.1016/J.EXPTHERMFLUSCI.2011.09.016.
- [4] G. Cicala, L. Cirillo, A. Diana, O. Manca, y S. Nardini, “Experimental Evaluation of Fluid Dynamic and Thermal Behaviors in Compact Heat Exchanger with Aluminum Foam”, *Energy Procedia*, vol. 101, pp. 1103–1110, nov. 2016, doi: 10.1016/J.EGYPRO.2016.11.150.
- [5] J. Banhart, “Manufacture, characterisation and application of cellular metals and metal foams”, *Prog Mater Sci*, vol. 46, núm. 6, pp. 559–632, ene. 2001, doi: 10.1016/S0079-6425(00)00002-5.
- [6] B. Zohuri, *Compact Heat Exchangers*. Cham: Springer International Publishing, 2017. doi: 10.1007/978-3-319-29835-1.
- [7] A. J. GHAJAR y Y. A. ÇENGEL, *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA*, 4a ed. 2011.
- [8] Y. Cengel y J. Cimbala, *Mecánica de fluidos*. McGraw-Hill, 2006.
- [9] M. Meneses-Guzmán, B. Chiné, M. Conejo-Solís, y F. Rodríguez Mendez, “Desarrollo y evaluación de un dispositivo de intercambio térmico con esponja metálica como elemento de transferencia del calor”, *Propuesta Proyecto Investigación VIE-ITCR*. 2019.
- [10] R. K. Shah y D. P. Sekulić, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Wiley, 2003. doi: 10.1002/9780470172605.
- [11] J. He, L. Liu, y A. M. Jacobi, “Air-Side Heat-Transfer Enhancement by a New Winglet-Type Vortex Generator Array in a Plain-Fin Round-Tube Heat Exchanger”, *J Heat Transfer*, vol. 132, núm. 7, jul. 2010, doi: 10.1115/1.4000988.
- [12] H. Huisseune, C. T’Joen, P. De Jaeger, B. Ameel, S. De Schampheleire, y M. De Paepe, “Performance enhancement of a louvered fin heat exchanger by using delta winglet vortex generators”, *Int J Heat Mass Transf*, vol. 56, núm. 1–2, pp. 475–487, ene. 2013, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.09.004.
- [13] M. Dogan, M. Sivrioglu, y O. Yılmaz, “Numerical analysis of natural convection and radiation heat transfer from various shaped thin fin-arrays placed on a horizontal plate-a conjugate analysis”, *Energy Convers Manag*, vol. 77, pp. 78–88, ene. 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2013.09.021.
- [14] O. Laguerre, S. Ben Amara, G. Alvarez, y D. Flick, “Transient heat transfer by free convection in a packed bed of spheres: Comparison between two modelling approaches and experimental results”, *Appl Therm Eng*, vol. 28, núm. 1, pp. 14–24, ene. 2008, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.03.014.

- [15] J. Banhart, “Manufacture, characterisation and application of cellular metals and metal foams”, *Prog Mater Sci*, vol. 46, núm. 6, pp. 559–632, ene. 2001, doi: 10.1016/S0079-6425(00)00002-5.
- [16] J. Banhart, “Metal Foams: Production and Stability”, *Adv Eng Mater*, vol. 8, núm. 9, pp. 781–794, sep. 2006, doi: 10.1002/adem.200600071.
- [17] J. Banhart, “Metal foams - From fundamental research to applications”, *Frontiers in the Design of Materials*, 2005.
- [18] L. -P. Lefebvre, J. Banhart, y D. C. Dunand, “Porous Metals and Metallic Foams: Current Status and Recent Developments”, *Adv Eng Mater*, vol. 10, núm. 9, pp. 775–787, sep. 2008, doi: 10.1002/adem.200800241.
- [19] C. Y. Zhao, T. J. Lu, H. P. Hodson, y J. D. Jackson, “The temperature dependence of effective thermal conductivity of open-celled steel alloy foams”, *Materials Science and Engineering: A*, vol. 367, núm. 1–2, pp. 123–131, feb. 2004, doi: 10.1016/j.msea.2003.10.241.
- [20] M.F. Ashby, A.G. Evans, N.A. Fleck, L.J. Gibson, J.W. Hutchinson, y H.N.G. Wadley, “Metal Foams: A Design Guide”, en *Metal Foams*, Elsevier, 2000, pp. 1–5. doi: 10.1016/B978-075067219-1/50003-9.
- [21] S. D.P., D. Y.M., Z. H., y L. W., “Aluminum foam compact heat exchangers: brazing vs thermal performance”, en *Cellmat 2008 Conference*, Dresden, Germany, 2014.
- [22] C. Y. Zhao, “Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cells”, *Int J Heat Mass Transf*, vol. 55, núm. 13–14, pp. 3618–3632, jun. 2012, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.03.017.
- [23] “Numerical Investigation of Heat Transfer of Aluminum Metal Foam Subjected to Pulsating Flow”, Consultado: el 11 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.comsol.com/paper/numerical-investigation-of-heat-transfer-of-aluminum-metal-foam-subjected-to-pul-18076>
- [24] “Numerical Analysis of Conjugate Heat Transfer in Foams”. Consultado: el 11 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.comsol.com/paper/numerical-analysis-of-conjugate-heat-transfer-in-foams-13301>
- [25] “Thermo-Fluid Dynamic Modeling of Cu Based Metallic Foams for Heat Exchanger Applications”. Consultado: el 11 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.comsol.com/paper/thermo-fluid-dynamic-modeling-of-cu-based-metallic-foams-for-heat-exchanger-appl-15490>
- [26] A. Diani, S. Mancin, C. Zilio, y L. Rossetto, “Experimental and numerical analyses of different extended surfaces”, *J Phys Conf Ser*, vol. 395, p. 012045, nov. 2012, doi: 10.1088/1742-6596/395/1/012045.
- [27] “Analysis of a Metal Foam Heat Exchanger”. Consultado: el 11 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.comsol.com/paper/analysis-of-a-metal-foam-heat-exchanger-37711>
- [28] A. Andreozzi, N. Bianco, M. Iasiello, y V. Naso, “Numerical study of metal foam heat sinks under uniform impinging flow”, *J Phys Conf Ser*, vol. 796, p. 012002, ene. 2017, doi: 10.1088/1742-6596/796/1/012002.
- [29] M. Barbieri, G. Di Ilio, F. Patanè, y G. Bella, “Experimental investigation on buoyancy-induced convection in aluminum metal foams”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 76, pp. 385–393, abr. 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.12.019.

- [30] A. M. Bayomy y Z. Saghir, “Experimental and Numerical Study of the Heat Transfer Characteristics of Aluminium Metal Foam (with/without channels) Subjected to Steady Water Flow”, *Pertanika J Sci Technol*, vol. 25, pp. 221–246, 2016.
- [31] B. Buonomo, A. di Pasqua, D. Ercole, y O. Manca, “Numerical investigation on a Heat Exchanger in Aluminum Foam”, *Energy Procedia*, vol. 148, pp. 782–789, ago. 2018, doi: 10.1016/j.egypro.2018.08.132.
- [32] D. Y. Kim y K. C. Kim, “Thermal performance of brazed metalfoam-plate heat exchanger as an evaporator for organic Rankine cycle”, *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 451–458, sep. 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.225.
- [33] S. Mancin, C. Zilio, A. Cavallini, y L. Rossetto, “Pressure drop during air flow in aluminum foams”, *Int J Heat Mass Transf*, vol. 53, núm. 15–16, pp. 3121–3130, jul. 2010, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.03.015.
- [34] K. Hilal, I. Maid, y N. Lafta, “Experimental Study of Heat Transfer Enhancement by Using Porous Media in Double Tube Heat Exchanger”, vol. 30, 2018.
- [35] G. Wang, C. Qi, Y. Pan, y C. Li, “Experimental study on heat transfer and flow characteristics of two kinds of porous metal foam tubes filled with water”, *Thermal Science*, vol. 22, p. 262, 2017, doi: 10.2298/TSCI171023262W.
- [36] H. Xu, Z. Xing, F. Wang, y C. Zhao, “Convective Transport Characteristics of Nanofluids in Light- Weight Metal Foams with High Porosity”, en *Novel Nanomaterials - Synthesis and Applications*, InTech, 2018. doi: 10.5772/intechopen.72291.

# Anexos

**Tabla A1.** Datos obtenidos en la primear prueba.

Q W (gal/m)	Q A(l/m)	$\Delta TA$
0,5	7,068	4,10872637
0,5	11,337	4,53104851
0,5	15,054	4,85821427
0,5	18,263	4,801581
0,5	20,995	5,17067231
0,5	23,408	5,16985727
1,75	7,068	4,03909482
1,75	11,337	4,91823083
1,75	15,054	4,51658104
1,75	18,263	5,18166935
1,75	20,995	5,23310338
1,75	23,408	5,70675798
3	7,068	3,86106451
3	11,337	5,08000018
3	15,054	5,16615126
3	18,263	5,82289849
3	20,995	6,15819803
3	23,408	6,24139396

**Tabla A2.** Datos obtenidos en la segunda prueba.

<b>Q W (gal/m)</b>	<b>Q A(l/m)</b>	<b><math>\Delta T A</math></b>
0,5	7,068	3,74356833
0,5	11,337	4,53133419
0,5	15,054	5,15737399
0,5	18,263	5,41251359
0,5	20,995	5,90832078
0,5	23,408	5,27796978
1,75	7,068	4,16915456
1,75	11,337	5,22546881
1,75	15,054	5,83259576
1,75	18,263	6,23791237
1,75	20,995	6,24229158
1,75	23,408	6,22688801
3	7,068	5,34114053
3	11,337	5,9741551
3	15,054	6,47170242
3	18,263	7,03450935
3	20,995	7,03453385
3	23,408	6,7768394

**Tabla A3.** Datos obtenidos en la tercera prueba.

<b>Q W (gal/m)</b>	<b>Q A(l/m)</b>	<b><math>\Delta T A</math></b>
0,5	7,068	1,64353755
0,5	11,337	3,31821996
0,5	15,054	4,13186491
0,5	18,263	3,36957551
0,5	20,995	4,27566287
0,5	23,408	4,4396361
1	7,068	3,14779078
1	11,337	4,13057819
1	15,054	4,57698933
1	18,263	3,94900004
1	20,995	4,69727435
1	23,408	5,13346959
1,5	7,068	3,12910746
1,5	11,337	4,3903258
1,5	15,054	4,51513146
1,5	18,263	4,88066042
1,5	20,995	4,65389366
1,5	23,408	5,31906071
2	7,068	2,72134778
2	11,337	4,13476077
2	15,054	5,21587047
2	18,263	5,20634307
2	20,995	5,00976896
2	23,408	5,7415316
2,5	7,068	4,17004824
2,5	11,337	4,67651186
2,5	15,054	5,59805421
2,5	18,263	6,01235966
2,5	20,995	5,51170358
2,5	23,408	6,28501819
3	7,068	3,09058825
3	11,337	5,02352532
3	15,054	5,49274986
3	18,263	6,05706693
3	20,995	5,72434111
3	23,408	6,69782604

**Tabla A4.** Datos obtenidos en la cuarta prueba.

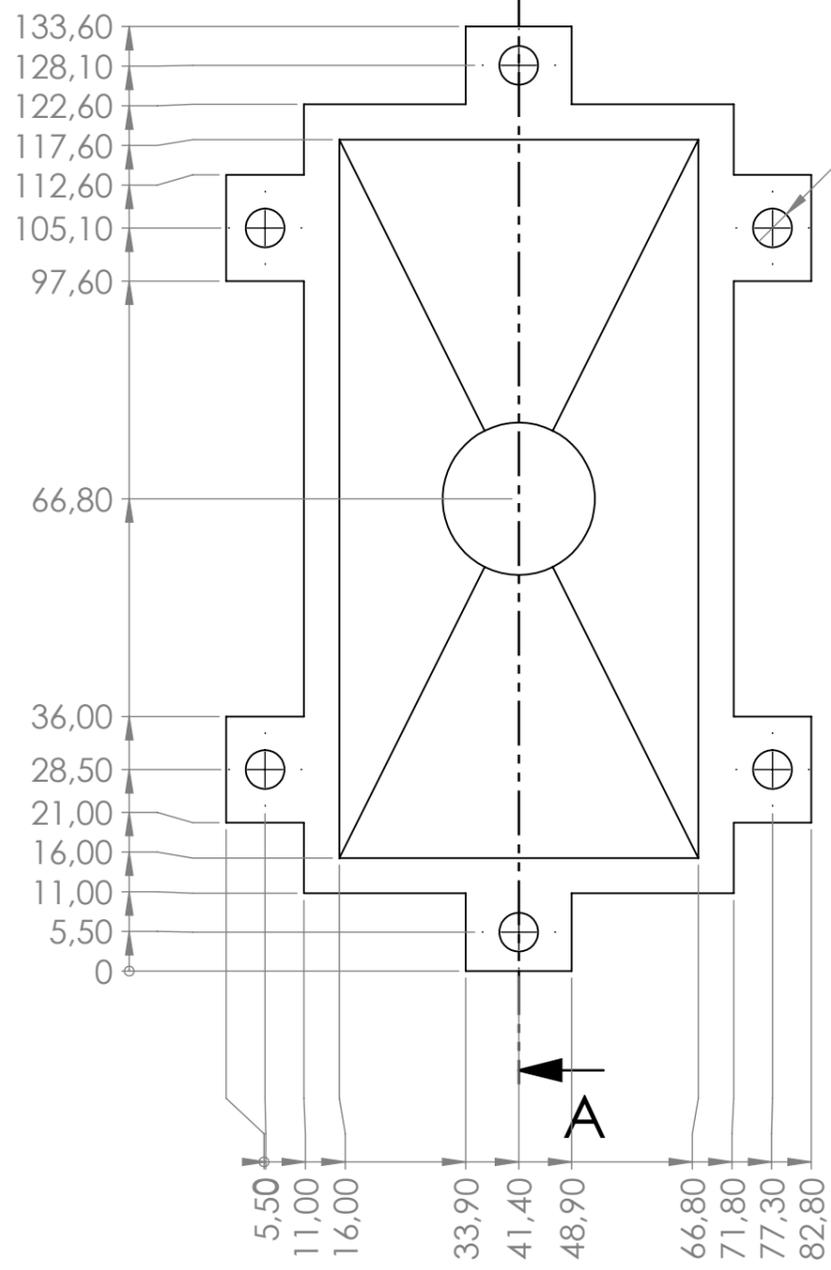
Q W (gal/m)	Q A(l/m)	$\Delta T A$
0,5	7,068	4,728731
0,5	11,337	5,722594
0,5	15,054	6,246226
0,5	18,263	5,713836
0,5	20,995	6,466387
0,5	23,408	6,780621
1	7,068	3,870174
1	11,337	5,156215
1	15,054	4,8746
1	18,263	6,230127
1	20,995	6,485373
1	23,408	6,505816
1,5	7,068	4,960901
1,5	11,337	5,629346
1,5	15,054	6,261349
1,5	18,263	5,202333
1,5	20,995	6,516741
1,5	23,408	6,529839
2	7,068	4,562866
2	11,337	5,857239
2	15,054	6,48612
2	18,263	6,761403
2	20,995	6,313039
2	23,408	6,797768
2,5	7,068	4,998742
2,5	11,337	6,259857
2,5	15,054	6,470161
2,5	18,263	6,95157
2,5	20,995	6,77059
2,5	23,408	7,466637
3	7,068	4,575633
3	11,337	6,288158
3	15,054	7,354993
3	18,263	7,616608
3	20,995	7,658271
3	23,408	8,611095

**Tabla A5.** Datos obtenidos en la quinta prueba.

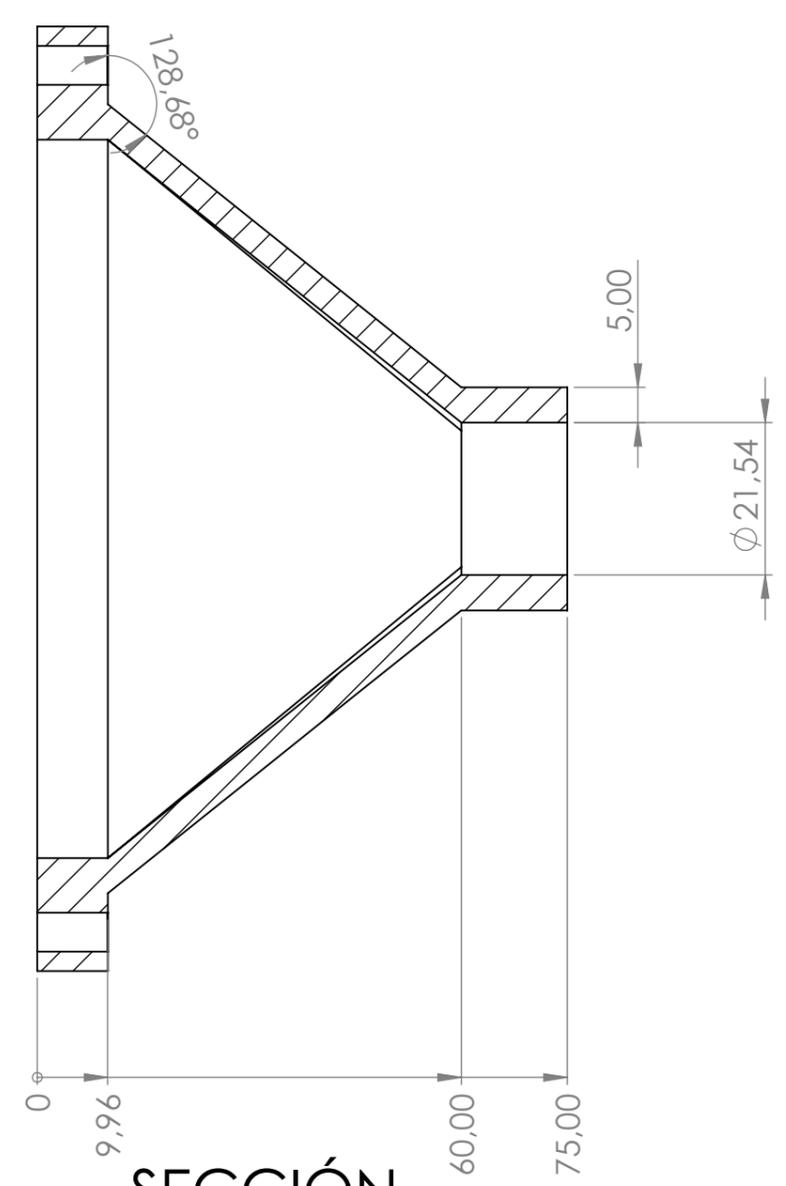
<b>Q W (gal/m)</b>	<b>Q A(l/m)</b>	<b><math>\Delta T A</math></b>
0,5	7,068	0,20965848
0,5	11,337	0,73839133
0,5	15,054	0,74124791
0,5	18,263	0,72909716
0,5	20,995	0,9220588
0,5	23,408	0,76653004
1	7,068	0,12566358
1	11,337	0,47237723
1	15,054	0,20618916
1	18,263	0,53114405
1	20,995	0,4919626
1	23,408	0,4710668
1,5	7,068	0,31322561
1,5	11,337	0,73949864
1,5	15,054	0,73666237
1,5	18,263	0,46288768
1,5	20,995	0,73767361
1,5	23,408	0,73373916
2	7,068	0,27843592
2	11,337	0,72298767
2	15,054	0,72921513
2	18,263	0,32866834
2	20,995	0,68414416
2	23,408	0,73505117
2,5	7,068	0,75544334
2,5	11,337	1,0759393
2,5	15,054	1,29405818
2,5	18,263	0,43381639
2,5	20,995	0,75148657
2,5	23,408	0,74978809
3	7,068	1,271002
3	11,337	0,75074656
3	15,054	0,74496208
3	18,263	0,23817397
3	20,995	0,66466194
3	23,408	1,04102825

**Tabla A6.** Datos obtenidos en la sexta prueba.

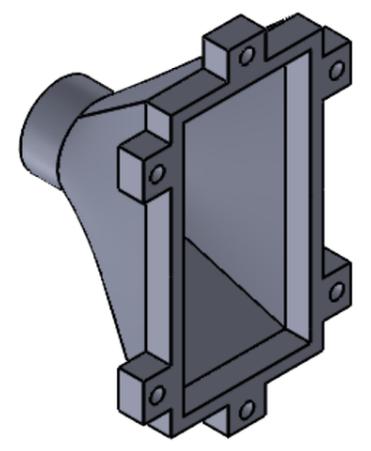
<b>Q W (gal/m)</b>	<b>Q A(l/m)</b>	<b><math>\Delta T A</math></b>
0,5	7,068	1,54480815
0,5	11,337	1,58803469
0,5	15,054	1,27017328
0,5	18,263	1,02726264
0,5	20,995	1,02009813
0,5	23,408	1,01900664
1	7,068	1,47489702
1	11,337	1,49653108
1	15,054	1,419766
1	18,263	1,30103468
1	20,995	1,55310346
1	23,408	1,55681789
1,5	7,068	1,78912305
1,5	11,337	1,8253931
1,5	15,054	1,55812942
1,5	18,263	1,30238829
1,5	20,995	1,29631766
1,5	23,408	1,29467736
2	7,068	1,56200298
2	11,337	1,56058183
2	15,054	1,32778705
2	18,263	1,53623514
2	20,995	1,26071561
2	23,408	1,3213238
2,5	7,068	1,85666346
2,5	11,337	2,10000488
2,5	15,054	1,57437223
2,5	18,263	1,57128433
2,5	20,995	1,57125686
2,5	23,408	1,56536245
3	7,068	1,7589435
3	11,337	1,85745113
3	15,054	1,85002625
3	18,263	1,58431893
3	20,995	1,56478507
3	23,408	1,44297632



6 x  $\phi$  5,50  $\nabla$  20,00  
 $\phi$  5,55 X 60°, Lado cercano



SECCIÓN A-A  
 ESCALA 1 : 1

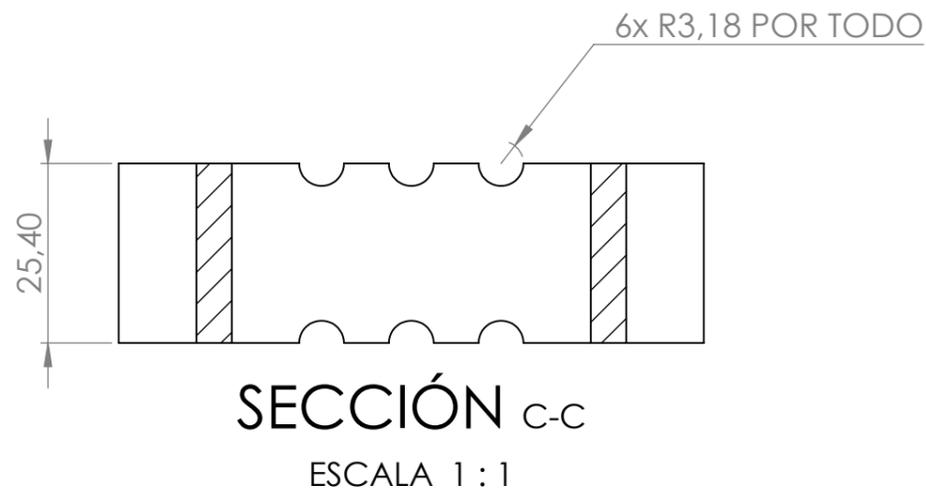
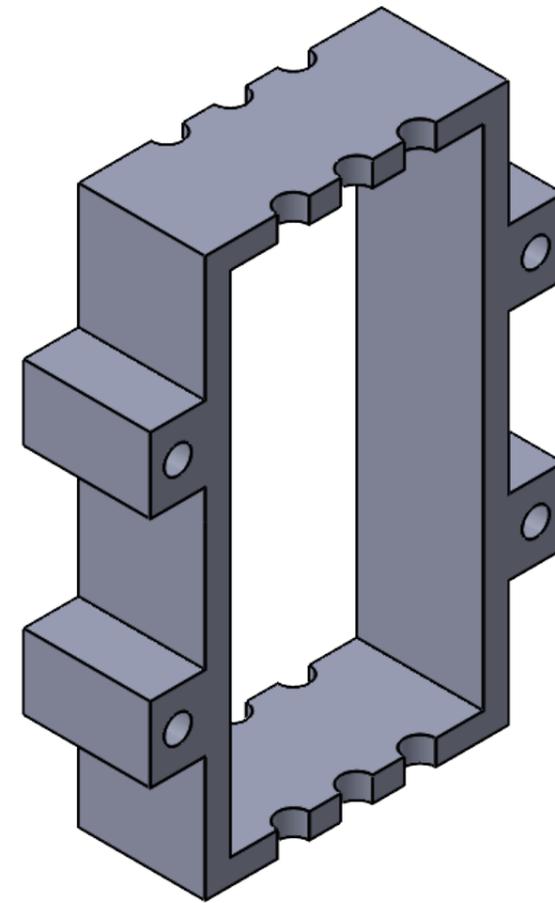
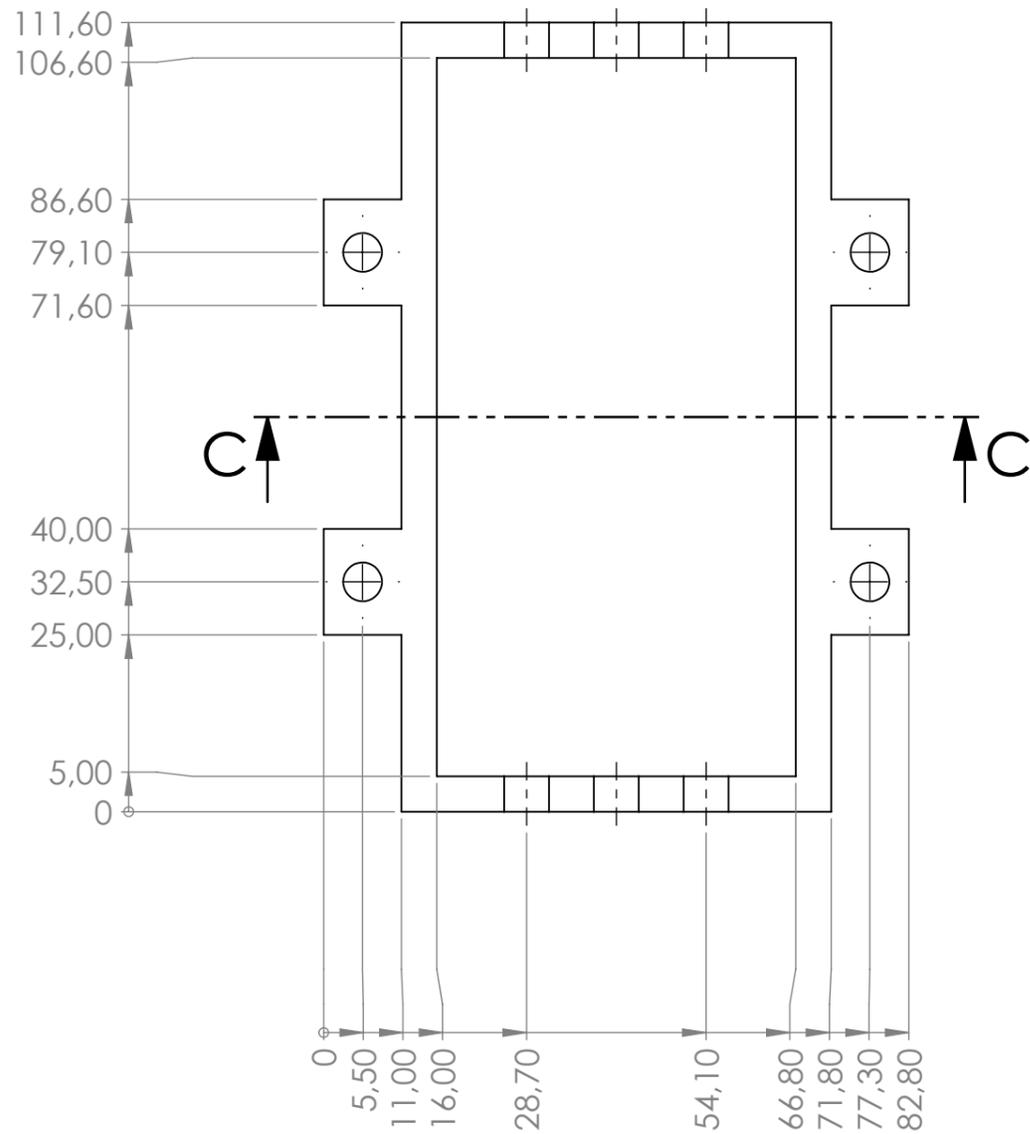


<b>TEC</b> Tecnológico de Costa Rica			Escuela de Ciencia e Ingeniería de los Materiales		
DIBUJ.			Nombre		Fecha
VERIF.			M.Morera		d/m/año
APROB.			--		d/m/año
Sistema			Material		Acabado general:
FIRST ANGLE PROJECTION			Resina		--
Pieza			Pieza inicial		Unidades
Escala			1:1		mm
Formato			A3		Hoja 1 de 7
Peso: -- gramos			Unidades		mm

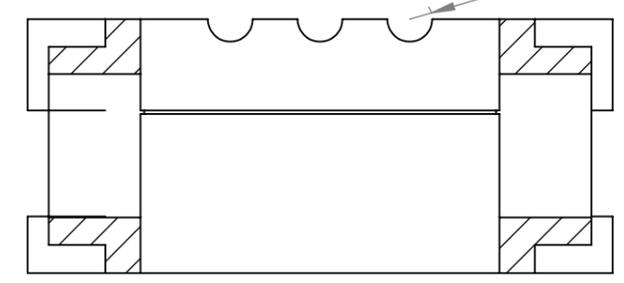
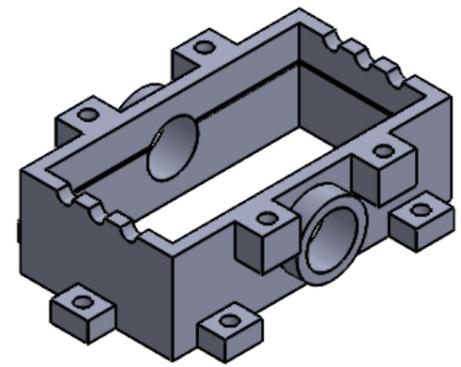
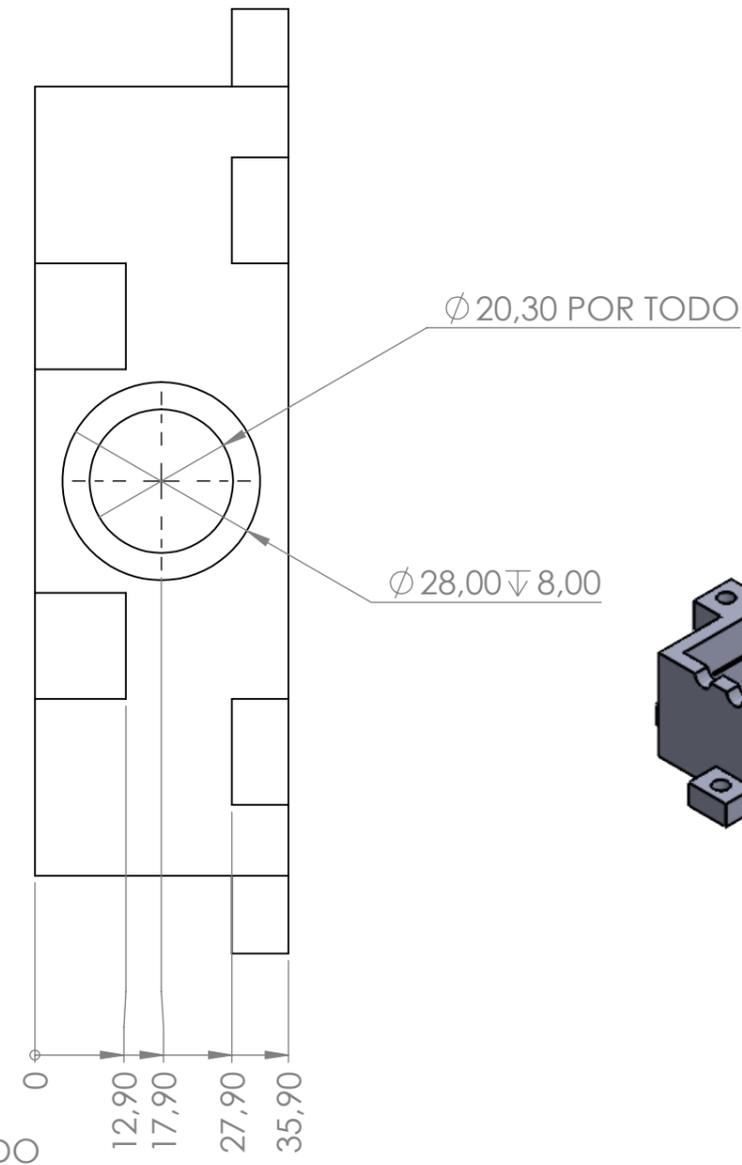
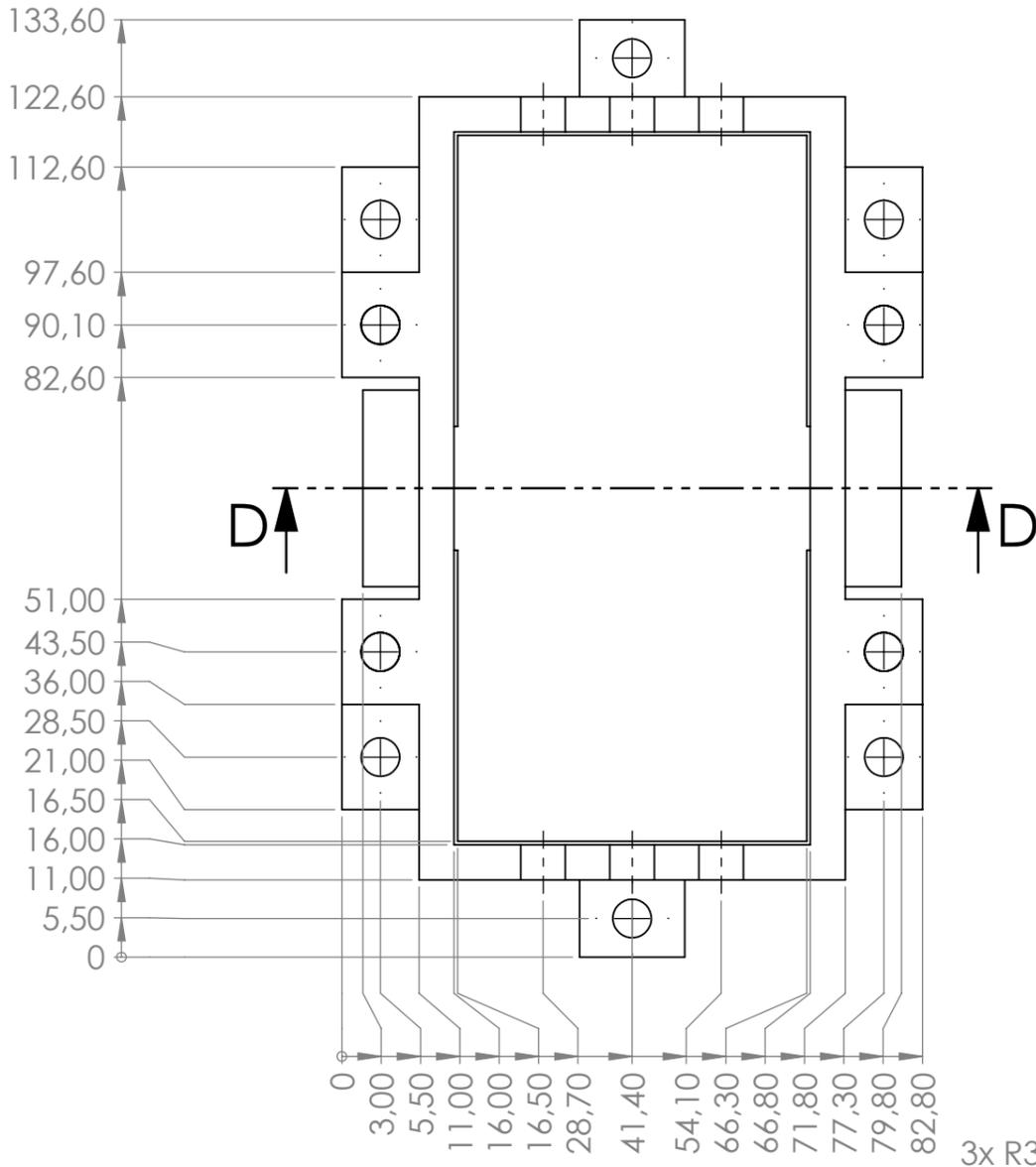
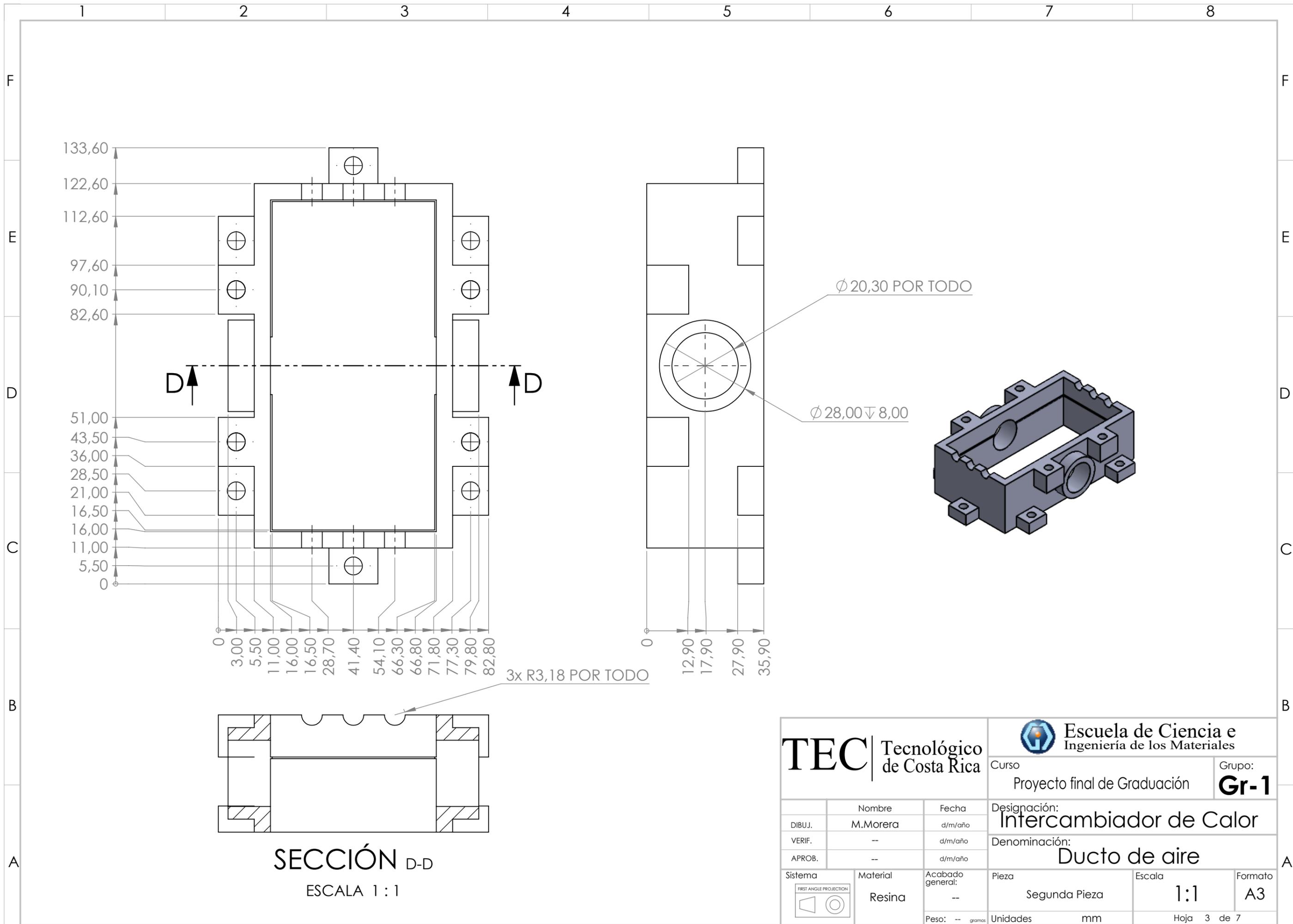
Curso: Proyecto final de Graduación  
 Grupo: **Gr-1**

Designación: Intercambiador de Calor

Denominación: Ducto de Aire

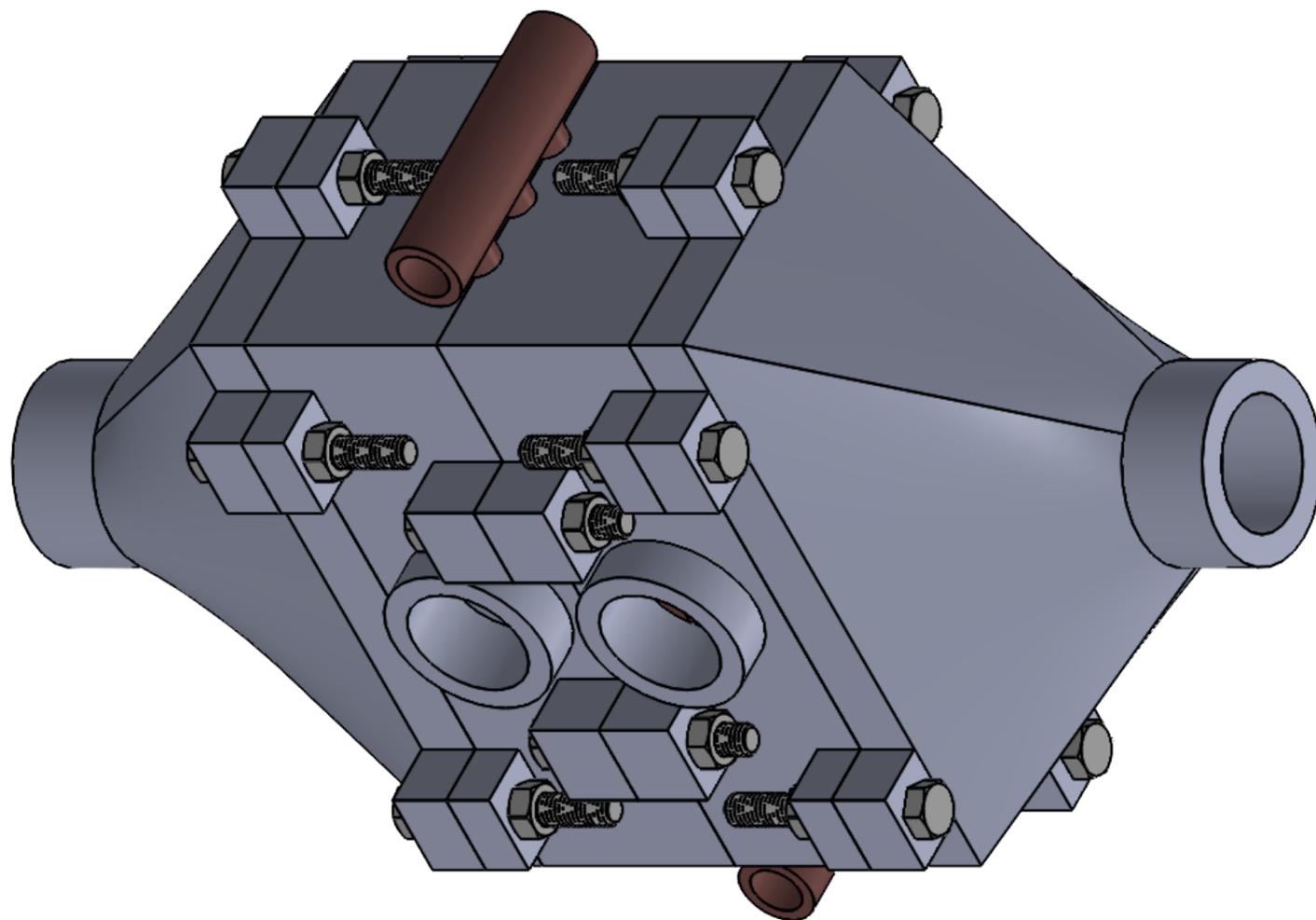


<b>TEC</b> Tecnológico de Costa Rica		Escuela de Ciencia e Ingeniería de los Materiales	
Curso		Grupo: <b>Gr-1</b>	
Proyecto final de Graduación		Designación: <b>Intercambiador de Calor</b>	
DIBUJ. M.Morera		Fecha d/m/año	
VERIF. --		d/m/año	
APROB. --		d/m/año	
Denominación: <b>Ducto de Aire</b>		Pieza Central	
Escala <b>1:1</b>		Formato <b>A3</b>	
Sistema		Material <b>Resina</b>	
Acabado general: --		Peso: -- gramos	
Unidades mm		Hoja 2 de 7	

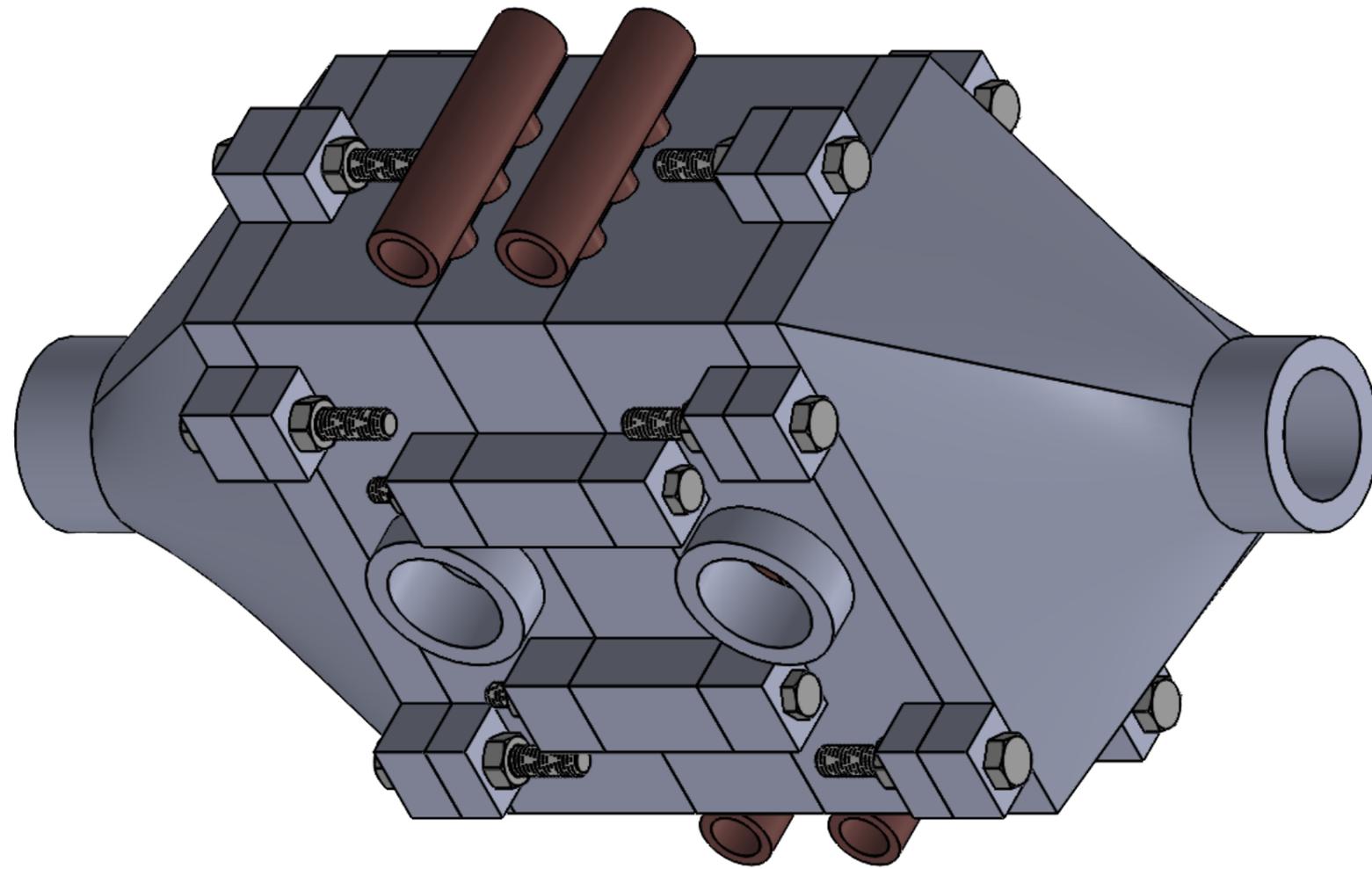


SECCIÓN D-D  
ESCALA 1 : 1

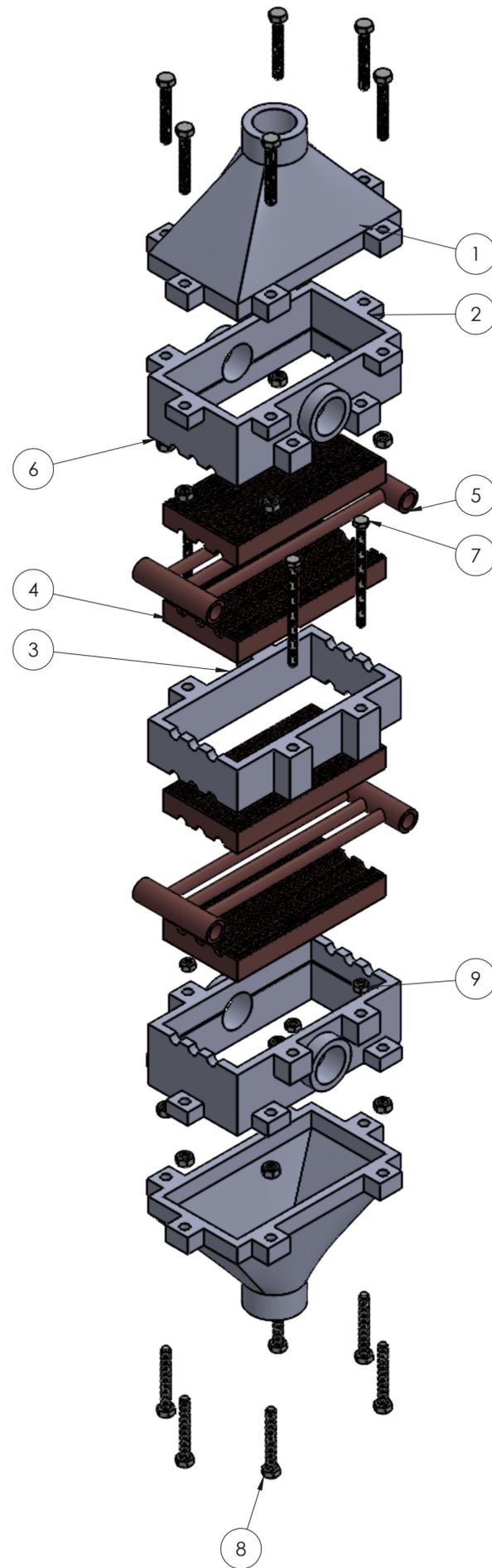
<b>TEC</b> Tecnológico de Costa Rica			Escuela de Ciencia e Ingeniería de los Materiales		
Curso			Proyecto final de Graduación		Grupo: <b>Gr-1</b>
DIBUJ.	M.Morera	Fecha	Designación: Intercambiador de Calor		
VERIF.	--	d/m/año	Denominación: Ducto de aire		
APROB.	--	d/m/año			
Sistema	Material	Acabado general:	Pieza	Escala	Formato
FIRST ANGLE PROJECTION	Resina	--	Segunda Pieza	1:1	A3
Peso: -- gramos			Unidades	mm	Hoja 3 de 7



<b>TEC</b> Tecnológico de Costa Rica			 <b>Escuela de Ciencia e Ingeniería de los Materiales</b>		
			Curso Proyecto final de Graduación	Grupo: <b>Gr-1</b>	
	Nombre	Fecha	Designación:		
DIBUJ.	M.Morera	d/m/año	Intercambiador de Calor		
VERIF.	--	d/m/año	Denominación:		
APROB.	--	d/m/año	Una Esponja		
Sistema	Material	Acabado general:	Pieza	Escala	Formato
	--	--	Ensamble	1:1	A3
		Peso: -- gramos	Unidades	mm	Hoja 4 de 7

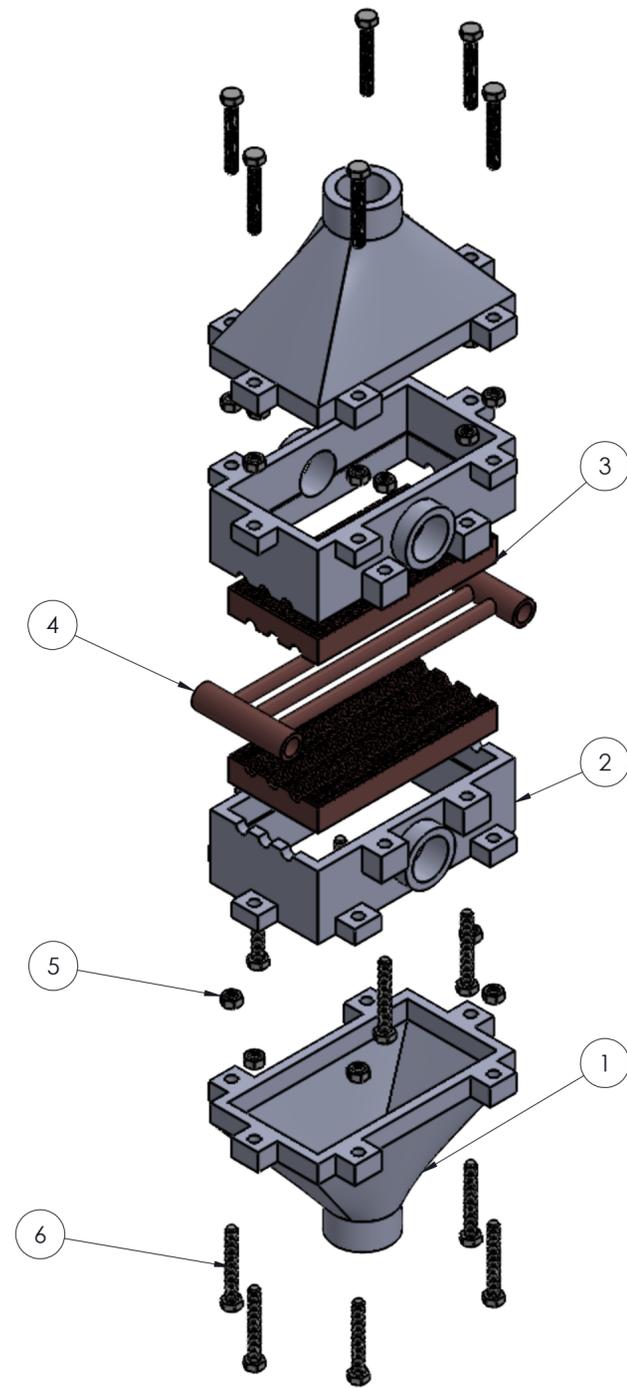


 <b>Tecnológico de Costa Rica</b>			 <b>Escuela de Ciencia e Ingeniería de los Materiales</b>		
			Curso Proyecto final de Graduación		Grupo: <b>Gr-1</b>
			Designación: <b>Intercambiador de Calor</b>		
			Denominación: <b>Dos Esponjas</b>		
DIBUJ.	Nombre M.Morera	Fecha d/m/año	Pieza Ensamble		Formato A3
VERIF.	--	d/m/año	Escala <b>1:1</b>		Hoja 5 de 7
APROB.	--	d/m/año	Unidades mm		
Sistema 	Material --	Acabado general: --	Peso: -- gramos		



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Ducto parte inicial	Resina	2
2	Ducto media Espuma	Resina	2
3	Parte Central intercambiador	Resina	1
4	Espuma	Cobre	4
5	tubo	Cobre	2
6	90592A095	Steel Hex Nut	12
7	91287A060	18-8 Stainless Steel Hex Head Screw	4
8	91287A128	18-8 Stainless Steel Hex Head Screw	12
9	91828A231	18-8 Stainless Steel Hex Nut	4

<b>TEC</b> Tecnológico de Costa Rica			
Escuela de Ciencia e Ingeniería en Materiales			REVISIÓN:
CURSO: Proyecto final de Graduación			<b>A</b>
TÍTULO: Intercambiador de Calor			
PROYECTO: Dos Esponjas			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJA:	M. Morera		d/m/año
VERIFICA:	XXXXX		d/m/año
APRUEBA:	XXXXX		d/m/año
FABR.:	XXXXX		d/m/año
SISTEMA:	ESCALA: 1:2	TOLERANCIAS GENERALES LINEAL: X ± .X ± .XX ± .XXX ± ANGULAR: ±	FORMATO <b>A2</b>
UNIDADES: mm	HOJA 6 DE 7		



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Ducto parte inicial	Resina	2
2	Ducto media Espuma	Resina	2
3	Espuma	Cobre	2
4	tubo	Cobre	1
5	90592A095	Steel Hex Nut	16
6	91287A128	18-8 Stainless Steel Hex Head Screw	16

<b>TEC</b> Tecnológico de Costa Rica			
Escuela de Ciencia e Ingeniería en Materiales			REVISIÓN:
CURSO: Proyecto final de Graduación			<b>A</b>
TÍTULO: Intercambiador de Calor			
Variante Una Esponja			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJA:	M. Morera		d/m/año
VERIFICA:	XXXXX		d/m/año
APRUEBA:	XXXXX		d/m/año
FABR.:	XXXXX		d/m/año
SISTEMA:	ESCALA: 1:2	TOLERANCIAS GENERALES LINEAL: X ± .XX ± .XXX ± ANGULAR: ±	FORMATO <b>A2</b>
UNIDADES: --	HOJA 7 DE 7		