

Diseño y montaje de un sistema de refrigeración convectivo usando celdas termoeléctricas

Oskar Julián Gómez Villamizar

Universidad Industrial de Santander
Facultad de Ingenierías Físicoquímicas
Escuela de Ingeniería Química
Bucaramanga
2018

Diseño y montaje de un sistema de refrigeración convectivo usando celdas
termoeléctricas

Oskar Julián Gómez Villamizar

Trabajo de investigación para optar por el título de Pregrado en Ingeniería Química

Director:

Luz Marina Ballesteros Rueda

PhD Electroquímica, Ciencia y Tecnología

Codirector:

Hernando Guerrero Amaya

PhD Electroquímica, Ciencia y Tecnología

Universidad Industrial de Santander
Facultad de Ingenierías Físicoquímicas
Escuela de Ingeniería Química
Bucaramanga

2018

Nos definen los errores que hemos cometido a lo largo de nuestras vidas, las decisiones que tomamos e incluso las que dejamos de tomar, sin embargo, arrepentirnos de lo que hacemos o dejamos de hacer sería lo mismo que negar nuestra propia esencia.

“I NEED SOMEONE TO SHOW ME THE THINGS IN LIFE THAT I CAN'T FIND”

PARANOID 1970.

CONTENIDO

.INTRODUCCIÓN	1
1. METODOLOGÍA	7
1.1. DISEÑO Y DETERMINACIÓN DE VARIABLES FUNDAMENTALES PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR	7
1.2. ESTIMACIÓN DE LAS VARIABLES DE DISEÑO	8
1.3. SISTEMA DE DISIPACIÓN DE CALOR DE LAS CELDAS TERMOELÉCTRICAS	11
1.4. ESTIMACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL DISPOSITIVO EN GENERAL	11
1.5. CÁLCULO DE LA EFICIENCIA ASOCIADA AL PROTOTIPO Y LA POTENCIA REAL DE ENFRIAMIENTO.....	12
1.6. DESEMPEÑO FINAL OBSERVADO	13
1.7. ESTIMACIÓN DEL COSTO DE PRODUCCIÓN	13
2. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	14
2.1. DELIMITACIÓN DEL SISTEMA.....	14
2.2. CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO.....	15
2.3. MECANISMO DE DISIPACIÓN	18
2.4. PARÁMETROS DE TRANSFERENCIA.....	19
2.5. EFICIENCIA Y POTENCIA REAL DE ENFRIAMIENTO.....	20
2.6. DESEMPEÑO OBSERVADO	21
2.7. COSTO DE PRODUCCIÓN.....	22
3. CONCLUSIONES	24
4. RECOMENDACIONES	25
BIBLIOGRAFÍA.....	26

LISTA DE TABLAS

Tabla 1	Condiciones de operación.....	14
Tabla 2	Características serpentín de cobre	15
Tabla 3	Características carcasa.....	16
Tabla 4	Condiciones de operación del prototipo	16
Tabla 5	Características del disipador	19
Tabla 6	Calculo coeficiente global de transferencia teórico y experimental	19
Tabla 7	Condiciones de operación prototipo.....	22
Tabla 8	Resumen costos de producción	23

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Relación de la diferencia de temperatura vs. corriente (Pérez, Crespo. 2006).....	4
Figura 2 Esquema de una celda termoeléctrica (Pérez, Crespo. 2006).....	5
Figura 3 Esquema metodológico	7
Figura 4 Dependencia de la entalpía con respecto a la temperatura (Smith & Van Ness, 2002)	10
Figura 5 Perfil de temperatura en función del avance y el caudal de operación	10
Figura 6 Comparación coeficiente global de transferencia teórico y experimental	12
Figura 7 Variación temperatura de la habitación.....	14
Figura 8 Perfil de temperatura estimado del intercambiador diseñado	16
Figura 9 Perfil de temperatura en el intercambiador diseñado.....	17
Figura 10 Relación temperatura de salida y caudal	18
Figura 11 Tendencia coeficiente global de transferencia teórico y global.....	20
Figura 12 Variación temperatura de la habitación usando el prototipo	22

LISTA DE ANEXOS

Anexo A Temperatura de habitación.....	28
Anexo B Foto del serpentín del prototipo	29
Anexo C Foto del contenedor de aislamiento.....	30
Anexo D Data-Sheet de las celdas termoeléctrica TEC 12706	31
Anexo E Algoritmo para la resolución del sistema mediante conducción diferencial	34
Anexo F Perfil de Temperatura estimado.....	35
Anexo G Datos sensores LM35	39
Anexo H algoritmo relación temperatura y caudal.....	40
Anexo I Foto del disipador de aluminio	41

Resumen

Título: *Diseño y montaje de un sistema de refrigeración convectivo usando celdas termoeléctricas

Autor: Gómez Villamizar, Oskar Julián[†]

Palabras Claves: Prototipo, Refrigeración, Convectivo, Termoeléctrico, TEC1-12706, CFC, Conducción, Tiempo de estabilización.

Descripción:

En el siguiente trabajo de investigación se estudia la factibilidad del diseño, construcción e implementación de un sistema de refrigeración convectivo usando celdas termoeléctricas en etapa de prototipo buscando reemplazar el uso de compuestos clorofluorocarbonados (CFC) como fuente de refrigeración

La metodología se estructura en tres etapas principales: a) Diseño y determinación de las variables fundamentales necesarias para la construcción del intercambiador. b) Comparación de los principales parámetros de transferencia y eficiencia del intercambiador construido, con los presentes actualmente en el mercado. c) Determinación de la viabilidad económica del prototipo para su posterior implementación comercial.

El análisis llevado a cabo sobre dispositivos de refrigeración comerciales arrojó un tiempo de estabilización cercano a los 35 minutos, usándose para determinar la potencia del prototipo en 243W. Para cumplir con los requerimientos energéticos se hizo necesaria la utilización de un mínimo de 12 celdas termoeléctricas TEC1-12706 y un serpentín de 12m de longitud con un área total de transferencia igual a $0,47m^2$

El prototipo opera con un caudal de 1,9L/s a una presión de 45psi y una temperatura de superficie igual al punto de congelación del agua a condiciones estándar de presión y temperatura, lográndose una temperatura de salida de aire del intercambiador de 0,5 °C, disminuyendo la temperatura de 22,5m³ de aire desde 25°C hasta 18°C en 45 minutos de operación.

* Trabajo de Investigación

† Facultad de Ingenierías Físicoquímicas: Escuela de Ingeniería Química. Director: Rueda Ballesteros, Luz Marina, Codirector: Amaya Guerrero, Hernando.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND ASSEMBLY OF A CONVECTIVE COOLING SYSTEM USING THERMOELECTRIC CELLS

AUTHOR: GÓMEZ VILLAMIZAR, OSKAR JULIÁN‡

KEYWORDS: Prototype, Refrigeration, Convective, Thermoelectric, TEC1-12706, CFC, Conduction, Stabilization time.

DESCRIPTION:

In the following research work is studied the feasibility of the design, construction and implementation of a convective cooling system using thermoelectric cells in the prototype stage seeking to replace the use of chlorofluorocarbon compounds (CFC) as a cooling source

The methodology is structured in three main stages: a) Design and determination of the fundamental variables necessary for the construction of the exchanger. b) Comparison of the main transfer and efficiency parameters of the built-in exchanger, with those currently on the market. c) Determination of the economic viability of the prototype for its subsequent commercial implementation.

The analysis carried out on commercial refrigeration devices showed a stabilization time of close to 35 minutes, being used to determine the power of the prototype in 243W. To comply with the energy requirements it was necessary to use a minimum of 12 TEC1-12706 thermoelectric cells and a 12m long coil with a total transfer area equal to 0.47m^2

The prototype operates with a flow rate of $1.9\text{L} / \text{s}$ at a pressure of 45psi and a surface temperature equal to the freezing point of water at standard pressure and temperature conditions, achieving an air outlet temperature of the exchanger of 0.5°C , decreasing the temperature of 22.5m^3 of air from 25°C to 18°C in 45 minutes of operation.

‡ Facultad de Ingenierías Físicoquímicas: Escuela de Ingeniería Química. Director: Rueda Ballesteros, Luz Marina, Codirector: Amaya Guerrero, Hernando.

INTRODUCCIÓN

Uno de los principales problemas presentes en la actualidad debido al cambio climático es la refrigeración, esto es debido al carácter no espontáneo de este fenómeno, ya que la energía no fluye desde un cuerpo de menor temperatura hacia otro de mayor temperatura sin el gasto de energía en forma de trabajo y esto se obtiene mediante el uso de un fluido compresible bajo el principio de Rankine⁴.

Este mecanismo de refrigeración presenta dos problemas muy importantes: primero, el uso de compresores; y por otro lado, el fluido de trabajo que generalmente se usa (CFC) es altamente contaminante y deteriora la capa de ozono, por esto, su uso ha sido prohibido⁵

Otro de los problemas que presentan los sistemas de refrigeración convencionales es la disipación del calor absorbido, generalmente requieren de un equipo de disipación en el exterior de los recintos, el cual es difícil de instalar y necesita mantenimiento permanente.

Por esta razón, se busca desarrollar un sistema de refrigeración que solucione los problemas mencionados y se espera que la implementación de un sistema de refrigeración de celdas termoeléctricas elimine el uso de compresores y CFC. Por tanto, es necesario dar solución a los problemas identificados en estudios anteriores como es la baja efectividad en la transferencia de calor debido al arreglo geométrico y el desaprovechamiento del área de transferencia de las celdas, siendo estos, factores que pueden ser corregidos⁶.

La transferencia de calor por conducción se da al contacto entre cuerpos que se encuentran a diferentes temperaturas, en los cuales sus moléculas vibran y hacen vibrar a las más cercanas a razón de una constante de conducción intrínseca de

⁴Van Wylen. (2012). Fundamentos de Termodinámica. Limusa, Segunda edición.

⁵Manzer, L. (Julio de 1990). The CFC - Ozone Issue: Progress on the Development of Alternatives to CFCs.

⁶Perez Salgado, E., & Crespo Artiaga, D. (2006). Diseño de un sistema de aire acondicionado portátil termoeléctrico.

cada material, esto sucede hasta el punto en que todas las moléculas vibran con la misma frecuencia y se asume que han alcanzado el equilibrio térmico, esta transferencia de energía se puede representar en la ecuación 1⁷.

$$q = -k \frac{dT}{dr} \quad [1]$$

La transferencia de calor por convección se presenta cuando se hace circular un fluido a través de una superficie cuya temperatura es diferente a la de este último, en la práctica se ha podido determinar que es más rápida que la transferencia de calor por conducción, este intercambio de energía en estado estacionario se puede ver representada por la ecuación 2⁸.

$$Q = h A (T_{superficie} - T_{fluido}) \quad (2) \quad [2]$$

Los intercambiadores de calor empleados en la industria se rigen por el anterior mecanismo de transferencia, esto debido a que se hace pasar un fluido por un área confinada y por lo tanto, la manera más acertada para representar este fenómeno de transferencia es mediante una analogía con la transferencia de calor por convección (ver ecuación 3), los parámetros más importantes y que se deben tener en cuenta son el $A_{superficie}$, $T_{superficie}$, T_{fluido} , $T_{película}$ (ver ecuación 4) o de manera más acertada la diferencia de temperatura logarítmica media $DTLM$ (ver ecuación 5), la cual representa todas las temperaturas involucradas en el sistema de intercambio⁹.

$$Q = U \times A \times DTLM \quad [3]$$

$$T_{película} = \frac{T_{superficie} + T_{fluido}}{2} \quad [4]$$

⁷Bird, R., Stewart, W., & Lightfoot, E. (1960). Transport Phenomena. John Wiley & Sons.

⁸ Holman, J. (1989). Heat Transfer. McGraw Hill.

⁹ Cengel. (2007). Heat & Mass Transfer: A practical approach . McGraw Hill.

$$DTLM = \frac{(T_{fluido\ entrada} - T_{superficie}) - (T_{fluido\ salida} - T_{superficie})}{Ln\left(\frac{T_{fluido\ entrada} - T_{superficie}}{T_{fluido\ salida} - T_{superficie}}\right)} \quad [5]$$

Es importante notar que el coeficiente global de transferencia es una función característica de cada sistema, arreglo geométrico, dimensiones y los fluidos que intercambian calor, pero más acertadamente podemos decir que este depende de los esfuerzos viscosos, inerciales, la transferencia de calor por conducción y convección, la difusividad de cantidad de movimiento y de calor características del sistema y esto podemos denotarlo empleando los números adimensionales de Reynolds, Nusselt y Prandtl (ecuaciones 6 - 8)¹⁰.

$$Re = \frac{Densidad \times Velocidad \times Diametro}{Viscosidad\ dinamica} \quad [6]$$

$$Nu = \frac{Constante\ convectiva \times Diametro}{Constante\ conductiva} \quad [7]$$

$$Pr = \frac{Capacidad\ calorifica \times Viscosidad\ dinamica}{Constante\ conductiva} \quad [8]$$

Teniendo en cuenta que la principal variable de diseño (coeficiente de transferencia por convección) es función del número de Nusselt, es necesario establecer una correlación que permita determinar dicho parámetro a las condiciones de operación, siendo en este caso refrigeración (ver ecuación 9)¹¹

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.3} \quad [9]$$

Por otra parte, es necesario entender el funcionamiento de las celdas termoeléctricas, estas fueron desarrolladas a finales del siglo XIX cuando se realizaron experimentos con pares termoeléctricos. Esto consistía en poner en contacto dos metales con diferente composición química y temperatura,

¹⁰ Holman, J. (1989). Heat Transfer. McGraw Hill.

¹¹ Incropera, F. P. (2007). fundamentals of heat and mass transfer. John wiley & sons

conduciendo a una respuesta de tipo eléctrico y un gradiente de potencial que genera un flujo de electrones. Este fenómeno recibió el nombre de efecto *seebeck*. Con base en esto, *Jean Charles Peltier* realizó el mismo experimento con termopares, esta vez, aplicando un gradiente de potencial, lo que hacía que los electrones de un par migraran hacia el otro, dejando huecos energéticos y, por lo tanto, absorción de energía por parte de una de las caras del termopar, esto recibió el nombre de efecto *Peltier*.¹²

Los efectos anteriormente mencionados fueron validados por Perez et al.¹³ en su trabajo “Construcción de un aire acondicionado portátil termoeléctrico”, donde establecieron las condiciones de operación a las cuales trabajarían las celdas TEC1-12706. Los resultados de dicho experimento (ver Figura 1) muestran la relación existente entre la diferencia de temperatura entre las caras cerámicas y la potencia aplicada, dando como resultado que estas debían trabajar a 6 V y 4,5 amp con una potencia de refrigeración igual a 22,2 W.

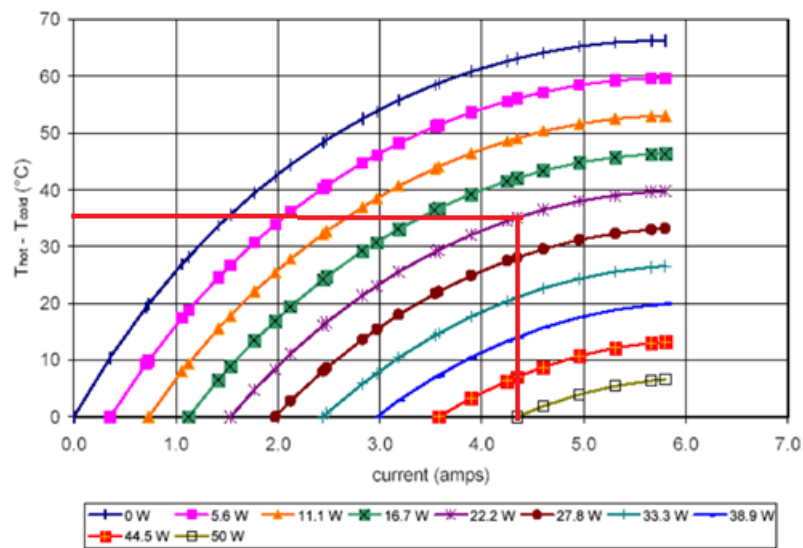


Figura 1 Relación de la diferencia de temperatura vs. corriente (Pérez, Crespo. 2006)

¹²Rowe, D. (1995). CRC handbook of thermoelectrics .

¹³ Perez Salgado, E., & Crespo Artiaga, D. (2006). Diseño de un sistema de aire acondicionado portátil termoeléctrico.

Actualmente, los dispositivos termoeléctricos aprovechan estos dos fenómenos para extraer energía de sistemas aislados, usando una combinación de materiales semiconductores, los cuales aportan una alta conductividad eléctrica la cual permite el paso de corriente y migración de electrones, pero a su vez limita la transferencia de calor entre las juntas calientes y frías debido a su pobre conductividad térmica, ya que son componentes cerámicos y su naturaleza es de tipo aislante (Figura 2)¹⁴.

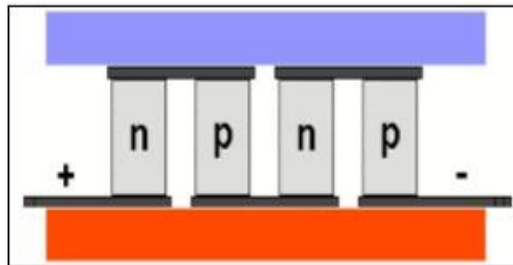


Figura 2 Esquema de una celda termoeléctrica (Pérez, Crespo. 2006)

En la actualidad, las celdas termoeléctricas se aprovechan en diferentes campos de acción, como lo son: refrigeración de artefactos tecnológicos, ya que su reducido tamaño ha mejorado la capacidad de extracción de calor en dispositivos donde sus dimensiones tienden cada vez a reducirse más como lo son las fuentes de poder¹⁵. También se ha utilizado para la caracterización de sensores, pues la estabilidad en la diferencia de temperatura funciona como referencia para la calibración de termómetros¹⁶, a su vez se han empleado también para la caracterización de sustancias a partir de la medición de la densidad a temperatura constante, utilizando densímetros Anton Paar¹⁷. Otra de las ventajas de la estabilidad térmica que estas celdas proporcionan es su utilización en biotecnología, siendo crucial mantenimiento de la temperatura para el sostenimiento de cultivos de

¹⁴ McDonald, D. (2006). Thermoelectricity: An introduction to the principles.

¹⁵ Casano, G., & Piva, S. (2017). Experimental investigation of a Peltier cells cooling system for a Switch-Mode Power Supply. Elsevier

¹⁶ Ventura, J., & Moita, T. (2016). Characterization of temperatura sensors using Peltier Cells. Lisbon, Portugal: Dep. of Electrical and computer engineering

¹⁷ Amaya, H. G. (2011). PpT Behavior of several Chemicals From Biomass. Energy & Fuels

microorganismos¹⁸. Las celdas termoeléctricas también han sido usadas en dispositivos generadores de energía, debido al efecto seebeck aprovechando fuentes de calor de desperdicio generando un nuevo tipo de energía limpia y renovable¹⁹. Finalmente, se ha evidenciado un gran potencial en la utilización de estos dispositivos termoeléctricos como refrigeradores portátiles, ya que elimina las unidades de compresión y disipación de calor fija.²⁰

Con base en lo investigado se pretende redireccionar su utilización hacia la refrigeración por convección, aprovechando de manera más eficiente el área de contacto mediante un fluido que conduzca el calor y desarrollar así un sistema de disipación diferente que elimine los armazones fijos de los cuales se ven provistos los refrigeradores disponibles actualmente en el mercado. Por tanto, en este trabajo se plantea el diseño y montaje de un sistema de refrigeración convectivo usando celdas termoeléctricas que reemplace la transferencia de calor mediante la compresión, descompresión y disipación de calor de un fluido de trabajo clorofluorocarbonado (CFC). Con la finalidad de conseguir este objetivo se plantearon las siguientes fases de trabajo:

- Diseño y determinación de las variables fundamentales necesarias para la construcción del intercambiador.
- Comparación de los principales parámetros de transferencia y eficiencia del intercambiador construido, con los presentes actualmente en el mercado.
- Determinación de la viabilidad económica del prototipo para su posterior implementación comercial.

¹⁸ Pathak, A., & Goel, V. (2013). Heat Pump design using Peltier element for temperature control of the flow cell. *International Journal of computer science, Engineering and Applications* .

¹⁹Liao, M., He, Z., Jiang, C., Fan, X., Li, Y., & Qi, F. (2018). A three-dimensional model for thermoelectric generator and the influence of Peltier effect on the performance and heat transfer. *ELSEVIER, Applied Thermal Engineering*.

²⁰ Perez Salgado, E., & Crespo Artiaga, D. (2006). Diseño de un sistema de aire acondicionado portátil termoeléctrico

1. METODOLOGÍA

En la Figura 3 se muestra el esquema metodológico utilizado en el desarrollo de este trabajo de investigación. A continuación, se describen las fases metodológicas

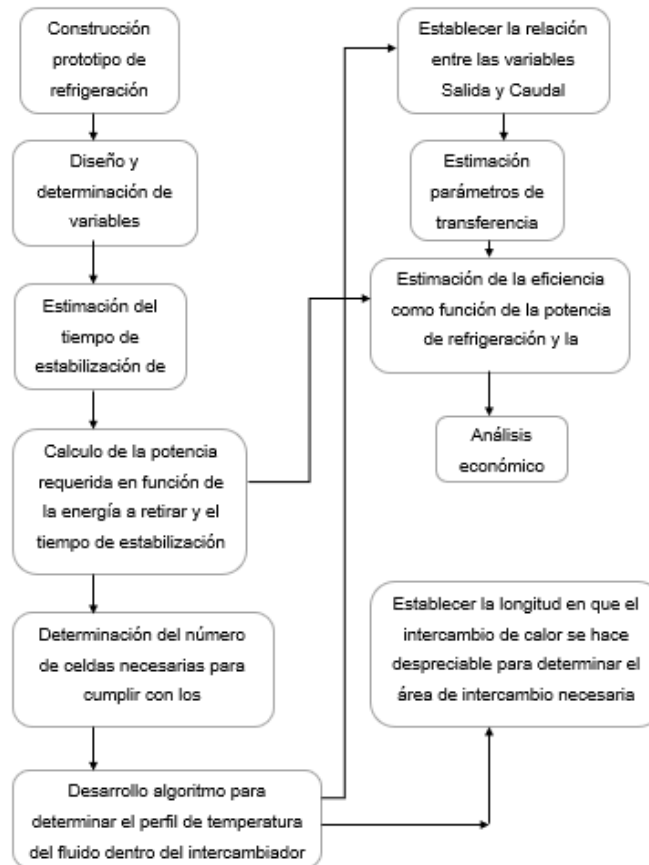


Figura 3 Esquema metodológico

1.1. DISEÑO Y DETERMINACIÓN DE VARIABLES FUNDAMENTALES PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR

DELIMITACIÓN DEL SISTEMA

Sabiendo el alcance establecido en los objetivos para el prototipo en cuestión y basándonos en criterios arquitectónicos²¹ (Larena, 2007) se delimita un volumen de

²¹ Larena, A. B. (2007). Estrategias de diseño estructural en la arquitectura contemporánea. madrid: universidad politecnica de madrid.

trabajo igual a 22,5 m³ considerando presión y temperatura estándar de 101325pa y 25°C

Para este sistema se espera determinar el tiempo necesario en que un aire acondicionado lleve la temperatura ambiente hasta 18°C, esto se hará mediante el uso de sensores térmicos que registren la temperatura ambiente cada 5 minutos hasta establecer el equilibrio

POTENCIA REQUERIDA

Mediante las variables termodinámicas disponibles y suponiendo la presencia de dos personas en el volumen de trabajo se establece un balance de energía que represente el sistema (ver ecuación 10) como una función del calor sensible y la energía irradiada por los cuerpos (ver ecuación 11) (mao nig, 2017)

$$W = radiación + \frac{\rho * volumen * Cp * \Delta T}{Tiempo\ operacion} - \frac{m\Delta U}{Tiempo\ de\ operacion} \quad [10]$$

$$Calor\ disipado\ por\ los\ cuerpos = Metabolic\ Rate \times Skin\ surface \quad [11]$$

Del anterior análisis se puede establecer que el cambio en la energía interna ΔU se hace despreciable debido a la no acumulación y puede así sacarse de la ecuación.

1.2. ESTIMACIÓN DE LAS VARIABLES DE DISEÑO

Teniendo en cuenta las dimensiones promedio de un aire acondicionado se establece como parámetros estructurales los siguientes:

SERPENTÍN DE COBRE

Es la unidad de contención para el fluido sobre el cual se pretende transferir calor, el cual, debido a razones comerciales tendrá un diámetro de 1,27cm. La longitud y número de espiras se estima mediante un balance energético de conducción diferencial.

NÚMERO DE CELDAS TERMOELÉCTRICAS

A partir de la estimación de la potencia y de las características de las celdas termoeléctricas, se determina la cantidad de estas para cumplir con los requerimientos establecidos en la delimitación del sistema. Estas celdas se distribuirán de manera homogénea a lo largo de la superficie del contenedor que confina el serpentín y así el calor se transfiera mediante conducción a través del agua.

ESTIMACIÓN DE LA LONGITUD NECESARIA DEL INTERCAMBIADOR

Establecidos los parámetros de diseño y condiciones de operación se plantea el siguiente balance de energía (ecuación 12)

$$\Delta Eh + \Delta Ek + m\Delta h + Q - W = m\Delta U \quad [12]$$

$$\text{donde } \Delta Eh = 0, \Delta Ek = 0, \Delta U = 0, W = 0$$

Haciendo un análisis diferencial de lo que ocurre a lo largo del intercambiador se puede determinar que el flujo de calor saliente se puede estimar como el calor que sale a través de las paredes del conducto (Bird, Stewart, & Lightfoot, 1960) (ver ecuación 13)

$$Q = 2\pi kL \frac{(T_{\text{fluido entrada}} - T_{\text{superficie}})}{\ln(r_{\text{out}}/r_{\text{in}})} \quad [13]$$

Reemplazando el flujo de calor saliente (ecuación 13) en el balance general de energía (ecuación 12) obtenemos el modelo que sintetiza las interacciones energéticas del sistema en la ecuación 14.

$$2\pi kL \frac{(T_{\text{in}} - T_f)}{\ln(r_{\text{out}}/r_{\text{in}})} = m(h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) \quad [14]$$

Se puede aprovechar la dependencia lineal de la entalpía con respecto a la temperatura bajo comportamiento de gas ideal como se observa en la Figura 4²². Mediante esta relación y la representación del sistema (ecuación 14) es posible establecer un algoritmo con el que se calcula el comportamiento de la temperatura en el intercambiador, esto permitirá la identificación de los parámetros de construcción del prototipo como: Longitud, área total de transferencia y caudal de operación (ver Figura 5).

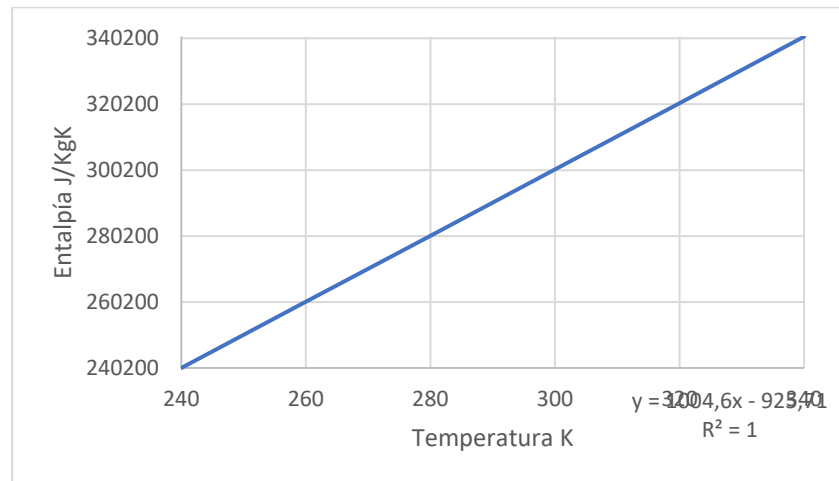


Figura 4 Dependencia de la entalpía con respecto a la temperatura (Smith & Van Ness, 2002)

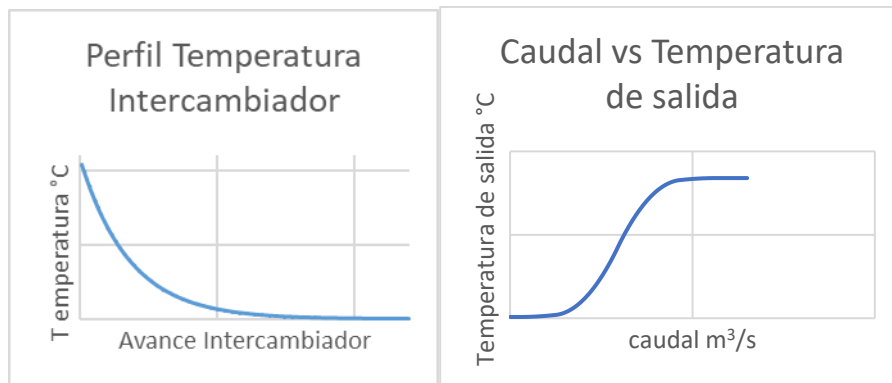


Figura 5 Perfil de temperatura en función del avance y el caudal de operación

²² Smith, & Van ness, H. (2002). INTRODUCCION A LA TERMODINAMICA EN INGENIERIA QUIMICA. MCGRAW-HILL.

1.3. SISTEMA DE DISIPACIÓN DE CALOR DE LAS CELDAS TERMOELÉCTRICAS

Para el funcionamiento de las celdas termoeléctricas, es importante disipar la mayor cantidad de calor generado por una de sus caras, para así mantener el gradiente de temperatura constante. Para lograr esto es necesario usar disipadores de aluminio, los cuales generalmente son refrigerados usando una corriente de aire. En este trabajo se usará agua, debido a su mayor densidad y conducción térmica.

1.4. ESTIMACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL DISPOSITIVO EN GENERAL

Teniendo en cuenta los parámetros geométricos ya establecidos, se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U , $W/m^2\text{°C}$, mediante variables teóricas (disminución de la temperatura del fluido y su caudal) y posteriormente, la verificación de las mismas de forma experimental usando sensores LM 35 (Texas Instruments) acoplados a lo largo del intercambiador en: 2m, 4m, 6m, 8m,10m y 12m.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

mediante el análisis obtenido de la relación entre la temperatura de salida y el caudal; y usando las ecuaciones 3, 5, 15 y 16 es posible estimar de manera teórica el valor de este parámetro y la relación que guarda con las variables de operación, proporcionando una serie de datos que permite identificar como se está dando la transferencia de calor. (Figura 6)

$$Q = mCp\Delta T \quad [15]$$

$$A = 2\pi r_{in}L \quad [16]$$

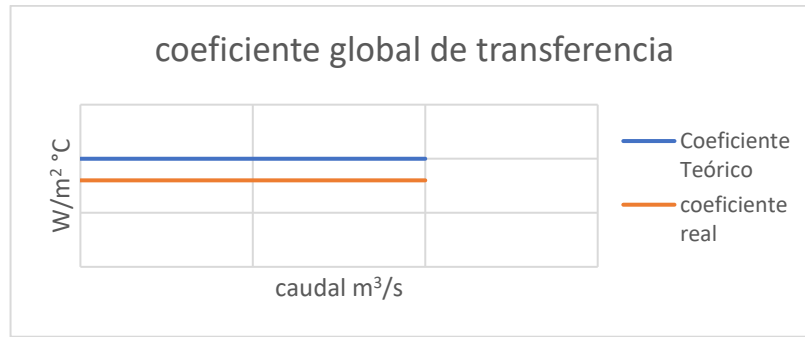


Figura 6 Comparación coeficiente global de transferencia teórico y experimental

1.5. CÁLCULO DE LA EFICIENCIA ASOCIADA AL PROTOTIPO Y LA POTENCIA REAL DE ENFRIAMIENTO

Para efectos de este trabajo se analizará la eficiencia a partir de la relación existente entre la energía retirada del fluido (aire) y la energía suministrada al dispositivo para su funcionamiento. Definiendo la eficiencia como se muestra en la ecuación 17.

$$n = \frac{\text{Potencia retirada}}{\text{Potencia suministrada}} \quad [17]$$

donde la potencia retirada se toma como el calor sensible retirado del fluido (ver ecuación 18).

$$\text{Potencia retirada} = \text{caudal } \rho C_p (T_{\text{fluido entrada}} - T_{\text{fluido salida}}) \quad [18]$$

Y la potencia suministrada como lo indica la ley de ohm para dispositivos electrónicos queda definida como en la ecuación 19²³.

$$\text{Potencia Eléctrica} = \text{Voltaje de operación} \times \text{Corriente} \quad [19]$$

También se debe considerar que las celdas termoeléctricas necesitan disipar calor para su funcionamiento, siendo este uno de los factores fundamentales para alcanzar la potencia máxima de refrigeración, por esto la potencia disipada (ver

²³ Serway, R. A., & Jewett, J. W. (2015). FÍSICA: ELECTRICIDAD Y MAGNETISMO. Mexico: Cengage Learning.

ecuación 20) debe ser tomada en cuenta a la hora de estimar la totalidad de la energía necesaria para lograr el funcionamiento del prototipo.

$$Potencia\ disipada = Caudal_{agua} \rho_{agua} C_{p_{agua}} \Delta T \quad [20]$$

1.6. DESEMPEÑO FINAL OBSERVADO

Siendo el principal objetivo de este dispositivo reemplazar los sistemas tradicionales de refrigeración, es importante analizar de manera cuantitativa como este afecta la temperatura global del volumen de control.

Para ello se plantea un análisis de la temperatura global a lo largo del tiempo de operación que pueda aportar un criterio más claro de la eficacia de su operabilidad, observando el tiempo en que le tomaría llegar a la temperatura de equilibrio.

1.7. ESTIMACIÓN DEL COSTO DE PRODUCCIÓN

Finalizada la construcción del prototipo se establece un índice de costos que represente el costo de manufactura para así establecer una conclusión acerca de la viabilidad de su implementación teniendo en cuenta su costo de producción y precio de adquisición para determinar si será competitivo en el mercado.

2. ANÁLISIS DE RESULTADOS

2.1. DELIMITACIÓN DEL SISTEMA

En la Tabla 1 se muestran las condiciones de operación del prototipo para una habitación de tamaño estándar y en la Figura 7 se muestran los datos de temperatura con respecto al tiempo a determinadas condiciones iniciales (ver anexo A)

T Inicial °C	29
Caudal $\frac{m^3}{s}$	0,1383
T salida °C	22

Tabla 1 Condiciones de operación

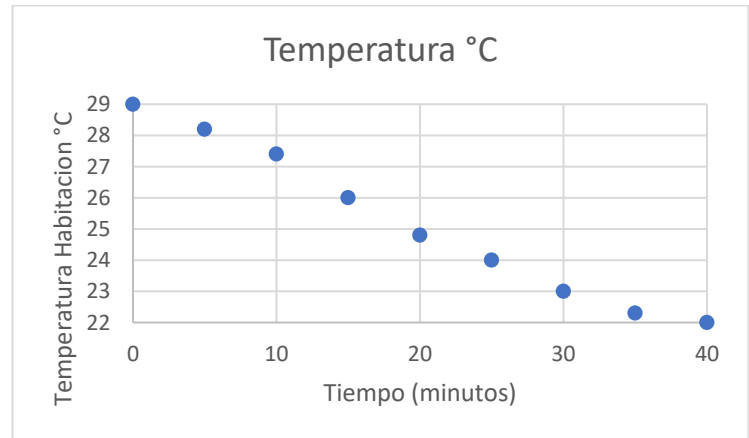


Figura 7 Variación temperatura de la habitación

En la Figura 7 se puede observar que el tiempo de estabilización es de aproximadamente 35 minutos (2100 segundos). Este valor es necesario para el cálculo de la potencia estimada del prototipo. Por tanto, habiendo establecido el tiempo de estabilización o de operación se calcula la potencia del dispositivo empleando el balance energético en el entorno (ecuación 10 y 11) para el cual son necesarios los parámetros *metabolic rate* y *skin surface*.

$$\text{Metabolic Rate} = 40 \text{ W/m}^{224}$$

$$\text{Skin surface} = 1,9 \text{ m}^{225}$$

²⁴ mao nig, s. m. (2017). computational fluid dynamics analysis of convective heat transfer coefficients for a sleeping human body. shandong: china university of petroleum.

²⁵ RD, M. (1987). Simplified calculation of body-surface area. Massachusetts: New England Journal of Medicine.

$$Potencia\ requerida = \left(2 \times 1,9m^2 \times \frac{40W}{m^2} \right) + \frac{27kg \times \frac{1012J}{kg^{\circ}C} \times (29 - 22)^{\circ}C}{2100\ s}$$

$$Potencia\ Requerida = 243,08\ W$$

2.2. CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO

INTERCAMBIADOR

Por simplicidad se construyó un serpentín con un diámetro de espiras de 4" (10,16 cm) y una longitud total de 12m. Este serpentín se dividió en 6 secciones de 2m unidos con manguera neumática con el fin de crear accesos para los sensores de temperatura LM35 (Texas instruments) con la intención de obtener datos de temperatura dentro del intercambiador. (ver anexo B) En la Tabla 2 se resumen las características del serpentín.

Diámetro de tubería	1,27 cm
Diámetro de espiras	10,16 cm
Número de espiras	29
Altura Serpentín	50cm
Área de Intercambio	0,47m ²

Tabla 2 Características serpentín de cobre

CARCASA EXTERIOR

Con el fin de retirar calor del aire se usó una carcasa que contuviera en su interior el serpentín de cobre, las medidas de esta se estimaron a partir de las dimensiones del serpentín mostradas en la Tabla 2 y posteriormente se aisló con poliestireno expandido de 50mm (icopor). (ver anexo C). En la Tabla 3 se resumen las características del contenedor del intercambiador

Espesor carcasa	0,9mm
Volumen de Carcasa	16,2 L
Volumen Serpentín	8,8 L
Volumen de Agua	7,4 L
Espesor Aislante	50mm

Tabla 3 Características carcasa

NÚMERO DE CELDAS

Mediante los resultados obtenidos de potencia requerida para el dispositivo 243,08W y usando la potencia individual de cada celda termoeléctrica, proporcionada por su data-sheet (anexo D) de 20 W se establece que:

$$\frac{\text{Potencia Requerida}}{\text{Potencia Individual}} = \frac{243,08W}{20W} = 12,15 \text{ celdas termoelectricas}$$

El número mínimo de celdas termoeléctricas necesarias para suplir los requerimientos de potencia son aproximadamente 12 celdas.

LONGITUD DEL INTERCAMBIADOR

Al aplicar los respectivos balances energéticos correspondientes al sistema de estudio, bajo las condiciones de operación más estables que se pudieron replicar (ver tabla 4), se obtuvieron los siguientes resultados de temperatura con respecto al avance dentro del intercambiador (ver Figura 8) esta tendencia se construyó a partir del algoritmo de solución propuesto en el anexo E y F.

Caudal	0,0019 m ³ /s
$T_{superficie}$	0 °C
Radio interno	1,27 cm
Radio externo	1,58 cm
Conductividad aire	0,024 W/m°C
Longitud diferencial	10 cm

Tabla 4 Condiciones de operación del prototipo

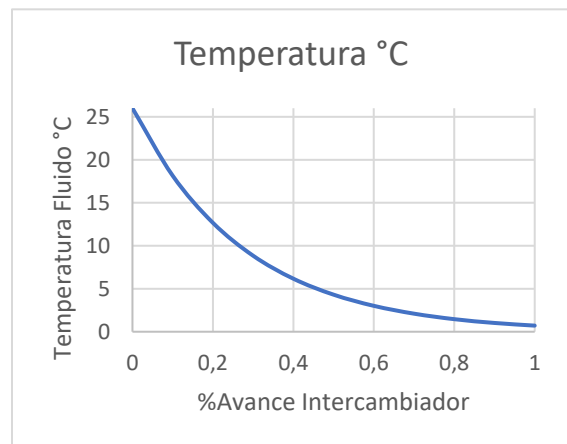


Figura 8 Perfil de temperatura estimado del intercambiador diseñado

En la Figura 8 se puede evidenciar un perfil logarítmico que confirma la naturaleza del intercambio energético y el comportamiento de la temperatura a lo largo del

intercambiador corresponde al esperado, corroborando que el algoritmo propuesto para la solución del sistema es el apropiado.

En la Figura 9 los datos estimados de temperatura son contrastados con los resultados obtenidos por los sensores LM35 ubicados al final de cada una de las 6 secciones, lo que permite observar cierta similitud que comprueba la exactitud de los datos excepto en el punto de equilibrio térmico, debido a factores externos al análisis, tales como: las fluctuaciones en el caudal de aire o la distribución de las celdas termoeléctricas y por lo tanto la no uniformidad de temperatura en el fluido de conducción de calor. (ver anexo G)

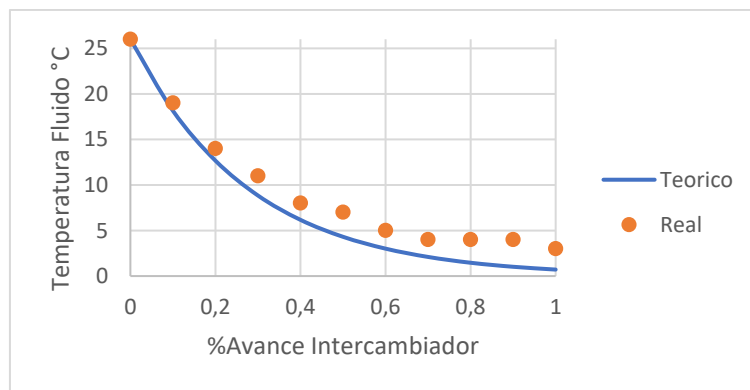


Figura 9 Perfil de temperatura en el intercambiador diseñado

A partir de lo observado en la Figura 9 se puede establecer con exactitud que la longitud necesaria coincide con el área planteada en la Tabla 2, pues observando el punto en que la transferencia de calor se hace nula, este corresponde a los 12m de intercambiador

También mediante el balance energético se determinó la relación entre las variables T_{salida} y Caudal, construido usando el algoritmo descrito en el anexo H y corresponde al perfil estimado en la Figura 5

En la Figura 10 es posible evidenciar un comportamiento logarítmico y aunque no es posible apreciar el caudal máximo de equilibrio debido a la escala, este se determinó mediante la simulación en $1,27 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s}$.

Esto también da luces al rango en el que se debe analizar el coeficiente global de transferencia ($0,002m^3/s$ y $0,012m^3/s$) pues es necesario que la diferencia de

temperatura sea marcada entre los distintos valores de caudal para de esta forma poder hacer comparaciones.

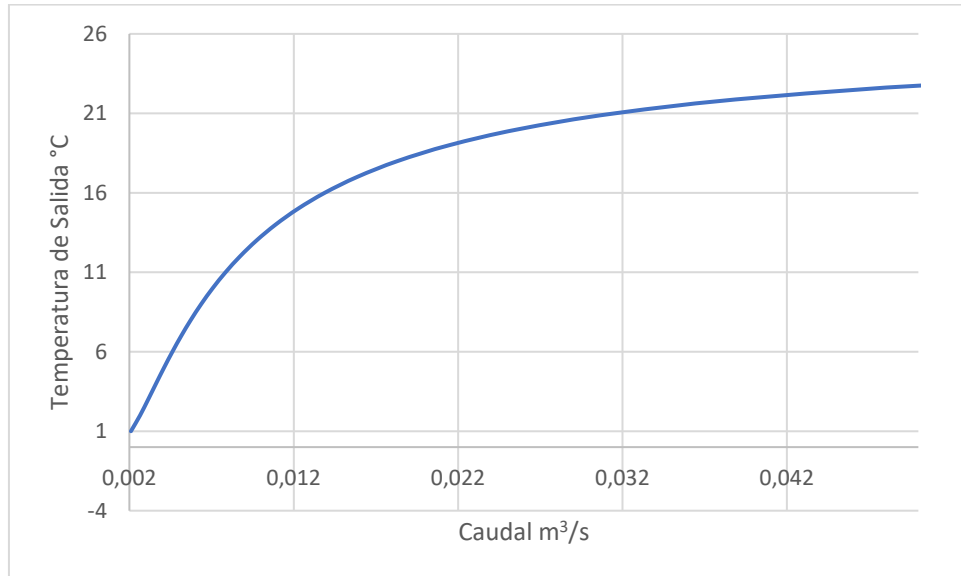


Figura 10 Relación temperatura de salida y caudal

2.3. MECANISMO DE DISIPACIÓN

Se acoplaron 6 celdas termoeléctricas sobre un disipador de aluminio con las siguientes características físicas apreciables en la Tabla 5 y su construcción se evidencia en el Anexo I, disipando calor mediante una corriente de agua a condiciones ambientales con un caudal de $0,106 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ que logra mantener la temperatura del pozo de temperatura entre 25-26 °C y debido al gradiente de temperatura que se genera se pueden alcanzar un mínimo de -7 °C en la celda termoeléctrica.

Material	Aluminio
Espesor	0.9 mm
Numero de Aletas	16
Largo	30 cm
Ancho	10 cm
Alto	2 cm
Área Aleta	120 cm^2
Área Perpendicular	300 cm^2

Área Total de Trasferencia	2220 cm ²
----------------------------	----------------------

Tabla 5 Características del dissipador

2.4. PARÁMETROS DE TRANSFERENCIA

Partiendo de los datos recopilados en la simulación, donde se planteaba la relación entre las variables caudal y temperatura final de salida (Figura 10) es posible estimar el valor del coeficiente global de transferencia de calor, esto mediante la ecuación general de diseño (ecuación 3), habiendo ya establecido el área total de transferencia. Este análisis es válido para el caso netamente ideal, el cual es corroborado mediante los sensores dispuestos a lo largo del intercambiador, evidenciando el comportamiento que se muestra en la Tabla 6 y Figura 11.

Área Transferencia[m ²]	0,47							
T entrada [°C]	22							
T Salida Teórica [°C]	T Salida R [°C]	DTLM Teórica	DTLM Real	Caudal [m ³ /s] 10 ⁻³	Calor Sensible Teórico [W]	Calor Sensible Real [W]	U Teórico [W/m ² °C]	U Real [W/m ² °C]
1	5	6,793	11,474	2,204	56,207	45,501	17,602	8,437
2	6	8,340	12,314	2,870	55,449	44,359	17,784	9,63
3	7	9,54	13,098	3,404	78,542	62,007	17,524	10,071
4	8	10,558	13,839	3,974	86,868	67,564	17,504	10,387
5	10	11,474	15,219	4,568	94,305	66,568	17,487	9,306

Tabla 6 Calculo coeficiente global de transferencia teórico y experimental

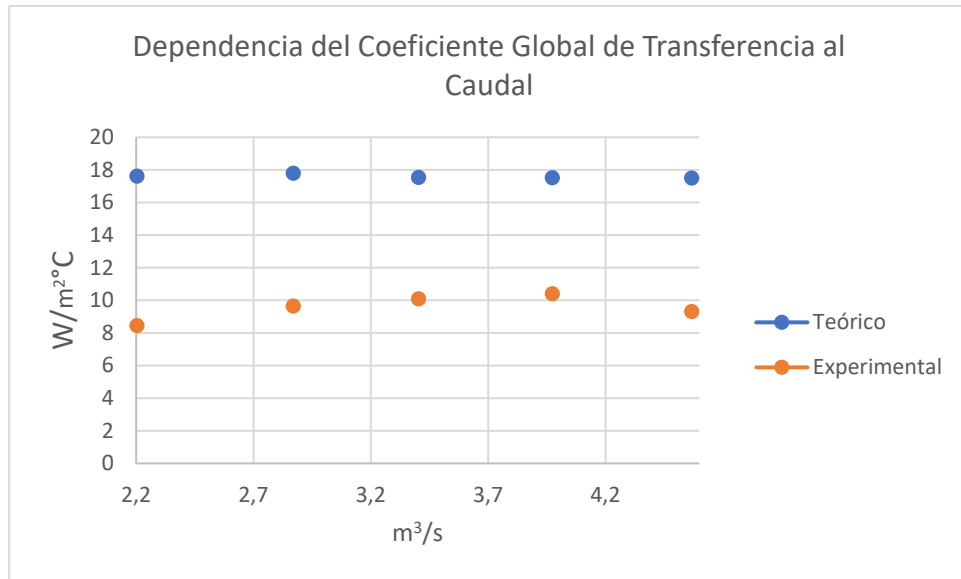


Figura 11 Tendencia coeficiente global de transferencia teórico y global

El análisis anterior se puede inferir mediante el uso del promedio de los coeficientes globales ($U_{experimental} = 9,56 \text{ W/m}^2\text{°C}$ y $U_{teórico} = 17,58 \text{ W/m}^2\text{°C}$) que la transferencia de calor se hace con un porcentaje de eficiencia igual a:

$$\frac{U_{experimental}}{U_{teórico}} = 54,42\%$$

2.5. EFICIENCIA Y POTENCIA REAL DE ENFRIAMIENTO

Con el fin de determinar la eficiencia y potencia real que desarrolla el dispositivo se analizaron los siguientes parámetros

$$Potencia\ retirada = 0,0019 \frac{m^3}{s} \cdot 1,2 \frac{Kg}{m^3} \cdot 1012 \frac{J}{Kg\text{°C}} (26 - 3)\text{°C}$$

$$Potencia\ retirada = 66,9 \text{ W}$$

$$Potencia\ Eléctrica = 12 \text{ celdas } 12 \text{ V } 4,5 \text{ A}$$

$$Potencia\ Electrica = 648 \text{ W}$$

$$Potencia\ disipada = 0,000106 \frac{m^3}{s} 1000 \frac{Kg}{m^3} 4180 \frac{J}{Kg \cdot ^\circ C} (26 - 25)^\circ C$$

$$Potencia\ disipada = 443,08\ W$$

$$n = \frac{66,9}{648 + 443,08} = 0,061$$

Por tanto, el dispositivo exhibe una eficiencia energética del 6,1 %. Debido a razones de seguridad, el caudal de aire que pasa a través del intercambiador no puede aumentarse por encima de $2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ por las altas velocidades que alcanza este al salir por la tubería de un diámetro tan reducido lo cual conlleva a un desaprovechamiento de la potencia de enfriamiento.

2.6. DESEMPEÑO OBSERVADO

Al igual como se hizo con el aire acondicionado comercial, se probó el desempeño del prototipo montado y diseñado en un ambiente controlado, tratando de replicar las mismas condiciones de operación a las cuales fue sometido el aire acondicionado modelo LG-220V-12000BTU y así poder establecer comparaciones objetivas en el tiempo de estabilización y la temperatura mínima que estos logran.

En la tabla 7 se resumen las condiciones de operación sobre las cuales se analiza el sistema en estudio en donde se uso el prototipo y se logró replicar el caudal máximo del laboratorio usando un compresor CRAFTMAN con un volumen de 3gal y una potencia de 1hp trabajando a 45psi sobre un total de 130psi. Se tomaron datos de temperatura cada 5 minutos al igual como se hizo con el aire acondicionado comercial LG-220V-12000BTU durante 1 hora. Esto permitió observar un comportamiento lineal (ver Figura 12) en la disminución de la temperatura tal como sucedió con el aire acondicionado anteriormente, a diferencia del primer tiempo de estabilización, no fue posible alcanzar la temperatura de equilibrio puesto que esta es demasiado baja ($0,5^\circ C$) pero aun así se logró disminuir la temperatura hasta un nivel considerablemente bajo ($18^\circ C$).

T Inicial °C	25
Caudal $\frac{m^3}{s}$	0,00203
T salida °C	0,5

Tabla 7 Condiciones de operación prototipo

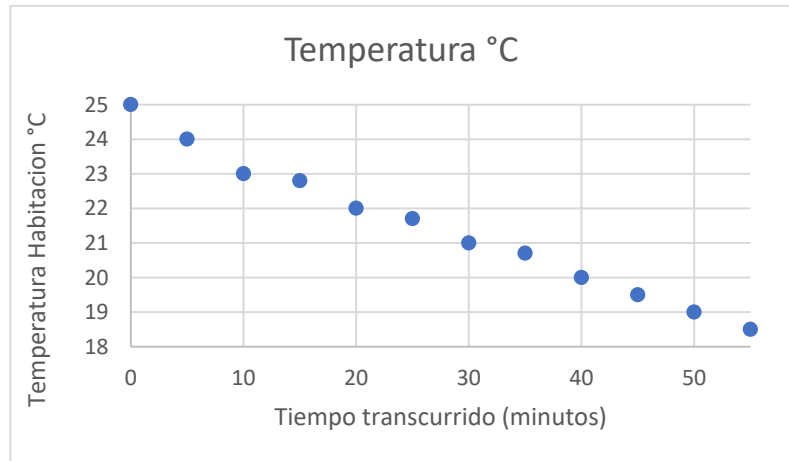


Figura 12 Variación temperatura de la habitación usando el prototipo

2.7. COSTO DE PRODUCCIÓN

Al finalizar el diseño y posterior construcción del prototipo se plantea un resumen de los costos que fueron necesarios para conseguir la construcción del prototipo como se muestra en la Tabla 8, esto con el ánimo de establecer una comparación no solo técnica si no también económica con los productos existentes en el mercado actualmente.

Teniendo en cuenta gastos de adquisición de partes y envío, el precio neto de construcción del prototipo desarrollado a lo largo de este trabajo alcanza un valor de \$1169400 COP el cual comparado con las cotizaciones hechas sobre dispositivos similares al **LG-220V-12000BTU** (\$929926 COP) representa un costo demasiado alto que se ve justificado por la eliminación del uso de compuestos clorofluorocarbonados, haciendo de esta una alternativa ecológica ante la problemática que vivimos actualmente con el calentamiento global. Es importante resaltar que a diferencia de los sistemas convencionales, no es solo un aire acondicionado pues tiene la capacidad de intercambiar calor con cualquier fluido debido a que el paso se da dentro de una tubería y no sobre la superficie externa de esta como sucede en aires acondicionados comerciales.

	Cantidad	Costo unidad (\$)	Costo total (\$)	Gasto envío (\$)	Precio final (\$)	Fondos
Lámina Aluminio	1m ²	45000	45000	3500	48500	Estudiante
Corte Lámina	1	25000	25000	3500	28500	Estudiante
Dobleces Lámina	1	15000	15000	0	15000	Estudiante
Tornillos	100	-	3500	3500	7000	Estudiante
Remaches	100	-	5000	0	5000	Estudiante
Icopor	1m ²	10000	10000	3500	13500	Estudiante
Silicona (barras)	12	-	8000	0	8000	Estudiante
Sensores LM35	6	9500	57000	900	66000	Estudiante
Baterías	12	500	6000	0	6000	Estudiante
TEC 12706	24	8500	204000	9000	213000	Estudiante
Fuente ATX	3	35000	105000	9000	114000	Estudiante
Cable Corriente	10m	900	9000	0	0	Estudiante
Anemómetro	1	-	-	0	0	Universidad
Fuente Aire	1	399900-	-	0	399900	Universidad
Tubería	12m	12000	144000	3500	147500	Estudiante
				Costo total	1169400	

Tabla 8 Resumen costos de producción

3. CONCLUSIONES

Construir un sistema de refrigeración convectivo usando celdas termoeléctricas si es posible de manera exitosa corrigiendo errores previstos por trabajos anteriores en este campo, su construcción no requiere de tecnologías costosas y representa una alternativa ecológica a los sistemas presentes en el mercado debido a la ausencia de sustancias químicas involucradas en el proceso de refrigeración..

Debido al flujo forzado a través de la tubería, no es posible aprovechar al máximo la potencia de enfriamiento de este dispositivo, el aire en este caso se comporta como un fluido incompresible y por esto alcanza altas velocidades que ponen en riesgo la integridad del prototipo, razón por la cual el caudal de operación se limitó a $2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ dando como resultado una eficiencia energética cercana al 6%, pero que en términos de desempeño es comparable con dispositivos comerciales pues en tiempos similares logra disminuciones de temperatura significativas en un ambiente controlado.

Comparado con el precio de adquisición de un aire acondicionado comercial presente en el mercado, el costo de producción del prototipo es muy alto, siendo este casi igual al de uno comercial, aunque se debe tener en cuenta que el funcionamiento de este prototipo no es solo como aire acondicionado si no que también puede ser utilizado con cualquier fluido el cual se pueda hacer circular a través del intercambiador de calor.

4. RECOMENDACIONES

Con objeto de complementar los resultados del presente trabajo de investigación y contribuir con la continuación de la línea de investigación se proponen las siguientes recomendaciones:

- Siguiendo con el arreglo geométrico propuesto usar medios más técnicos a la hora de construir el serpentín y el contenedor de este, las fugas de agua y aire son un problema constante que altera los análisis y predicciones realizadas sobre el sistema. Además, es pertinente que todo el conjunto sea completamente hermético para así evitar fluctuaciones en el caudal de aire, o entradas de energía en forma de calor que no son posibles calcular.
- Diseñar un sistema de alimentación en el cual no sea necesario el uso de altas presiones de aire, para esto es necesario aumentar el diámetro de la tubería principal de cobre, pues debido a su estrechez y rugosidad interna no es posible generar un flujo convectivo a baja presión usando ventiladores, siendo este uno de los problemas que esperábamos subsanar y aunque se eliminó el compresor usado para refrigerar mediante el principio de Rankine, este es necesario para forzar el paso de aire a través del intercambiador.
- El uso de una corriente continua de agua para disipar el calor de las celdas termoeléctricas disminuye de gran manera la eficiencia energética del prototipo, esto debido a la utilización de disipadores de aletas, por lo tanto, es pertinente el uso de radiadores de refrigeración líquida el cual es posible que mantenga la temperatura más estable disminuyendo el consumo energético.

BIBLIOGRAFÍA

- AMAYA, Hernando. PpT Behavior of several Chemicals From Biomass. *Energy & Fuels*.2011.
- BIRD, Stewart y LIGHTFOOT, Edwin. Transport Phenomena. John Wiley & Sons. 1960.
- CASANO, G., y PIVA, S.. Experimental investigation of a Peltier cells cooling system for a Switch-Mode Power Supply. Elsevier. 2017.
- CENGEL.. Heat y Mass Transfer: A practical approach . McGraw Hill.2007.
- HOLMAN, J. Heat Transfer. McGraw Hill.1989.
- INCROPERA, Frank. *fundamentals of heat and mass transfer*. John wiley & sons. 2007.
- KREITH, Frank., y BOHN, Manglik. Principios de transferencia de Calor. Thomson 6a edición. 2001.
- LARENA, Alejandro. *Estrategias de diseño estructural en la arquitectura contemporanea*. madrid: universidad politecnica de madrid.2007.
- LIAO, Minjiag., HE, Zuh., JIANG, Cheng, FAN, Xian., LI, Yawei., & QI, Fensheng. A three-dimensional model for thermoelectric generator and the influence of Peltier effect on the performance and heat transfer. ELSEVIER, Applied Thermal Engineering. 2018.
- MANZER, Lakaz. The CFC - Ozone Issue: Progress on the Development of Alternatives to CFCs.1990.
- MAO, Song. *computational fluid dynamics analysis of convective heat transfer coefficients for a sleeping human body*. shandong: china university of petroleum.2017.
- MCDONALD, Dwight. Thermoelectricity: An introduction to the principles.2006.

- PATHAK, Abinav., y GOEL, Vikas. Heat Pump design using Peltier element for temperature control of the flow cell. *International Journal of computer science, Engineering and Applications* .2013.
- PEREZ, Ernesto., y CRESPO, Daniel. Diseño de un sistema de aire acondicionado portátil termoeléctrico.2006.
- RD, Mosteler. *Simplified calculation of body-surface area*. Massachusetts: New England Journal of Medicine.1987.
- ROWE, D. CRC handbook of thermoelectrics .1995.
- SERWAY, Raymond., y JEWETT, John. *FISICA: ELECTRICIDAD Y MAGNETISMO*. Mexico: Cengage Learning.2015.
- SMITH, & VAN NESS, Hendrich. *INTRODUCCION A LA TERMODINAMICA EN INGENIERIA QUIMICA*. MCGRAW-HILL.2002.
- VAN, Wylene. *Fundamentos de Termodinámica*. Limusa, Segunda edición.2012.
- VENTURA, Joao., & MOITA, Tiago. Characterization of temperatura sensors using Peltier Cells. Lisbon, Portugal: Dep. of Electrical and computer engineering.2016.

Anexo A Temperatura de habitación

Tiempo (minutos)	Temperatura (°C)
0	29
5	28,2
10	27,4
15	26
20	24,8
25	24
30	23
35	22,3
40	22

Anexo B Foto del serpentín del prototipo



Anexo C Foto del contenedor de aislamiento



Anexo D Data-Sheet de las celdas termoeléctrica TEC 12706



Hebei I.T. (Shanghai) Co., Ltd.

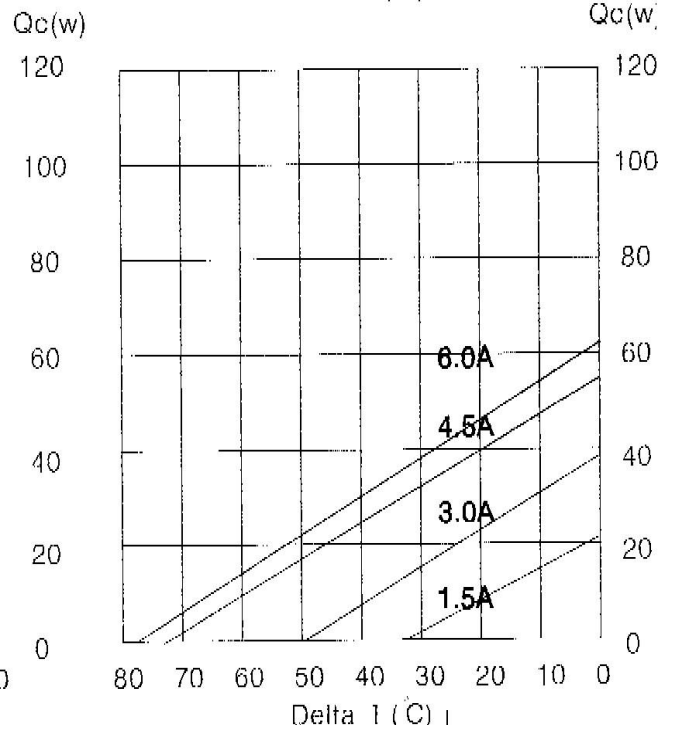
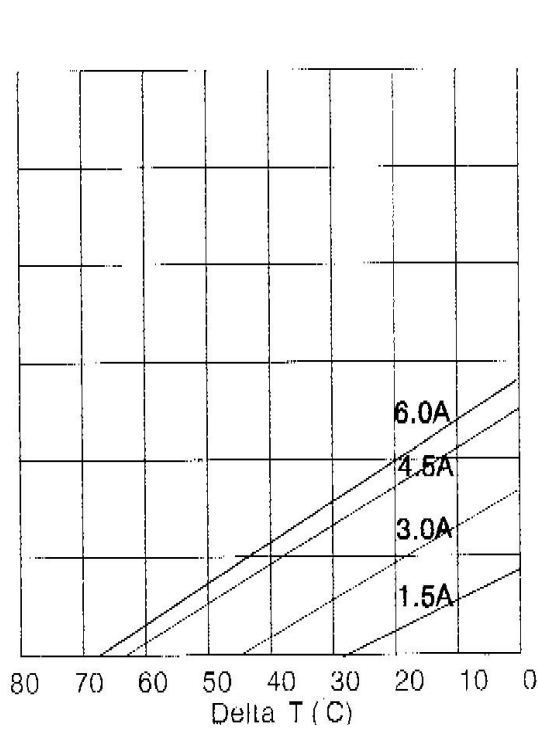
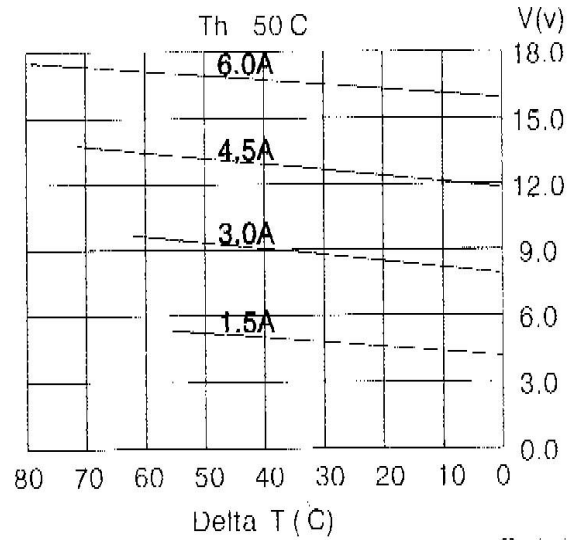
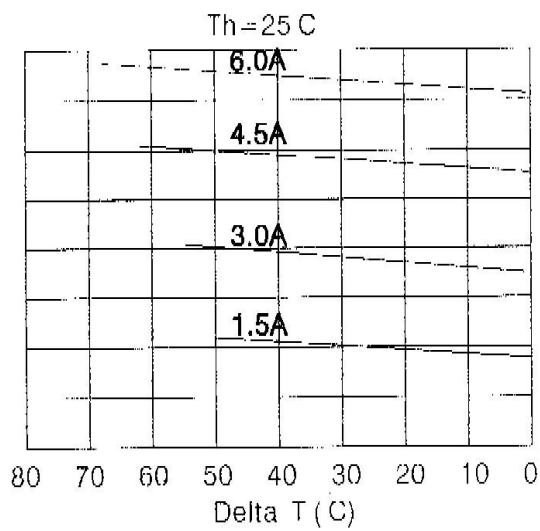
**Thermoelectric
Cooler**

TEC1-12706

Performance Specifications

Hot Side Temperature (° C)	25°C	50°C
Qmax (Watts)	50	57
Delta Tmax (° C)	66	75
I _{max} (Amps)	6.4	6.4
V _{max} (Volts)	14.4	16.4
Module Resistance (Ohms)	1.98	2.30





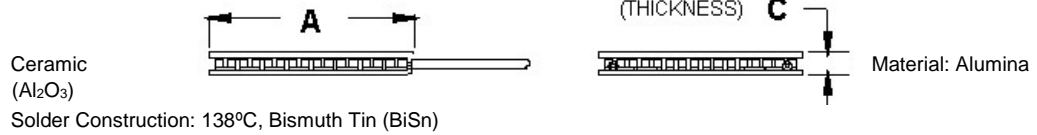
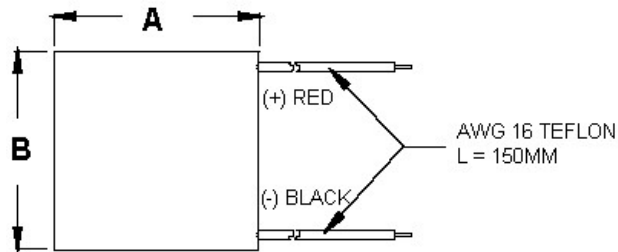


Hebei I.T. (Shanghai) Co., Ltd.

Thermoelectric

Cooler

TEC1-12706



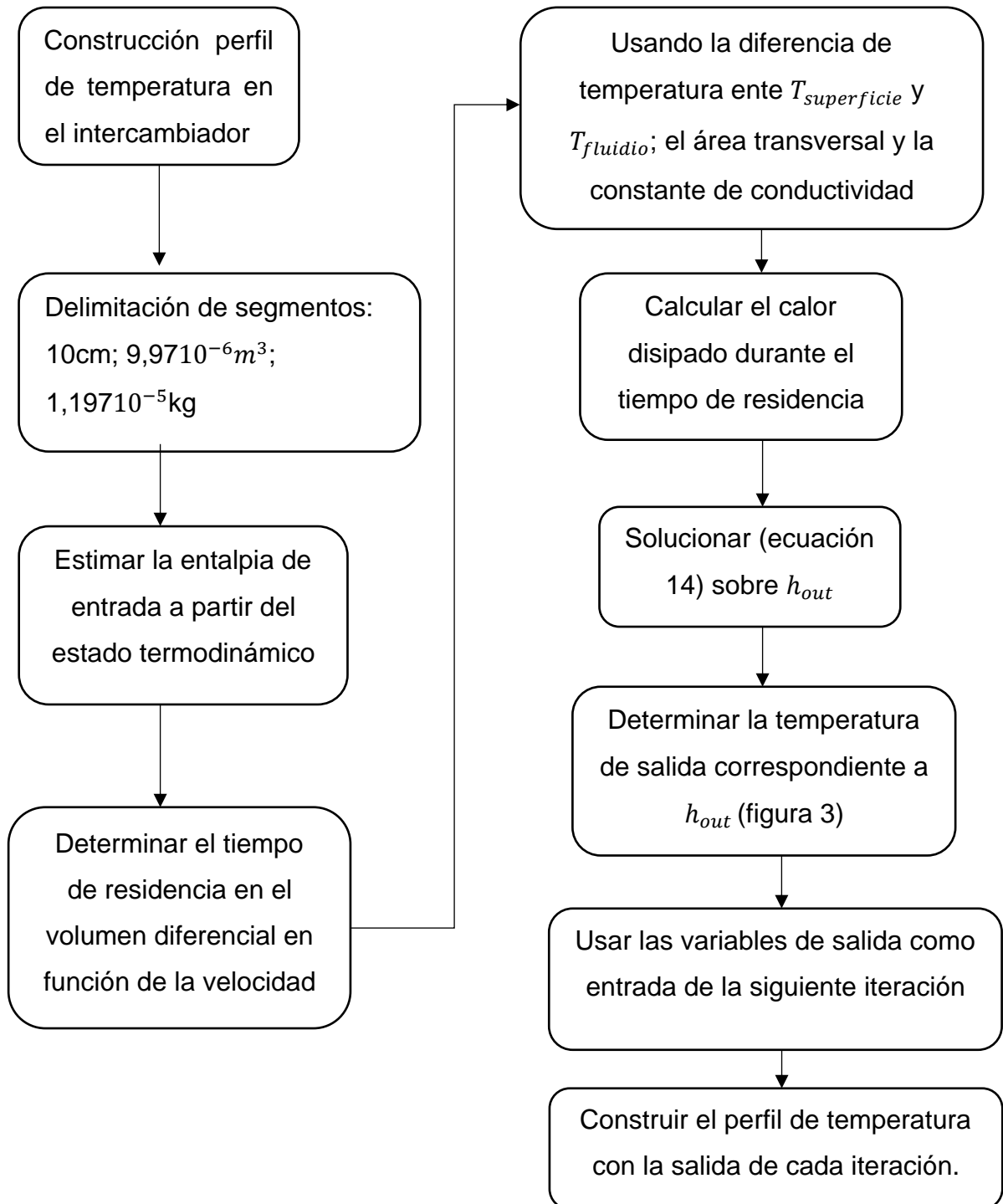
Size table:

A	B	C			
40	40	3.9			

Operating Tips

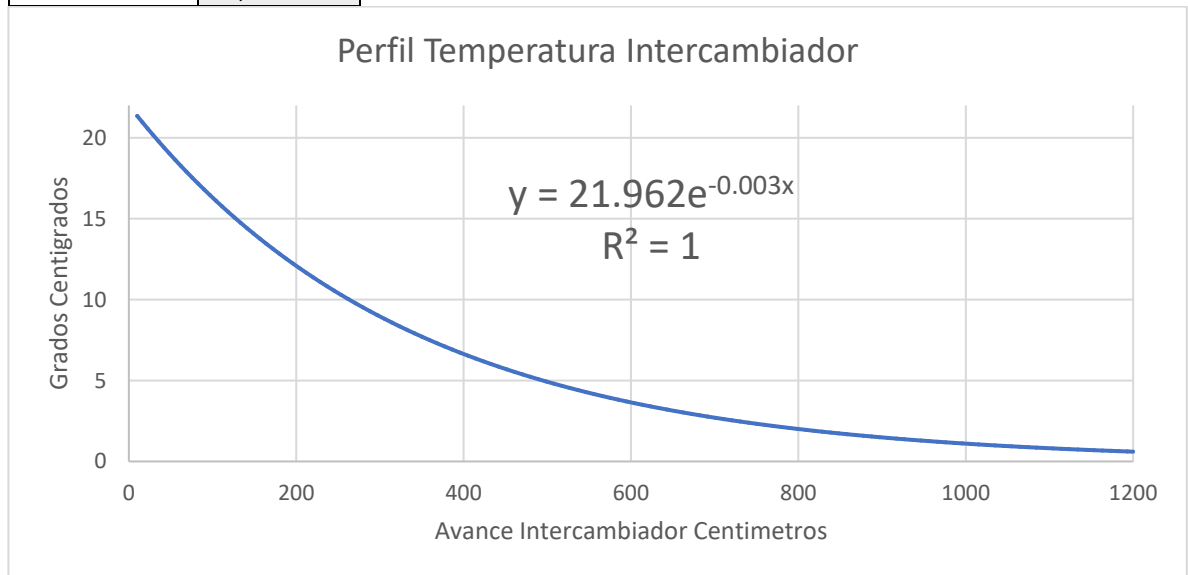
- Max. Operating Temperature: 138°C
- Do not exceed I_{max} or V_{max} when operating module.
- Life expectancy: 200,000 hours
- Please consult HB for moisture protection options (sealing).
- Failure rate based on long time testings: 0.2%.

Anexo E Algoritmo para la resolución del sistema mediante conducción diferencial



Anexo F Perfil de Temperatura estimado

Caudal m ³	0,0019		
Densidad	1,2		
Tiempo 10cm	0,00666667	Texterior y Tentrada °C	
Tenfriamiento	273,15	0	22
Radio int	0,0127		
Radio ext	0,015875		
Conduct Aire	0,024		
Longitud dif	0,1		
masa	0,0000152		



Distancia	T _{entrada} K	H(Te)	Disipación	H(Tsa)	T _{salida} °C
10	295,15	295581,98	0,00991146	294929,91	21,3509158
20	294,500916	294929,91	0,00961904	294297,079	20,720982
30	293,870982	294297,079	0,00933524	293682,918	20,1096337
40	293,259634	293682,918	0,00905981	293086,878	19,5163225
50	292,666322	293086,878	0,00879252	292508,423	18,9405163
60	292,090516	292508,423	0,0085331	291947,034	18,3816985
70	291,531699	291947,034	0,00828134	291402,209	17,839368
80	290,989368	291402,209	0,00803701	290873,458	17,3130384
90	290,463038	290873,458	0,00779989	290360,308	16,8022374
100	289,952237	290360,308	0,00756976	289862,297	16,3065071
110	289,456507	289862,297	0,00734643	289378,98	15,8254027
120	288,975403	289378,98	0,00712968	288909,922	15,3584927
130	288,508493	288909,922	0,00691933	288454,703	14,9053584

140	288,055358	288454,703	0,00671518	288012,915	14,4655932
150	287,615593	288012,915	0,00651706	287584,161	14,0388028
160	287,188803	287584,161	0,00632478	287168,058	13,6246044
170	286,774604	287168,058	0,00613817	286764,23	13,2226264
180	286,372626	286764,23	0,00595707	286372,318	12,8325083
190	285,982508	286372,318	0,00578132	285991,968	12,4539002
200	285,6039	285991,968	0,00561074	285622,84	12,0864624
210	285,236462	285622,84	0,00544521	285264,603	11,7298655
220	284,879866	285264,603	0,00528455	284916,935	11,3837896
230	284,53379	284916,935	0,00512864	284579,525	11,0479242
240	284,197924	284579,525	0,00497732	284252,069	10,7219681
250	283,871968	284252,069	0,00483047	283934,275	10,405629
260	283,555629	283934,275	0,00468796	283625,857	10,0986231
270	283,248623	283625,857	0,00454964	283326,538	9,80067505
280	282,950675	283326,538	0,00441541	283036,051	9,51151761
290	282,661518	283036,051	0,00428514	282754,134	9,23089143
300	282,380891	282754,134	0,00415871	282480,534	8,95854478
310	282,108545	282480,534	0,00403601	282215,007	8,69423341
320	281,844233	282215,007	0,00391694	281957,314	8,43772023
330	281,58772	281957,314	0,00380137	281707,224	8,18877518
340	281,338775	281707,224	0,00368922	281464,512	7,94717496
350	281,097175	281464,512	0,00358037	281228,961	7,71270287
360	280,862703	281228,961	0,00347474	281000,36	7,4851486
370	280,635149	281000,36	0,00337222	280778,504	7,26430806
380	280,414308	280778,504	0,00327272	280563,193	7,04998315
390	280,199983	280563,193	0,00317617	280354,235	6,84198166
400	279,991982	280354,235	0,00308246	280151,442	6,640117
410	279,790117	280151,442	0,00299151	279954,631	6,44420812
420	279,594208	279954,631	0,00290325	279763,628	6,25407931
430	279,404079	279763,628	0,00281759	279578,26	6,06956002
440	279,21956	279578,26	0,00273446	279398,361	5,89048476
450	279,040485	279398,361	0,00265379	279223,77	5,71669291
460	278,866693	279223,77	0,00257549	279054,33	5,54802858
470	278,698029	279054,33	0,0024995	278889,888	5,38434049
480	278,53434	278889,888	0,00242576	278730,299	5,22548183
490	278,375482	278730,299	0,00235419	278575,418	5,07131011
500	278,22131	278575,418	0,00228473	278425,107	4,92168704
510	278,071687	278425,107	0,00221732	278279,23	4,77647843
520	277,926478	278279,23	0,0021519	278137,658	4,63555403
530	277,785554	278137,658	0,00208841	278000,262	4,49878743

540	277,648787	278000,262	0,0020268	277866,92	4,36605598
550	277,516056	277866,92	0,001967	277737,512	4,23724061
560	277,387241	277737,512	0,00190897	277611,922	4,11222579
570	277,262226	277611,922	0,00185264	277490,038	3,99089938
580	277,140899	277490,038	0,00179798	277371,749	3,87315257
590	277,023153	277371,749	0,00174494	277256,951	3,75887974
600	276,90888	277256,951	0,00169345	277145,539	3,64797839
610	276,797978	277145,539	0,00164349	277037,415	3,54034906
620	276,690349	277037,415	0,001595	276932,48	3,43589521
630	276,585895	276932,48	0,00154794	276830,642	3,33452314
640	276,484523	276830,642	0,00150227	276731,808	3,23614194
650	276,386142	276731,808	0,00145795	276635,89	3,14066337
660	276,290663	276635,89	0,00141494	276542,803	3,04800177
670	276,198002	276542,803	0,00137319	276452,461	2,95807405
680	276,108074	276452,461	0,00133267	276364,785	2,87079954
690	276,0208	276364,785	0,00129336	276279,696	2,78609996
700	275,9361	276279,696	0,0012552	276197,117	2,70389934
710	275,853899	276197,117	0,00121816	276116,975	2,62412396
720	275,774124	276116,975	0,00118222	276039,197	2,54670225
730	275,696702	276039,197	0,00114734	275963,714	2,47156479
740	275,621565	275963,714	0,00111349	275890,458	2,39864416
750	275,548644	275890,458	0,00108064	275819,363	2,32787497
760	275,477875	275819,363	0,00104876	275750,366	2,25919375
770	275,409194	275750,366	0,00101781	275683,405	2,19253888
780	275,342539	275683,405	0,00098779	275618,419	2,12785059
790	275,277851	275618,419	0,00095864	275555,35	2,06507085
800	275,215071	275555,35	0,00093036	275494,142	2,00414335
810	275,154143	275494,142	0,00090291	275434,741	1,94501345
820	275,095013	275434,741	0,00087627	275377,091	1,88762811
830	275,037628	275377,091	0,00085042	275321,143	1,83193585
840	274,981936	275321,143	0,00082533	275266,845	1,77788673
850	274,927887	275266,845	0,00080098	275214,149	1,72543226
860	274,875432	275214,149	0,00077734	275163,008	1,6745254
870	274,824525	275163,008	0,00075441	275113,376	1,62512049
880	274,77512	275113,376	0,00073215	275065,208	1,57717322
890	274,727173	275065,208	0,00071055	275018,462	1,53064057
900	274,680641	275018,462	0,00068959	274973,094	1,48548081
910	274,635481	274973,094	0,00066924	274929,065	1,44165344
920	274,591653	274929,065	0,0006495	274886,335	1,39911914
930	274,549119	274886,335	0,00063033	274844,866	1,35783977

940	274,50784	274844,866	0,00061174	274804,62	1,3177783
950	274,467778	274804,62	0,00059369	274765,562	1,27889879
960	274,428899	274765,562	0,00057617	274727,656	1,24116638
970	274,391166	274727,656	0,00055917	274690,868	1,20454722
980	274,354547	274690,868	0,00054267	274655,166	1,16900846
990	274,319008	274655,166	0,00052666	274620,517	1,13451824
1000	274,284518	274620,517	0,00051112	274586,89	1,10104561
1010	274,251046	274586,89	0,00049604	274554,256	1,06856055
1020	274,218561	274554,256	0,00048141	274522,584	1,03703392
1030	274,187034	274522,584	0,00046721	274491,847	1,00643745
1040	274,156437	274491,847	0,00045342	274462,017	0,97674369
1050	274,126744	274462,017	0,00044004	274433,066	0,94792601
1060	274,097926	274433,066	0,00042706	274404,97	0,91995856
1070	274,069959	274404,97	0,00041446	274377,703	0,89281626
1080	274,042816	274377,703	0,00040223	274351,241	0,86647476
1090	274,016475	274351,241	0,00039037	274325,559	0,84091044
1100	273,99091	274325,559	0,00037885	274300,634	0,81610036
1110	273,9661	274300,634	0,00036767	274276,446	0,79202228
1120	273,942022	274276,446	0,00035682	274252,97	0,76865459
1130	273,918655	274252,97	0,0003463	274230,188	0,74597633
1140	273,895976	274230,188	0,00033608	274208,077	0,72396718
1150	273,873967	274208,077	0,00032616	274186,619	0,70260737
1160	273,852607	274186,619	0,00031654	274165,794	0,68187776
1170	273,831878	274165,794	0,0003072	274145,584	0,66175976
1180	273,81176	274145,584	0,00029814	274125,97	0,64223531
1190	273,792235	274125,97	0,00028934	274106,934	0,62328691
1200	273,773287	274106,934	0,0002808	274088,46	0,60489756

Anexo G Datos sensores LM35

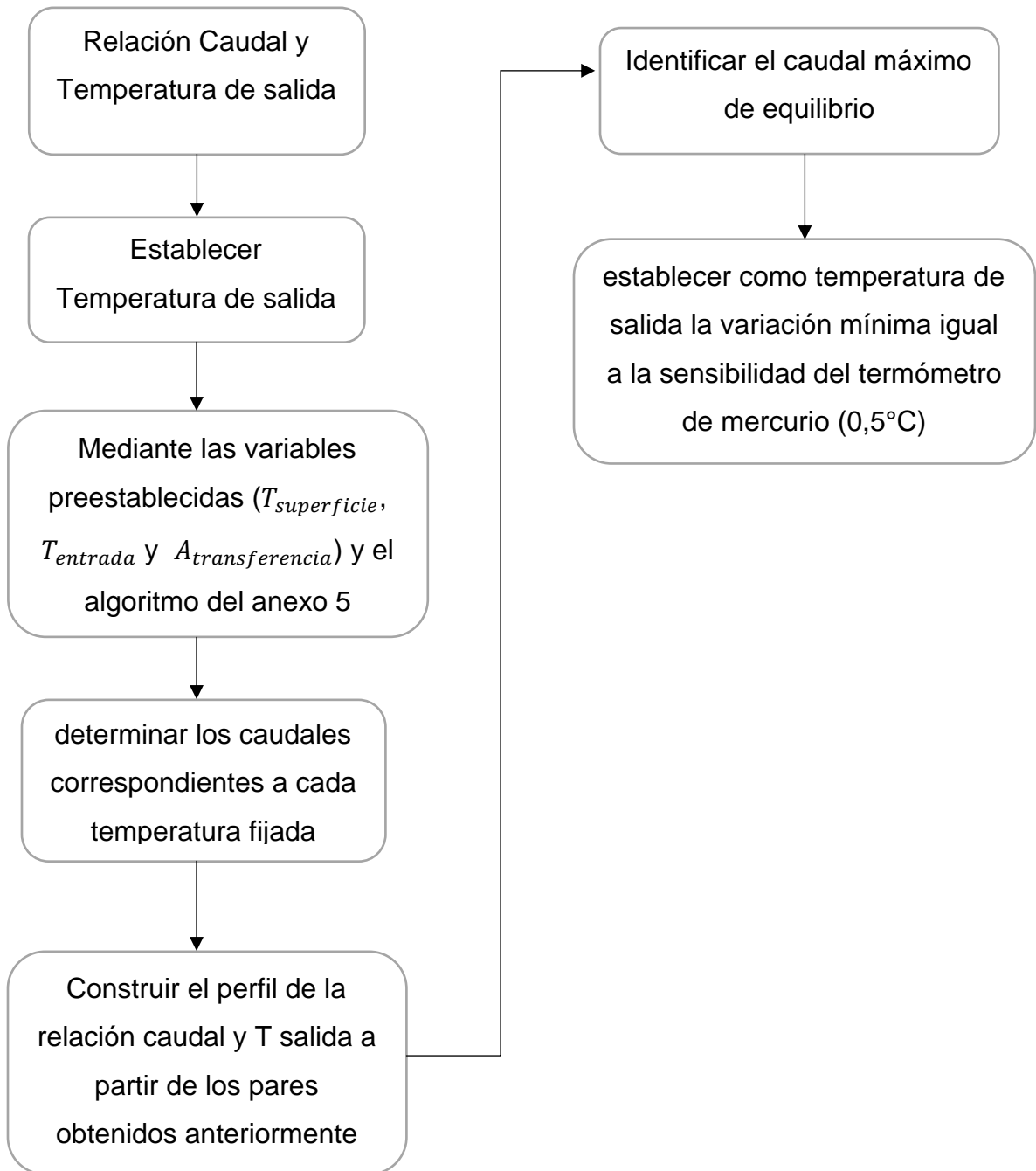
Presión psi	70
Régimen	Turbulento
Caudal m^3/s	0,00287
$T_{entrada} \text{ } ^\circ\text{C}$	22
$T_{superficie} \text{ } ^\circ\text{C}$	0
Distancia (m)	Temperatura $^\circ\text{C}$
0	22
2	17,5
4	12,5
6	10
8	8
10	6,7
12	6

Presión psi	85
Régimen	Turbulento
Caudal m^3/s	0,003404
$T_{entrada} \text{ } ^\circ\text{C}$	22
$T_{superficie} \text{ } ^\circ\text{C}$	0
Distancia (m)	Temperatura $^\circ\text{C}$
0	22
2	17,5
4	13,5
6	11
8	9
10	7,5
12	7

Presión psi	100
Régimen	Turbulento
Caudal m^3/s	0,003971
$T_{entrada} \text{ } ^\circ\text{C}$	22
$T_{superficie} \text{ } ^\circ\text{C}$	0
Distancia (m)	Temperatura $^\circ\text{C}$
0	22
2	18
4	15
6	12
8	10
10	8,5
12	8

Presión psi	115
Régimen	Turbulento
Caudal m^3/s	0,004568
$T_{entrada} \text{ } ^\circ\text{C}$	22
$T_{superficie} \text{ } ^\circ\text{C}$	0
Distancia (m)	Temperatura $^\circ\text{C}$
0	22
2	18,5
4	15,5
6	13
8	11
10	10
12	10

Anexo H algoritmo relación temperatura y caudal



Anexo I Foto del disipador de aluminio

