

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

ESCUELA DE POSGRADO



Título

**SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON EFECTO PELTIER Y
SUPERFICIES EXTENDIDAS, PARA ENFRIAMIENTO SENSIBLE DE AIRE.
CASO DE ESTUDIO: DIMENSIONAMIENTO DE UNA CARGA TÉRMICA
DE 100 W DE REFRIGERACIÓN**

TESIS PARA OPTAR AL GRADO DE MAGÍSTER EN ENERGÍA

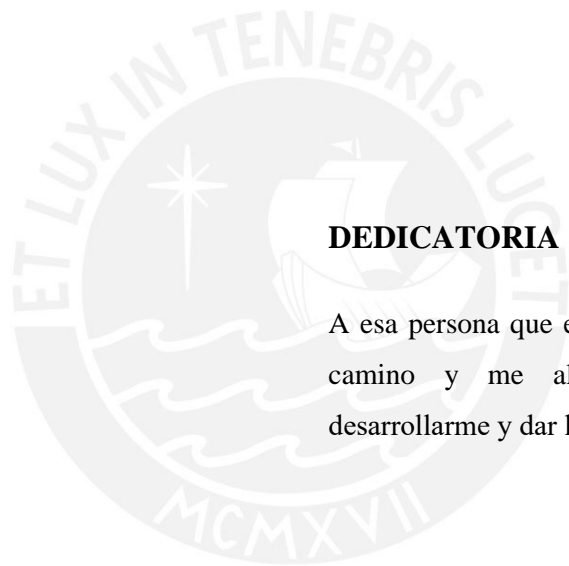
AUTOR

RICHARD DANIEL GONZALES TOLEDO

ASESOR

DR. LUIS RICARDO CHIRINOS GARCÍA

Agosto 2018



DEDICATORIA

A esa persona que escogí para recorrer este camino y me alienta cada día para desarrollarme y dar lo mejor de mí... Linda.

AGRADECIMIENTOS

A mi asesor de tesis, Dr. Luis Ricardo Chirinos García, por la dedicación, el apoyo brindado y el rigor en la revisión, para la elaboración de este documento.

A mis compañeros de la Escuela de Posgrado, por la ideas y sugerencias aportadas.

A mis padres, por su apoyo incondicional y sus sabios consejos.

RESUMEN

El efecto Peltier, el cual se origina por el paso de una corriente eléctrica a través de la unión de dos conductores distintos, es un fenómeno que puede ser aprovechado para procesos de refrigeración y aire acondicionado. Para obtener el efecto refrigerante, con un dispositivo o celda Peltier, solo es necesario realizar trabajo eléctrico. Sin embargo, su uso es limitado debido a su bajo coeficiente de desempeño (COP).

Los sistemas de refrigeración termoeléctricos no están en condiciones de competir con sistemas convencionales, debido a su desempeño energético. A pesar de ello, es una opción que debe ser explotada, debido a que su principal ventaja es no utilizar gases refrigerantes. Para ello, los parámetros relacionados con el coeficiente de performance (COP) deben ser diseñados, de tal forma que el sistema opere cerca del punto de máximo desempeño.

Las superficies extendidas (aletas), son componentes que permiten el intercambio de calor, forman parte esencial de un sistema de refrigeración termoeléctrica. La magnitud de las resistencias térmicas influye en el desempeño de la celda Peltier. Por lo tanto, para el presente trabajo se realiza el análisis del comportamiento del sistema, formado por una celda Peltier el cual utiliza superficies extendidas. El objetivo principal es determinar la relación entre el coeficiente de desempeño de celda Peltier seleccionada, la cual permita extraer una carga de refrigeración de 100 W, con las resistencias térmicas de sus focos frío y caliente. Se considera que las superficies extendidas son de aluminio y se ha elegido una celda Peltier comercial (TEC1-24126), formado por termopares de telururo de bismuto (Bi_2Te_3).

En el modelamiento se ha considerado los procesos de transferencia de calor en superficies extendidas; flujo interno del aire y las relaciones termodinámicas entre los flujos de calor y trabajo en la celda Peltier. Las ecuaciones planteadas se han resuelto utilizando el software: “*Engineering Equation Solver (EES)*”, que utiliza una variación del método de Newton, para resolver sistemas de ecuaciones no lineales.

Para el prototipo propuesto se ha comprobado la magnitud de cada resistencia térmica. La resistencia total en lado frío y caliente, respectivamente son 0,0838 W/K y 0,0840 W/K. Cada resistencia térmica está conformada por la resistencia de contacto, la resistencia de constricción o propagación y la resistencia térmica de la superficie extendida, la resistencia térmica más significativa corresponde a la superficie extendida que representa el 83%, luego la de constricción o propagación que representa un 12%, finalmente la resistencia térmica de contacto con un 5%. Con dichos valores, la celda Peltier seleccionada puede extraer una carga térmica de 101,4 W, con un coeficiente de desempeño de 0,65.

ÍNDICE

	Pág.
Carátula	i
Dedicatoria	ii
Agradecimientos	iii
Resumen	iv
Índice	v
Lista de Tablas	vii
Lista de Gráficos	viii
Lista de Figuras	ix
Nomenclatura	x
Introducción	13
CAPITULO I: FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE TERMOELECTRICIDAD	20
1.1 Fenómeno termoeléctrico	20
1.1.1. Efecto Seebeck	20
1.1.2. Efecto Peltier	22
1.1.3. Efecto Thomson	22
1.1.4. Relaciones de Thomson	23
1.2 Balance de energía en un termopar termoeléctrico	24
1.3 Refrigeración termoeléctrica	26
1.3.1. Balance de energía	27
1.3.2. Tasa óptima de refrigeración	28
1.3.3. Coeficiente de desempeño máximo	29
1.3.4. Parámetros de máximo desempeño	31
1.3.5. Curvas generalizadas	31
1.4 Materiales termoeléctricos	33
1.5 Celdas Peltier	35
CAPITULO II: FUNDAMENTOS TEÓRICOS PARA SUPERFICIES EXTENDIDAS	37
2.1 Transferencia de calor en superficies extendidas	37
2.1.1. Ecuación de aleta	37
2.1.2. Arreglo con múltiples aletas	41
2.2 Coeficiente convectivo	42
2.3 Caída de presión	46
2.4 Efecto de la radiación	48
CAPITULO III: MODELAMIENTO MATEMÁTICO	50
3.1 Balance de calor en el flujo de aire	51

3.2	Flujo de calor en las superficies extendidas (aletas)	52
3.3	Flujo de calor en la celda Peltier	54
3.4	Resistencias térmicas	55
3.4.1.	Resistencia térmica de las superficies extendidas	57
3.4.2.	Resistencia térmica por contacto.....	58
3.4.3.	Resistencia térmica de propagación (constricción).....	60
3.4.4.	Circuito térmico	61
3.5	Régimen del flujo de aire	63
3.6	Restricciones de diseño	64
CAPITULO IV: SIMULACIÓN Y RESULTADOS		67
4.1	Flujo de calor en la celda Peltier	67
4.2	Temperaturas del flujo aire en las superficies extendidas	68
4.2.1.	Lado frío.....	68
4.2.2.	Lado caliente	69
4.3	Dimensiones geométricas de las superficies extendidas	71
4.4	Análisis de las resistencias térmicas	77
4.4.1.	Resistencias contacto y propagación (constricción).....	77
4.4.2.	Resistencia térmica de la base	77
4.4.3.	Resistencia térmicas del circuito térmico.....	79
4.5	Coefficiente de desempeño del sistema	82
4.6	Diseño de prototipo	84
4.6.1.	Diseño superficies extendidas	85
4.6.2.	Potencia de refrigeración del prototipo	86
4.6.3.	Desempeño de la celda Peltier – TEC1-24126.....	87
CONCLUSIONES		89
RECOMENDACIONES		92
REFERENCIAS		93
ANEXO A: EFECTO DE LA RADIACIÓN EN LAS ALETAS DE LAS SUPERFICIES EXTENDIDAS		96
ANEXO B: DIAGRAMAS DE FLUJO PARA EL CÁLCULO DE VARIABLES		102

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Figura de Merito para Algunos semiconductores.....	34
Tabla 2: Datos de desempeño, de la Celda Peltier, proporcionado por el fabricante.	54
Tabla 3: Propiedades efectivas de la Celda Peltier para el Bi_2Te_3 (Para un termopar).....	55
Tabla 4: Longitud característica necesaria para alcanzar un número de Reynolds igual a 5×10^5 , para una velocidad promedio de 3 m/s	63
Tabla 5: Restricciones geométricas para las superficies extendidas	64
Tabla 6: Propiedades Aluminio.....	65
Tabla 7: Características del Flujo de aire	65
Tabla 8: Rangos de Simulación del Modelo.	66
Tabla 9: Flujos de Calor, Trabajo y desempeño de la Celda Peltier TEC1-24126.....	67
Tabla 10: Temperaturas del aire en el ducto del lado frío: Al ingreso, salida y alrededores (promedio).....	69
Tabla 11: Temperaturas del aire en el ducto del lado Caliente: Al ingreso, salida y alrededores (promedio).....	70
Tabla 12: Dimensiones geométricas, para la superficie extendida del lado frío, para diferentes temperaturas de operación.....	71
Tabla 13: Dimensiones geométricas, para la superficie extendida del lado caliente, para diferentes temperaturas de operación.....	73
Tabla 14: Variación del Coeficiente Convectivo y los Números Reynolds y Prandtl.....	75
Tabla 15: Longitudes Máximas y Mínimas de las aletas y el espaciamiento entre ellas.....	76
Tabla 16: Resistencia de propagación (constricción) en función del ancho de la superficie extendida	77
Tabla 17: Resistencias Térmica de la base de la superficie extendida en función del ancho	78
Tabla 18: Resistencias Térmicas del circuito térmico considerando una temperatura del aire igual a 288 K (K/W).....	79
Tabla 19: Resistencias Térmicas del circuito térmico considerando una temperatura del aire igual a 300 K (K/W).....	80
Tabla 20: Resistencias Térmicas del circuito térmico en (K/W).....	85
Tabla 21: Geometría de diseño de las superficies extendidas	86
Tabla 22: Recálculo del número de Aletas y Carga de Refrigeración.....	86
Tabla 23: Resistencias Térmicas del circuito térmico, del prototipo.....	87

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Coeficiente de Performance (COP) versus salto térmico (ΔT). Comparación entre una máquina de refrigeración termoeléctrica y el ciclo ideal de Carnot	30
Gráfico 2: Ratio Potencia de refrigeración versus ratio de corriente eléctrica. Elaboración propia.	32
Gráfico 3: Coeficiente de desempeño (COP) versus ratio de corriente máxima (I/I_{max}).	33
Gráfico 4: Coeficiente de transferencia de calor por radiación versus temperatura de la superficie	49
Gráfico 5: Requerimiento Trabajo Eléctrico y Calor Rechazado, en la celda Peltier, para una carga de refrigeración de 100 W, en función de la temperatura del foco frío.....	68
Gráfico 6: Temperatura de salida del aire, en el ducto del lado caliente, en función de la temperatura del foco frío de la celda Peltier.....	71
Gráfico 7: Número de aletas de las superficies extendidas, en función de la temperatura del foco frío de la celda Peltier.....	73
Gráfico 8: Número de aletas de las superficies extendidas, en función de la temperatura del foco frío de la celda Peltier.....	75
Gráfico 9: Variación de las resistencias térmicas de contacto, propagación y constricción y la base, en función del ancho de la superficie extendida.....	79
Gráfico 10: Variación de la resistencia térmica total (K/W), para la superficie extendida del lado frío. Valores obtenidos para los rangos extremo de la temperatura ambiental del aire (288 K y 300 K)	81
Gráfico 11: Variación de la resistencia térmica total, para la superficie extendida del lado caliente, en función de la temperatura del foco frío de la celda Peltier. Valores obtenidos para los rangos extremo de la temperatura ambiental del aire (288 K y 300 K)	81
Gráfico 12: Variación del coeficiente de desempeño de la celda Peltier, en función de la temperatura del foco frío	82
Gráfico 13: Variación del coeficiente de desempeño de la celda Peltier, en función de la temperatura del foco frío, en el rango de 273 K a 283 K	83
Gráfico 14: Variación del coeficiente de desempeño de la celda Peltier, en función de la resistencia térmica del foco caliente, en el rango de 273 K a 283 K.....	84
Gráfico 15: Variación del coeficiente de desempeño de la celda Peltier, en función de la resistencia térmica del foco caliente, en el rango de 273 K a 283 K.....	84
Gráfico 16: Variación del coeficiente de desempeño de la celda Peltier, en función de la ratio corriente/corriente máxima, en el rango de 273 K a 283 K.....	88

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Esquema físico del sistema de refrigeración termoeléctrica propuesto.	17
Figura 2: Termopar formado por dos semiconductores, unidos mediante un material conductor	20
Figura 3: Efecto Seebeck en un termopar	21
Figura 4: Efecto Peltier en un termopar	22
Figura 5: Efecto Thomson en un conductor eléctrico	23
Figura 6: Flujo de energía (calor) en un termopar.....	24
Figura 7: Balance termodinámico, debido al efecto refrigerante de un termopar	27
Figura 8: Esquema de una Celda Peltier	35
Figura 9: Efecto de la corriente en una célula Peltier.....	35
Figura 10: Celdas Peltier. Estándar – una etapa (izquierda), de dos etapas (derecha)	36
Figura 11: Superficie extendida (Aleta)	38
Figura 12: Áreas de una superficie extendidas con múltiples aletas	41
Figura 13: Flujo completamente desarrollado entre dos placas planas	47
Figura 14: Esquema de operación del sistema de refrigeración	50
Figura 15: Flujos de trabajo y calor en el sistema de refrigeración.....	51
Figura 16: Flujo de Calor en las superficies extendidas.....	52
Figura 17: Temperaturas en el sistema de refrigeración termoeléctrica.....	56
Figura 18: Geometría de una superficie extendida.....	57
Figura 19: Rugosidad en la unión entre la base de una superficie extendida y la cara de la Celda Peltier	59
Figura 20: Constricción y propagación del flujo de calor que atraviesa la celda Peltier	60
Figura 21: Resistencias Térmicas en el sistema de refrigeración. los subíndices C y H, hacen referencia los lados frío y caliente.....	62
Figura 22: Flujo de calor en la Celda Peltier	67

NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidad
<i>A</i>	<i>Área de Sección transversal</i>	m^2
<i>COP</i>	<i>Coefficiente de Performance</i>	-
<i>C_p</i>	<i>Calor Específico a Presión Constante</i>	$\frac{KJ}{Kg \cdot K}$
<i>e</i>	<i>Espesor</i>	m
<i>g</i>	<i>Gravedad</i>	$\frac{m}{s^2}$
<i>h</i>	<i>Coefficiente Convectivo</i>	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
<i>H</i>	<i>Altura</i>	m
<i>I</i>	<i>Corriente Eléctrica</i>	A
<i>l</i>	<i>Espaciamiento</i>	m
<i>k</i>	<i>Coefficiente de Conducción térmica</i>	$\frac{W}{m \cdot K}$
<i>K</i>	<i>Conductancia Térmica</i>	$\frac{W}{K}$
<i>L</i>	<i>Longitud</i>	m
<i>L_C</i>	<i>Longitud Característica</i>	m
<i>N</i>	<i>Número de Termopares</i>	-
<i>N_a</i>	<i>Número de Aletas</i>	-
<i>Nu</i>	<i>Número de Nusselt</i>	-
<i>P</i>	<i>Perímetro</i>	m
<i>Pr</i>	<i>Número de Prandtl</i>	-
<i>R</i>	<i>Resistencia Eléctrica</i>	Ω
<i>Re</i>	<i>Número de Reynolds</i>	-
<i>W</i>	<i>Ancho</i>	m
<i>T</i>	<i>Temperatura</i>	K
<i>T</i>	<i>Temperatura promedio</i>	K
<i>u</i>	<i>Velocidad</i>	$\frac{m}{s}$
<i>U</i>	<i>Velocidad Promedio</i>	$\frac{m}{s}$
<i>V</i>	<i>Voltaje</i>	V
<i>V</i>	<i>Flujo Volumétrico</i>	$\frac{m^3}{s}$
<i>Q</i>	<i>Flujo de Calor</i>	W
<i>W</i>	<i>Trabajo Eléctrico</i>	W

Símbolo	Descripción	Unidad
$\bar{Z}T$	<i>Figura de Merito</i>	-
α	<i>Coefficiente de Seebeck</i>	$\frac{V}{K}$
α_{pn}	<i>Diferencia de Coeficientes Seebeck de los Materiales p y n ($\alpha_{pn} = \alpha_p - \alpha_n$)</i>	$\frac{V}{K}$
ΔT	<i>Variación de Temperatura</i>	K
ε	<i>Efectividad</i>	-
ϵ	<i>Emisividad</i>	-
\dot{m}	<i>Flujo Másico</i>	$\frac{Kg}{s}$
η	<i>Eficiencia de Aleta</i>	-
ΔP	<i>Caída de Presión</i>	Pa
π	<i>Coefficiente de Peltier</i>	$\frac{W}{A}$
ρ	<i>Resistividad Eléctrica</i>	$\Omega \cdot m$
σ	<i>Constante de Boltzmann, $5,67 \times 10^{-8}$</i>	$\frac{W}{m^2 \cdot K^4}$
τ	<i>Coefficiente de Thomson</i>	$\frac{W}{A \cdot K}$
μ	<i>Viscosidad Dinámica</i>	$\frac{N \cdot s}{m^2}$
ν	<i>Viscosidad Cinemática</i>	$\frac{m^2}{s}$

Subíndices	Descripción
<i>A</i>	<i>Material Semiconductor A</i>
<i>a</i>	<i>Aleta</i>
<i>B</i>	<i>Material Semiconductor B</i>
<i>b</i>	<i>Base</i>
<i>C</i>	<i>Lado Frío</i>
<i>F</i>	<i>Fourier</i>
<i>H</i>	<i>Lado Caliente</i>
<i>i</i>	<i>Ingreso</i>
∞	<i>Infinito (Alrededores)</i>
<i>J</i>	<i>Joule</i>
<i>M</i>	<i>Material</i>
<i>max</i>	<i>Máximo</i>
<i>n</i>	<i>Material semiconductor tipo n</i>
<i>o</i>	<i>Salida</i>
<i>opt</i>	<i>Óptimo</i>
<i>P</i>	<i>Peltier</i>
<i>p</i>	<i>Material semiconductor tipo p</i>
<i>r</i>	<i>Radiación</i>
<i>S</i>	<i>Seebeck</i>
<i>s</i>	<i>Superficie</i>
<i>T</i>	<i>Thomson</i>

INTRODUCCIÓN

Antecedentes

Los fenómenos termoeléctricos: efecto Peltier, efecto Seebeck y efecto Thompson; son conocidos desde hace dos siglos y fueron descubiertos por Thomas Johann Seebeck en el año 1821. Es un fenómeno físico, donde al presentarse una diferencia de temperaturas en dos conductores diferentes, se produce un potencial eléctrico entre los extremos; en este fenómeno también se produce el efecto inverso; es decir al aplicar un potencial eléctrico, se producirá una diferencia de temperaturas en los extremos de los conductores.

El uso de termopares, para la conversión de energía, se ha analizado desde el descubrimiento de este fenómeno; sin embargo, los materiales empleados no reunían las características necesarias que permitan el desarrollo de la termoelectricidad. Esto cambió con el descubrimiento de materiales semiconductores alrededor de la década de 1950 (Goldsmid, 2016) lo cual permitió el diseño de refrigeradores y generadores, para aplicaciones especiales (e.g., generadores termoeléctricos basados en silicio-germanio de las naves Voyager, 1980). Los esfuerzos en el desarrollo de nuevos materiales, el desempeño y la eficiencia de los dispositivos termoeléctricos sigue siendo inferior comparado con equipos convencionales; aunque, en los últimos años se han presentado varias ideas para la mejora de los materiales y se está teniendo avances significativos. En un futuro es razonable esperar que las aplicaciones de estos efectos sean mucho más amplias.

Debido a su bajo coeficiente de desempeño, los sistemas de refrigeración termoeléctricos no están en condiciones de competir con sistemas convencionales, como por ejemplo la compresión de vapor. Pese a ello, en la actualidad se encuentran en el mercado algunas aplicaciones; por ejemplo, Zhao & Tan (2014) mencionan el uso de estos sistemas en aplicaciones para misiones espaciales, equipos científicos y médicos, donde el coeficiente de desempeño no es tan importante como la disponibilidad de energía, la confiabilidad y el ambiente de operación silenciosa.

En los últimos años, el estudio y diseño de dispositivos termoeléctricos ha tenido una mejora en cuanto a eficiencia. Riffat & Ma (2004) reportaron coeficientes de performance (COP) de entre 0.9 y 1.2, para aplicaciones refrigeración. Pese a este desarrollo, aún no se ha logrado que estos dispositivos compitan con dispositivos convencionales de refrigeración y aire acondicionado, los cuales son más eficientes. Por otra parte, Riffat & Qiu (2004) realizaron un estudio comparativo entre acondicionadores termoeléctricos y convencionales. Los resultados muestran que los coeficientes de desempeño (COP) de los equipos por compresión de vapor están en el rango de 2,6 a 3,0; mientras que los termoeléctricos están en el rango de 0,38 a 0,5.

A pesar del inconveniente que presentan los sistemas de refrigeración y aire acondicionado termoeléctricos, estos presentan ciertas ventajas en comparación con los sistemas convencionales. Por ejemplo:

- Amigable con el medio ambiente, puesto que no se utilizan refrigerantes; por lo tanto, el problema de fugas de refrigerantes puede evitarse.
- Se puede fabricar en tamaños compactos utilizando menos espacio.
- La potencia de refrigeración puede controlarse fácilmente variando el voltaje y la corriente.
- Al no poseer partes móviles su funcionamiento es silencioso; por lo tanto, adecuado para uso doméstico.

El incremento del coeficiente de desempeño de estos sistemas ha sido abordado en diversos estudios y se han planteado diferentes propuestas para la optimización. Estos estudios incluyen desarrollo de nuevos materiales, geometría y configuración de los termopares, temperatura de operación, carga térmica, diseño de disipador de calor, etc. (Enescu & Virjoghe, 2014).

La investigación de Li et al. (2009) indica que es posible incrementar de refrigeración termoeléctrica, mediante la mejora de las resistencias de contacto de los termopares y los intercambiadores de calor. Roj & Katenbrink (2015) hacen referencia a varios estudios donde se concluye que el diseño de los intercambiadores de calor, influyen en el rendimiento del sistema, en gran medida. En el estudio desarrollado por Elarusi, Attar, & Lee (2017) se señala que la relación, entre el módulo termoeléctrico para refrigeración (TEC) y las superficies extendidas, tienen un rol esencial para la mejora del desempeño de todo el sistema. Por lo tanto, un análisis del comportamiento de la transferencia de calor y el diseño óptimo de la resistencia térmica desempeñan un papel preponderante en el diseño de cualquier aplicación que utilice esta tecnología.

Justificación

Los sistemas de enfriamiento son ampliamente utilizados en sistemas de refrigeración, climatización y protección de equipos eléctricos y electrónicos, etc. Sin embargo, la mayoría de sistemas de refrigeración y aire acondicionado dependen de una sustancia de trabajo, los cuales son poderosos gases de efecto invernadero, cuyo poder de calentamiento global es cientos de veces el valor del dióxido de carbono (CO₂) (Banco Mundial, 2016).

Por ejemplo, de acuerdo al Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente (Pnuma), en el plan de gestión de eliminación de HCFC, del 2012, el Perú utiliza principalmente HCFC-22 y HCFC-141b, sustancias que representan el 87,7% y 9,3% del consumo total, respectivamente. El 3,0% restante corresponde al HCFC-124 y HCFC-142b, con un porcentaje despreciable de consumo de HCFC-225ca y HCFC-225cb. Si se analiza solamente el consumo de HCFC-22 (R-22), que el más relevante para el Perú, el cual ascendió a 538,7 toneladas métricas en el 2011, en los diversos sectores. De acuerdo al último reporte del IPCC (2013), el potencial de calentamiento global para este gas de efecto invernadero es de 1760 (para un horizonte de 100 años). Si se toma como referencia, solo, el sector residencial, cuyos equipos tienen una capacidad de 1 Kg y en conjunto representan un consumo de 6,0 toneladas anuales; se están emitiendo al ambiente un total 10 560 tCO₂e (toneladas de CO₂ equivalente).

Por lo tanto, es necesario reducir el impacto negativo causado por los gases refrigerantes; para reducir los efectos del cambio climático. Por eso debemos adoptar medidas que permitan reducir estas emisiones y determinar donde se podrían aplicar cambios tecnológicos, de manera que se reduzca el consumo. Una alternativa a los sistemas convencionales, son equipos y dispositivos que utilicen la termoelectricidad.

Twaha, Zhu, Yan, & Li (2016) señalan que las aplicaciones principales para los sistemas termoeléctricos están enfocadas básicamente en la refrigeración de dispositivos electrónicos, refrigeradores y acondicionamiento de aire; pero, son bastante caros en la actualidad, además el bajo COP limita las aplicaciones domésticas.

Mejorar el desempeño de un sistema de aire acondicionado que utilice la termoelectricidad, permitiría reemplazar, en ciertas aplicaciones, el uso de gas refrigerante, los cuales contribuyen con el cambio climático. Los dispositivos termoeléctricos utilizan únicamente electricidad y de esta manera reducen el impacto de la refrigeración convencional.

Propuesta Solución

Frente al problema que representan las emisiones de gases refrigerantes, los cuales contribuyen al calentamiento global, es necesario utilizar otros tipos de tecnología. Las celdas Peltier son una alternativa, y pueden ser utilizadas en sistemas de refrigeración y aire acondicionado a pequeña escala.

Estos sistemas, en términos de energía, la eficiencia es menor, comparado con los sistemas convencionales; por lo tanto, los parámetros relacionados con el coeficiente de performance (COP) deben ser diseñados, de tal forma que el sistema opere cerca del área de máximo desempeño.

Entonces, se propone modelar y simular un sistema de aire acondicionado que utilice termoelectricidad (Efecto Peltier), el cual pueda ser utilizado en un sistema que requiera refrigeración; específicamente, para la refrigeración de un tablero eléctrico, cuyas condiciones de operación corresponden a la ciudad de Lima.

El tablero eléctrico es un gabinete o panel, el cual contiene a los equipos eléctricos que permiten controlar, proteger y medir; otros componentes eléctricos; como, por ejemplo, alimentadores de distribución eléctrica; en condiciones seguras y confiables.

El incremento de la temperatura debido al efecto Joule, en el interior del tablero eléctrico, debe ser controlada para proteger a los conductores, equipos electrónicos y dispositivos de protección. Así mismo, las normas utilizadas para el diseño establecen máximos de temperatura interior, para garantizar la seguridad de los operadores y dispositivos.

Es necesario incluir un sistema de refrigeración, en el tablero eléctrico, si la potencia térmica que se produce debido al efecto Joule en los conductores y equipos es superior a la potencia que puede disipar la envolvente del tablero.

Por lo tanto, el sistema de refrigeración propuesto, el cual utiliza termoelectricidad, será capaz de extraer la carga térmica necesaria; para evitar que la temperatura en el interior del tablero eléctrico, se eleve, más allá de los límites permitidos.

Se analiza el comportamiento del sistema formado por una celda Peltier, el cual utiliza superficies extendidas, para los procesos de transferencia de calor y se evalúa el efecto de las resistencias térmicas en el desempeño del sistema. La solución de este problema físico, implica el estudio detallado de los fenómenos de transferencia de calor, refrigeración termoeléctrica y flujo interno.

En la Figura 1 se muestra el sistema de refrigeración termoeléctrico, el cual está conformado por dos ductos: uno por donde se enfría el aire, y el otro por donde se rechaza el calor. La transferencia de calor en ambos casos se produce por convección forzada, esto para incrementar el coeficiente convectivo y reducir la resistencia térmica.

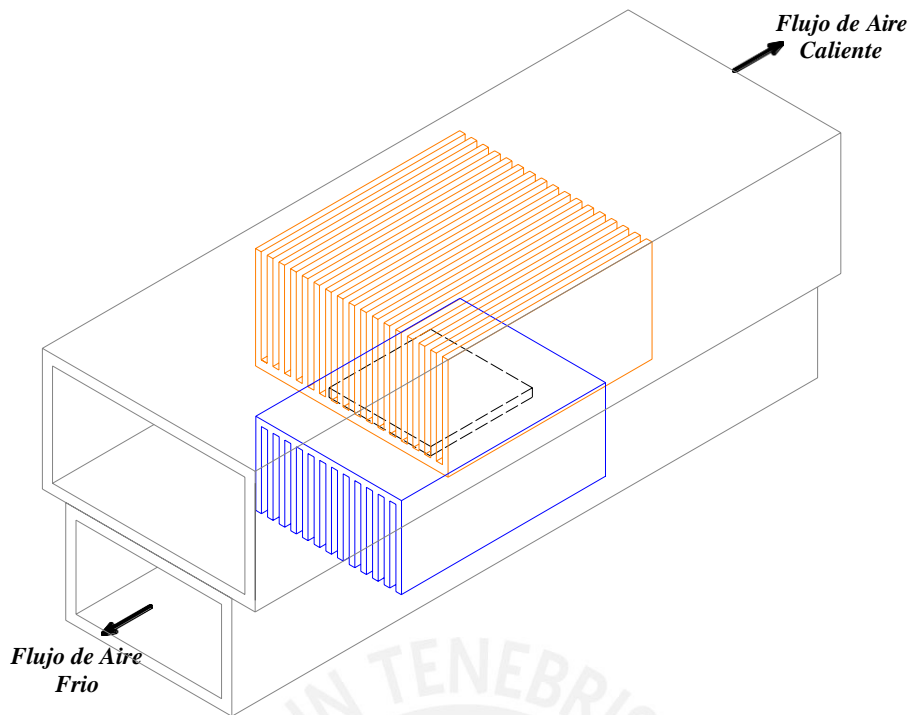


Figura 1: Esquema físico del sistema de refrigeración termoeléctrica propuesto.

Definición del Problema

El balance de energía en los sistemas termoeléctricos muestra la dependencia que este fenómeno tiene respecto al salto térmico. La temperatura de los focos frío y caliente influyen en el comportamiento del sistema.

El coeficiente de desempeño de una celda Peltier, depende de la diferencia de temperaturas entre ambas caras de la misma. Las superficies extendidas son componentes que permiten el intercambio de calor y forman parte esencial de un sistema de refrigeración termoeléctrica. La potencia de refrigeración (absorción de calor), depende de la capacidad de transferencia de calor entre aire exterior y la temperatura del foco frío de la celda; así como la temperatura de la cara caliente depende de la capacidad de evacuación de calor del disipador.

En el presente trabajo se pretende dimensionar y cuantificar como influye la magnitud de las resistencias térmicas de ambas superficies extendidas, en la eficiencia del sistema.

Hipótesis

El coeficiente de desempeño de la celda Peltier está relacionada con la magnitud de las resistencias térmicas de las superficies extendidas y la temperatura exterior de aire.

Objetivo General

Determinar la relación entre el coeficiente de desempeño de celda Peltier seleccionada, para extraer una carga de refrigeración de 100 W, con las resistencias térmicas de sus focos frío y caliente.

Objetivos Específicos

- Realizar el balance termodinámico en el sistema de refrigeración termoeléctrica;
- Calcular los flujos de calor en las superficies extendidas;
- Evaluar el proceso de transferencia de calor entre las resistencias térmicas y el flujo aire;
- Determinar las resistencias térmicas en el circuito térmico;
- Modelar matemáticamente el sistema de refrigeración termoeléctrico;
- Dimensionar las superficies extendidas;
- Simular el modelo, mediante la aplicación de métodos numéricos;
- Evaluar la relación entre la eficiencia del sistema (COP) y las resistencias térmicas de las superficies extendidas.

Metodología

El presente estudio se enmarca dentro del análisis físico y matemático, para determinar el tamaño de las resistencias térmicas de las superficies extendidas, como elementos de que sirven para el intercambio y disipación de calor, en un sistema de refrigeración que hace uso del efecto Peltier (termoelectricidad). Esto incluye el dimensionamiento geométrico del sistema y la determinación del desempeño para diferentes modos de operación.

En un primer momento, se ha determinado los modelos aplicables al sistema de refrigeración planteado. Esto incluye: Refrigeración termoeléctrica; transferencia de calor en superficies extendidas; flujo interno y las relaciones termodinámicas entre los flujos de calor y trabajo.

Se han definido condiciones de operación: Incluye la carga de refrigeración para un tablero eléctrico; las condiciones ambientales y las características del material de las superficies extendidas.

El sistema planteado tendrá una carga térmica de refrigeración nominal de 100 W, para alimentar a un tablero eléctrico. En el mercado actual existen diversos tipos de tableros eléctricos, para diferentes tipos de aplicaciones. Por ejemplo; el fabricante Rittal -The System, en su publicación *Construcción de instalaciones de distribución y control según normativa Aplicación de la DIN EN 61439*, 2015, establece un requerimiento de carga de 200 W, para uno de sus tableros eléctricos, con dimensiones de 2 x 0.8 x 0.5 metros, hasta 630 A. Este sistema, podría ser alimentado con dos módulos, del sistema propuesto.

La temperatura interna del gabinete (envolvente), de acuerdo con la norma IEC 61439, debe estar en el rango de -5 °C a 40 °C, y el promedio, para 24 horas, no debe superar los 35°C.

Las condiciones de temperatura del aire varían en el rango de 15 °C a 27 °C (288 K a 300 K), que corresponden al rango de variación promedio en la ciudad de Lima. Además, para el diseño, se considera que el salto térmico del flujo de aire, el cual entra a la envolvente del tablero eléctrico, es de 5 °C (5 grados Kelvin).

Las superficies extendidas son de aluminio y el valor de la conductividad térmica es constante. En el rango de operación del sistema propuesto la conductividad permanece constante.

Se ha elegido una celda Peltier comercial, que utiliza semiconductores de telururo de bismuto (Bi_2Te_3). Para determinar las características de la celda (coeficiente de Seebeck, conductancia térmica y figura de mérito), se ha seguido la metodología establecida por H. Lee, Attar, & Weera (2015).

Se considera que los ductos alrededor de las superficies extendidas son de material aislante. Así mismo, los contornos de la celda Peltier están aislados por el mismo ducto.

El modelamiento matemático, del sistema físico, se hace para el estado estacionario y se realiza la simulación del comportamiento del sistema para diferentes condiciones de operación.

Las ecuaciones planteadas se han resuelto utilizando el software “*Engineering Equation Solver (EES)*”, el cual se eligió porque las propiedades termodinámicas del aire son parte de una rutina del programa; asimismo el lenguaje de programación no es complejo y puede interactuar con otros softwares, como Matlab o Excel.

Con la información obtenida, para las resistencias térmicas, temperaturas, flujos de calor y trabajo; se evalúa el desempeño del sistema. Finalmente, se verifica la influencia de las resistencias térmicas en la eficiencia del sistema (COP).

CAPITULO I: FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE TERMOELECTRICIDAD

1.1 Fenómeno termoelectrico

La termoelectricidad es una manifestación debida a la interrelación de los fenómenos térmicos y eléctricos. Los elementos termoelectricos (termopares) pueden convertir energía térmica en potencial eléctrico y viceversa. Los termopares, conocidos también como termocuplas, básicamente están conformados por dos materiales conductores diferentes que hacen un circuito eléctrico cerrado. Si los extremos de este termopar se someten a una diferencia de temperaturas en el circuito se generará una diferencia de potencial, conocido como efecto Seebeck; si a este mismo circuito le aplicamos una diferencia de potencial, se generará una gradiente de temperaturas, este último fenómeno es conocido como efecto Peltier.

La aplicación directa del efecto Seebeck se puede hacer mediante el aprovechamiento de calor residual; por ejemplo, de una planta térmica o un motor de combustión. Una aplicación del efecto Peltier es la utilización de sistemas refrigeración o enfriamiento; por ejemplo, en sistemas de control de temperatura en circuitos electrónicos.

El fenómeno termoelectrico, también involucra un tercer fenómeno, descubierto por William Thomson: si existe una diferencia de temperatura entre dos puntos cualesquiera de un conductor, por donde circula una corriente, se genera un gradiente de temperaturas.

En la Figura 2 se visualiza un termopar constituido por dos semiconductores diferentes, tipo p y tipo n, ambos unidos por un material conductor.

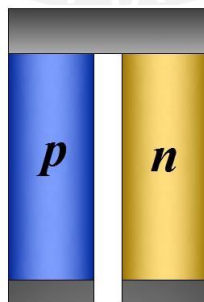


Figura 2: Termopar, formado por dos semiconductores, unidos mediante un material conductor

1.1.1. Efecto Seebeck

Descubierto y descrito por Thomas Johan Seebeck, en 1821, consiste en la conversión de un salto térmico (diferencia de temperaturas) en un potencial eléctrico. Como se puede ver en la Figura 3, dos materiales semiconductores diferentes: tipo p y tipo n, unidos en un extremo; que

se les impone una diferencia de temperatura entre dos uniones (T_C y T_H), se generará una diferencia de potencial si el circuito permanece abierto; si se cierra se generará un flujo de corriente eléctrica.

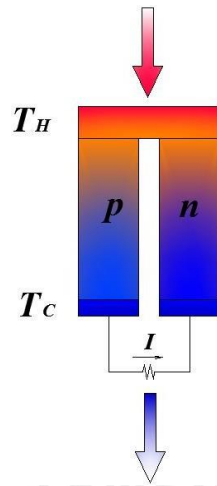


Figura 3: Efecto Seebeck en un termopar

Seebeck encontró, experimentalmente, que esta diferencia de potencial es proporcional a la diferencia de temperaturas y dependen de las temperaturas de la unión y también de los materiales:

$$V = \alpha_{pn} \cdot \Delta T \quad (1)$$

Donde,

- V : Diferencia de potencial entre los semiconductores tipo p y n (V)
- $\Delta T = T_C - T_H$: Diferencia de temperaturas (K)
- T_C : Temperatura del foco frío (K)
- T_H : Temperatura del foco caliente (K)
- $\alpha_{pn} = \alpha_p - \alpha_n$: Coeficiente relativo de Seebeck (V/K)
- α_p : Coeficiente de Seebeck del material semiconductor tipo p (V/K)
- α_n : Coeficiente de Seebeck del material semiconductor tipo n (V/K)

El coeficiente relativo de Seebeck, es la diferencia de coeficientes de Seebeck (α) de cada material, se mide generalmente en $\mu V/K$ y puede ser positivo o negativo, dependiendo del sentido de la corriente; es positivo si la corriente fluye en el mismo sentido que el flujo de calor (en la Figura 3, el semiconductor tipo p). En la práctica rara vez se mide el coeficiente absoluto de Seebeck (α) porque el instrumento de medición (voltímetro) siempre lee el coeficiente relativo de Seebeck entre los conductores p y n. El coeficiente de Seebeck absoluto puede calcularse únicamente a partir del coeficiente de Thomson.

1.1.2. Efecto Peltier

Descubierto por en 1834 por Jean Charles Peltier, este efecto podría considerarse como un efecto inverso al Seebeck, puesto que, al hacer pasar una corriente eléctrica a través de la unión de dos conductores distintos, se absorbe calor en uno de los extremos, mientras que en el otro se emite. La cantidad de calor en la unión es proporcional a la corriente eléctrica y se relacionan mediante el coeficiente de Peltier.

$$Q_P = \pi_{pn} \cdot I \quad (2)$$

Donde,

- Q_P : Flujo de Calor absorbido o emitido, en la unión del termopar (W)
- I : Corriente que circula a través del termopar (A);
- $\pi_{pn} = \pi_p - \pi_n$: Diferencia de coeficientes Peltier (W/A).
- π_p : Coeficiente de Peltier del semiconductor tipo p (W/A).
- π_n : Coeficiente de Peltier del semiconductor tipo n (W/A).

π_{pn} es positivo si la corriente ingresa al semiconductor n, por el lado caliente de la unión y sale por el lado frío.

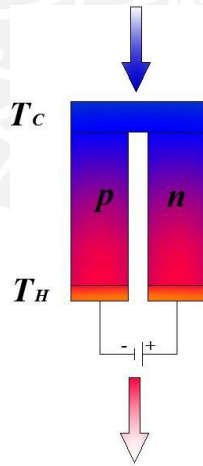


Figura 4: Efecto Peltier en un termopar

1.1.3. Efecto Thomson

Posterior a los descubrimientos de Seebeck y Peltier, William Thomson describe las relaciones termodinámicas entre ambos efectos y descubre un tercer efecto termoeléctrico, que hoy los conocemos como efecto Thomson.

Se emite o se absorbe calor, cuando una corriente fluye en un conductor donde hay un gradiente de temperaturas. El calor es proporcional a la corriente y al gradiente de temperaturas. La constante de proporcionalidad es conocida como el coeficiente de Thomson.

$$Q_T = \tau \cdot I \cdot \Delta T \quad (3)$$

Dónde,

- Q_T : Flujo de Calor absorbido o emitido, en el conductor,);
 τ : Coeficiente de Thomson ($W/A - K$);
 I : Corriente que circula a través del conductor (A);
 $\Delta T = T_C - T_H$: Diferencia de temperaturas entre los lados frío y caliente (K).

Se absorbe calor si la corriente fluye del lado frío hacia el caliente y emite en caso contrario.

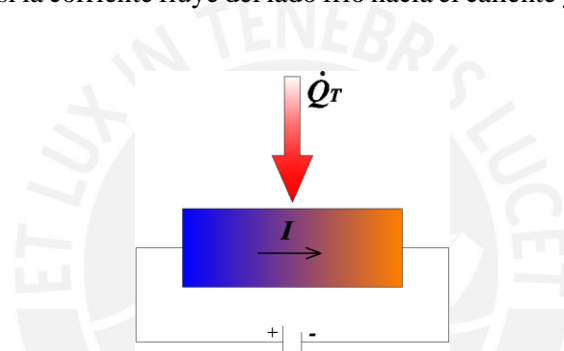


Figura 5: Efecto Thomson en un conductor eléctrico

1.1.4. Relaciones de Thomson

Las interrelaciones entre los tres efectos termoeléctricos son importantes para comprender este fenómeno. Los tres efectos se determinaron experimentalmente. Thomson, haciendo uso de la termodinámica: la primera y segunda ley, encontró la relación existente entre ellos.

La temperatura absoluta T , el coeficiente de Peltier π_{pn} y el coeficiente Seebeck α_{pn} se vinculan por la primera relación de Thomson:

$$\alpha_{pn} = \frac{\pi_{pn}}{T} \quad (4)$$

Mientras que el coeficiente de Thomson, la temperatura absoluta y el coeficiente de Seebeck están relacionados mediante la expresión:

$$\tau_p - \tau_n = T \cdot \frac{d\alpha_{pn}}{dT} \quad (5)$$

Estas ecuaciones son conocidas como las relaciones de Thomson; a partir de la cuales podemos expresar el efecto térmico (termoeléctrico), en función del parámetro de Seebeck:

$$Q_P = \pi_{pn} \cdot I \quad (6)$$

$$Q_P = \alpha_{pn} \cdot T \cdot I \quad (7)$$

Donde,

Q_P	: Flujo de calor debido al efecto Peltier (W)
$\alpha_{pn} = \alpha_p - \alpha_n$: Coeficiente relativo de Seebeck (V/K)
α_p	: Coeficiente de Seebeck del material semiconductor tipo p (V/K)
α_n	: Coeficiente de Seebeck del material semiconductor tipo n (V/K)
$\pi_{pn} = \pi_p - \pi_n$: Diferencia de coeficientes Peltier (W/A)
π_p	: Coeficiente de Peltier del semiconductor tipo p (W/A).
π_n	: Coeficiente de Peltier del semiconductor tipo n (W/A).
T	: Temperatura Absoluta (K)
τ_p	: Coeficiente de Thomson del semiconductor tipo p ($W/A - K$)
τ_n	: Coeficiente de Thomson del semiconductor tipo n ($W/A - K$)

1.2 Balance de energía en un termopar termoeléctrico

En la Figura 6 se muestran los flujos de energía que se producen en un termopar, formado por semiconductores tipo p y n.

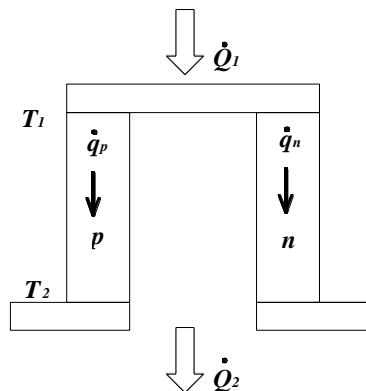


Figura 6: Flujo de energía (calor) en un termopar

En estado estable, en la unión con temperatura T_1 , se tiene:

$$Q_1 = \dot{q}_p + \dot{q}_n \quad (8)$$

Donde,

- Q_1 : Flujo de Calor, en la unión caliente del termopar (W);
 \dot{q}_p : Flujo de Calor en el material semiconductor tipo p (W);
 \dot{q}_n : Flujo de Calor en el material semiconductor tipo n (W).

En los semiconductores p y n se presentan dos fenómenos térmicos, uno debido al efecto Peltier y otro debido a la diferencia de temperaturas (ley de Fourier); sin embargo, también se debe considerar el efecto Joule debido al paso de la corriente por el semiconductor. Por otro lado, el coeficiente de Thomson positivo mejora el rendimiento de enfriamiento termoeléctrico; mientras que el coeficiente de Thomson negativo reduce el rendimiento de enfriamiento. Sin embargo, para las celdas Peltier disponibles comercialmente, el efecto Thomson es a menudo pequeño e insignificante (Zhao & Tan, 2014).

Para el estado estable, si se realiza el balance térmico entre los flujos de calor debido al efecto Peltier, efecto Joule y Fourier; para cada semiconductor, se tiene:

$$\dot{q}_p = \alpha_p \cdot T_1 \cdot I - \frac{1}{2} I^2 \frac{\rho_p \cdot L_p}{A_p} + \frac{k_p \cdot A_p}{L_p} (T_1 - T_2) \quad (9)$$

$$\dot{q}_n = -\alpha_n \cdot T_1 \cdot I - \frac{1}{2} I^2 \frac{\rho_n \cdot L_n}{A_n} + \frac{k_n \cdot A_n}{L_n} (T_1 - T_2) \quad (10)$$

Donde,

- \dot{q}_p : Flujo de calor en el semiconductor tipo p (W)
 \dot{q}_n : Flujo de calor en el semiconductor tipo n (W)
 α_p : Coeficiente de Seebeck del semiconductor tipo p (V/K)
 α_n : Coeficiente de Seebeck del semiconductor tipo n (V/K)
 ρ_p : Resistividad eléctrica del semiconductor tipo p ($\Omega \cdot m$)
 ρ_n : Resistividad eléctrica del semiconductor tipo n ($\Omega \cdot m$)
 L_p : Longitud del semiconductor tipo p (m)
 L_n : Longitud del semiconductor tipo n (m)
 k_p : Conductividad térmica del semiconductor tipo p ($W/(K \cdot m)$)
 k_n : Conductividad térmica del semiconductor tipo n ($W/(K \cdot m)$)
 A_p : Sección transversal del semiconductor tipo p (m^2)

A_n : Sección transversal del semiconductor tipo n (m^2)
 T_1 : Temperatura en el foco frío (K)
 T_2 : Temperatura en el foco caliente (K)
 I : Corriente eléctrica en los semiconductores (A)

Si,

$$R = \frac{\rho_p \cdot L_p}{A_p} + \frac{\rho_n \cdot L_n}{A_n} \quad (11)$$

$$K = \frac{k_p \cdot A_p}{L_p} + \frac{k_n \cdot A_n}{L_n} \quad (12)$$

$$\alpha = \alpha_p - \alpha_n \quad (13)$$

Entonces,

$$Q_1 = \alpha \cdot T_1 \cdot I - \frac{1}{2} I^2 R - K(T_2 - T_1) \quad (14)$$

De similar forma se puede obtener el flujo de calor en el foco caliente del termopar (Q_2), al balancear los flujos de calor de cada elemento semiconductor.

$$Q_2 = \alpha \cdot T_2 \cdot I + \frac{1}{2} I^2 R - K(T_2 - T_1) \quad (15)$$

Podemos concluir que el flujo de calor en cada brazo del termopar, está en función del calor debido al efecto Peltier ($Q_P = \alpha \cdot T \cdot I$), la disipación de energía debido al efecto Joule ($Q_J = I^2 R$) y al calor de Fourier ($Q_F = -K(T_2 - T_1)$)

1.3 Refrigeración termoeléctrica

En la Figura 7 se puede observar un circuito termoeléctrico simple (TEC, por sus siglas en inglés), donde un termopar produce el efecto refrigerante. Los flujos de energía presentes: Joule, Fourier y Peltier, se balancean energéticamente para obtener la potencia de refrigeración, el trabajo y también el coeficiente de desempeño.

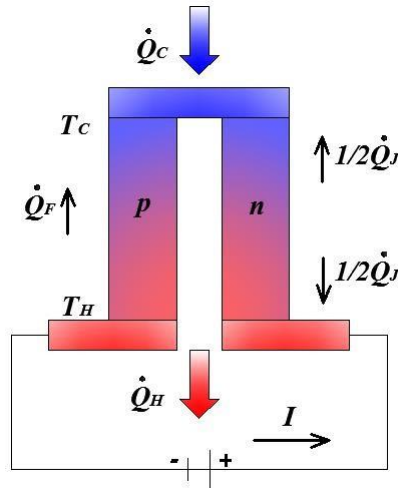


Figura 7: Balance termodinámico, debido al efecto refrigerante de un termopar

1.3.1. Balance de energía

La Potencia de refrigeración Q_C y el calor rechazado Q_H , se determinan a partir del balance de energía. El flujo de calor Q_C es resultado del balance energético en el lado frío del termopar; mientras que el flujo de calor Q_H es resultado del balance en el foco caliente. Del balance térmico en ambos extremos del termopar, tenemos:

$$Q_C = \alpha \cdot T_C \cdot I - \frac{1}{2} I^2 R - K(T_H - T_C) \quad (16)$$

$$Q_H = \alpha \cdot T_H \cdot I + \frac{1}{2} I^2 R - K(T_H - T_C) \quad (17)$$

Donde,

- Q_C : Flujo de calor en el foco frío del termopar (W)
- Q_H : Flujo de calor en el foco caliente del termopar (W)
- α : Coeficiente relativo de Seebeck ($\alpha_p - \alpha_n$) (V/K)
- R : Resistencia eléctrica del termopar ($R = \rho_p \cdot L_p/A_p + \rho_n \cdot L_n/A_n$) (Ω)
- K : Conductancia térmica del termopar ($K = k_p \cdot A_p/L_p + k_n \cdot A_n/L_n$) (W/K);
- T_H : Temperatura en el foco caliente (K)
- T_C : Temperatura en el foco frío (K)
- I : Corriente eléctrica (A)

El trabajo suministrado (W) se calcula como la diferencia entre el flujo de calor en el foco caliente y el flujo de calor en el foco frío:

$$W = Q_H - Q_C \quad (18)$$

$$W = \alpha \cdot I(T_H - T_C) + I^2R \quad (19)$$

El coeficiente de desempeño se define como: $COP = Q_C / W$; por lo tanto:

$$COP = \frac{\alpha \cdot T_C \cdot I - \frac{1}{2} I^2 R - K(T_H - T_C)}{\alpha \cdot I(T_H - T_C) + I^2 R} \quad (20)$$

La tasa de refrigeración Q_C , ecuación (16), al igual que el coeficiente de performance (COP), ecuación (20); dependen del material, el flujo de corriente y las temperaturas en los focos.

La tasa de refrigeración y el coeficiente de desempeño son dos parámetros importantes para el diseño de una máquina de refrigeración termoeléctrica. Los procesos de optimización están enfocados en determinar la máxima tasa de refrigeración (carga térmica) o el máximo coeficiente de desempeño (eficiencia). Al ser la corriente una variable que puede ser controlada, los procesos de optimización se hacen en función de esta.

1.3.2. Tasa óptima de refrigeración

Se obtiene al derivar la expresión para el flujo de calor Q_C , ecuación (16), respecto de la corriente I y se iguala a cero.

$$\frac{dQ_C}{dI} = \alpha \cdot T_C - I \cdot R \quad (21)$$

El valor de la corriente que optimiza el flujo de calor en el foco frío queda determinado por la ecuación (22) y se puede notar que depende únicamente del material y la temperatura en el foco frío.

$$I_{opt} = \frac{\alpha \cdot T_C}{R} \quad (22)$$

Al reemplazar la expresión de la ecuación (22) en la ecuación (16), se determina la expresión para la tasa óptima de refrigeración.

$$Q_{C_{opt}} = \frac{\alpha^2 \cdot T_C^2}{2 \cdot R} - K(T_H - T_C) \quad (23)$$

Donde,

$Q_{C_{opt}}$: Tasa de refrigeración óptima (W)

I_{opt} : Corriente eléctrica que maximiza la tasa de refrigeración (A)

α : Coeficiente relativo de Seebeck ($\alpha_p - \alpha_n$) (V/K);

R : Resistencia eléctrica del termopar ($R = \rho_p \cdot L_p/A_p + \rho_n \cdot L_n/A_n$) (Ω);

K : Conductancia térmica del termopar ($K = k_p \cdot A_p/L_p + k_n \cdot A_n/L_n$) (W/K);

T_H : Temperatura en el foco caliente (K);

T_C : Temperatura en el foco frío (K)

1.3.3. Coeficiente de desempeño máximo

Similar al caso anterior, si se deriva la ecuación (20) en función de la corriente y se iguala a cero, se obtiene el valor de corriente que maximiza el coeficiente de desempeño.

$$\frac{d(COP)}{dI} = \frac{(\alpha \cdot T_C - I \cdot R)(\alpha \cdot I(T_H - T_C) + I^2 R) - (\alpha \cdot T_C I - \frac{1}{2} I^2 R - K(T_H - T_C))(\alpha(T - T_H) + 2I \cdot R)}{(\alpha \cdot I(T_H - T_C) + I^2 R)^2} = 0 \quad (24)$$

Además, si se inserta la expresión para la figura del mérito Z , tal como se indica en la ecuación (25), y la temperatura promedio entre los focos \bar{T}

$$Z = \frac{\alpha^2}{K \cdot R} \quad (25)$$

Luego de varias operaciones algebraicas, se obtiene:

$$I_{COP_{max}} = \frac{\alpha \cdot (T_H - T_C)}{R \cdot [(1 + Z\bar{T})^2 - 1]} \quad (26)$$

Donde,

- $I_{COP_{max}}$: Corriente eléctrica que maximiza el coeficiente de performance
- α : Coeficiente relativo de Seebeck ($\alpha_p - \alpha_n$) (V/K);
- R : Resistencia eléctrica del termopar ($R = \rho_p \cdot L_p/A_p + \rho_n \cdot L_n/A_n$) (Ω);
- Z : Figura de Merito (K^{-1})
- T_H : Temperatura en el foco caliente (K);
- T_C : Temperatura en el foco frío (K)
- T : Temperatura promedio entre ambos focos - $(T_H + T_C)/2$ (K)

Finalmente; el coeficiente de desempeño máximo, en función de la figura de mérito y las temperaturas en los focos; que puede alcanzar una máquina de refrigeración termoeléctrica, queda expresada como:

$$COP_{max} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \left[\frac{(1 + Z\bar{T})^2 - \frac{T_H}{T_C}}{(1 + Z\bar{T})^2 + 1} \right] \quad (27)$$

Esta expresión permite ver la importancia del valor de $Z\bar{T}$ puesto que, en el límite, cuando su valor es muy grande, se obtiene la eficiencia de una máquina de Carnot.

Con el propósito de visualizar el comportamiento del coeficiente de desempeño máximo, de una máquina de refrigeración termoeléctrica, y compararla con el ciclo ideal de Carnot, se ha elaborado el Gráfico 1; donde se puede observar que el desempeño de una máquina de refrigeración termoeléctrica está muy por debajo de la eficiencia de un ciclo convencional. Mientras menor sea el salto térmico, será más eficiente, aunque también está limitado por la figura de mérito del material.

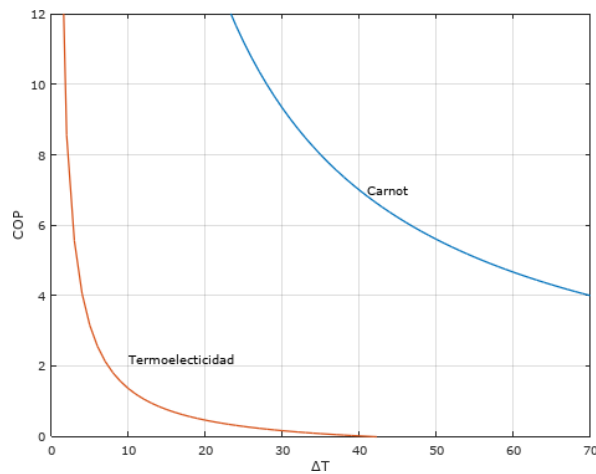


Gráfico 1: Coeficiente de Performance (COP) versus salto térmico (ΔT). Comparación entre una máquina de refrigeración termoeléctrica y el ciclo ideal de Carnot ($T_C = 7^\circ C$ y $Z = 0.00265 K^{-1}$). Elaboración propia.

1.3.4. Parámetros de máximo desempeño

Los parámetros de máximo desempeño son utilizados en el diseño de equipos de refrigeración que utilizan el fenómeno termoeléctrico (selección de celda Peltier). Ellos se obtienen a partir del proceso de optimización de la tasa de refrigeración.

La corriente eléctrica máxima, es la misma que se obtuvo en la ecuación (22) y a partir de ella, considerando carga térmica nula o salto térmico nulo, se obtienen los demás parámetros. Estos valores son proporcionados por los fabricantes, para la selección de una celda Peltier.

$$I_{max} = \frac{\alpha \cdot T_C}{R} \quad (28)$$

$$\Delta T_{max} = \frac{\alpha^2 \cdot T_C^2}{2 \cdot K \cdot R} = \frac{Z \cdot T_C^2}{2} \quad (29)$$

$$Q_{max} = \frac{\alpha^2 \cdot T_C^2}{2 \cdot R} = K \cdot \Delta T_{max} \quad (30)$$

$$V_{max} = \alpha(\Delta T_{max} + T_C) \quad (31)$$

Donde,

I_{max} : Corriente eléctrica máxima (A)

ΔT_{max} : Salto térmico máximo, cuando $Q_C = 0$ (K)

Q_{max} : Tasa de refrigeración máxima, cuando $\Delta T = 0$ (W)

V_{max} : Voltaje máximo de una celda Peltier (V)

α : Coeficiente relativo de Seebeck ($\alpha_p - \alpha_n$) (V/K);

R : Resistencia eléctrica del termopar ($R = \rho_p \cdot L_p/A_p + \rho_n \cdot L_n/A_n$) (Ω);

Z : Figura de Merito (K^{-1})

T_C : Temperatura en el foco frío (K)

1.3.5. Curvas generalizadas

Las curvas generalizadas se obtienen a partir de parámetros adimensionales, que relacionan a los parámetros de máximo desempeño. Son utilizados para el diseño y selección de celdas Peltier. Al dividir la expresión, de la ecuación (16), con la tasa máxima refrigeración (Q_{max}), ecuación (30); se obtiene la ratio de potencia de refrigeración.

$$\frac{Q_c}{Q_{max}} = 2 \left(\frac{I}{I_{max}} \right) - \left(\frac{I}{I_{max}} \right)^2 - \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_{max}} \right) \quad (32)$$

En el Gráfico 2 se observa el comportamiento de tasa de refrigeración, en función del salto térmico y la corriente eléctrica. Al disminuir el salto térmico, la potencia de refrigeración se incrementa; lo mismo ocurre, al incrementar la corriente eléctrica. Se comprueba que, cuando la diferencia de temperaturas entre los focos frío y caliente del termopar se aproxima a cero y la corriente eléctrica se aproxima al valor máximo, se obtiene la máxima tasa de refrigeración.

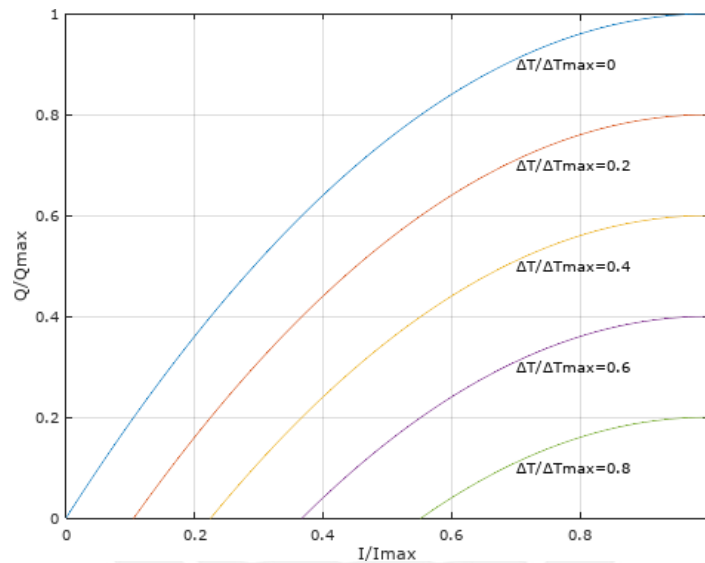


Gráfico 2: Ratio Potencia de refrigeración versus ratio de corriente eléctrica. Elaboración propia.

Por otro lado, al dividir la ecuación (20) entre la expresión de la máxima tasa de enfriamiento (30), numerador y denominador, se obtiene el coeficiente de performance – COP, tal como se muestra a continuación:

$$COP = \frac{\left(\frac{I}{I_{max}} \right) - \left(\frac{I}{I_{max}} \right)^2 - \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_{max}} \right)^2}{\frac{I}{I_{max}} \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_{max}} \right) Z \cdot T_c + 2 \left(\frac{I}{I_{max}} \right)^2} \quad (33)$$

Si se gráfica esta ecuación (Gráfico 3), en función de los ratios I/I_{max} y $\Delta T/\Delta T_{max}$, se puede visualizar la dependencia del coeficiente de desempeño, en función de estos parámetros. Si bien el COP se incrementa cuando el salto térmico disminuye; incrementar el valor de la corriente eléctrica permite incrementar el desempeño, solo hasta cierto punto, para luego disminuir su valor. Las líneas puntadas representan a los puntos de máximo desempeño para un determinado salto

térmico; por lo tanto, en el diseño es importante tener en cuenta el valor de la corriente eléctrica, que debe ser un valor el cual permita operar el sistema cerca de este punto.

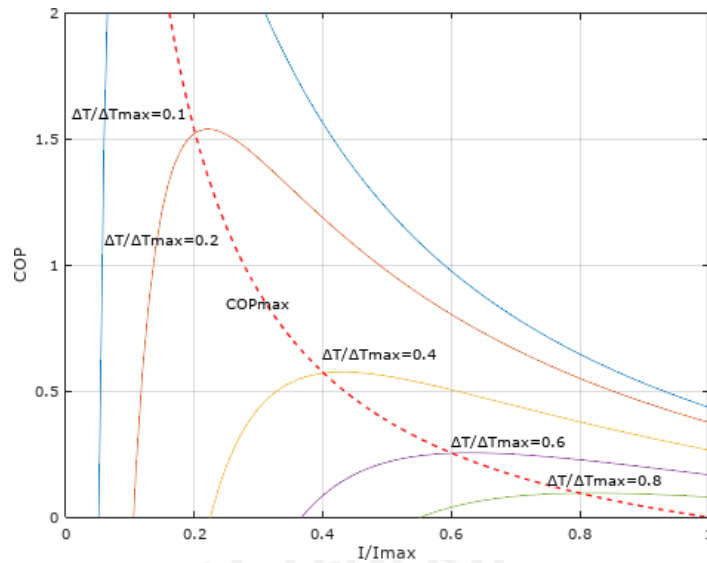


Gráfico 3: Coeficiente de desempeño (COP) versus ratio de corriente máxima (I/I_{max}). Elaboración propia.

Por lo tanto, se puede concluir que para un sistema de refrigeración Peltier, mientras menor sea la diferencia de temperaturas entre los focos frío y caliente, se obtendrá una mayor tasa de refrigeración y para un desempeño óptimo el sistema debe ser operado cerca de la línea de máximo rendimiento (COP_{max}).

1.4 Materiales termoeléctricos

Los materiales termoeléctricos se clasifican según el parámetro conocido como figura de mérito Z , que es uno de los más importantes en el análisis de estos sistemas. Este parámetro relaciona las propiedades termoeléctricas (coeficiente de Seebeck), térmicas (conductividad térmica) y eléctricas (resistividad eléctrica), para un determinado material.

Un buen material termoeléctrico debe tener un coeficiente Seebeck alto, para producir la tensión requerida; alta conductividad eléctrica, para minimizar las pérdidas por el efecto Joule; y una baja conductividad térmica, para disminuir las pérdidas térmicas (H. S. Lee, 2010). No es un parámetro constante; dado que, depende de la conductividad del material y también de la resistividad; y como ambos parámetros varían con la temperatura; la figura de mérito también. Mientras más alto es el valor de Z , mayor será la eficiencia termodinámica. La figura de mérito, es, por lo tanto, un parámetro que permite comparar la eficiencia o desempeño de dispositivos termoeléctricos, según el material del cual estén hechos.

En la actualidad el material a base de bismuto y telurio (Bi_2Te_3) es el que más se ha difundido en para aplicaciones de refrigeración (TEC), mientras que a la aleación de plomo y telurio (PbTe) es el más utilizado para aplicaciones de generación eléctrica (TEG, por sus siglas en ingles). Los termopares más utilizados son en $\text{Bi}_2\text{Te}_3\text{-SB}_2\text{Te}_3$ y el $\text{Bi}_2\text{Te}_3\text{-SB}_2\text{Se}_3$, debido a las características que presentan la figura de mérito (H. S. Lee, 2010, p. 105).

El parámetro \bar{ZT} que es adimensional, donde \bar{T} es la temperatura promedio entre el lado frío y caliente; es ampliamente utilizado para describir el comportamiento de un determinado termopar.

Zhao & Tan (2014) reportaron que los mejores materiales termoeléctricos comerciales, actualmente tienen valores de \bar{ZT} alrededor de 1,0. El valor \bar{ZT} más alto en la investigación es de aproximadamente 3. Se estima que los refrigeradores termoeléctricos con un valor de \bar{ZT} igual 1,0 operan sólo con un 10% de la eficiencia de Carnot. Alrededor del 30% de la eficiencia de Carnot (comparable a la refrigeración doméstica) podría ser alcanzado por un termopar con un valor \bar{ZT} de 4. También se menciona que si el promedio de \bar{ZT} llega a 2, los sistemas de refrigeración y aire acondicionado domésticos y comerciales que utilizan termoelectricidad se volverían viables. En la Tabla 1, se muestran algunos valores para la figura de mérito, de algunos materiales.

Tabla 1: Figura de Merito para Algunos semiconductores. (H. S. Lee, 2010)

Material	Tipo	Temperatura (°C)	Figura de Merito Z (K ⁻¹)
Bi_2Te_3	p	25	$2,5 \times 10^{-3}$
Bi_2Te_3	n	25	$2,5 \times 10^{-3}$
SbBiTeSe	p	70	3×10^{-3}
BiSbte	p	150	$2,5 \times 10^{-3}$
$\text{Bi}_2\text{Te}_3\text{-74Sb}_2\text{Te}_3$	n	150	3×10^{-3}
$\text{Bi}_2\text{Te}_3\text{-25Sb}_2\text{Te}_3$	p	150	$2,7 \times 10^{-3}$
PbTe	n, p	450 (325-625)	$1,3 \times 10^{-3}$
ZnSb	p	175	$1,4 \times 10^{-3}$
SiGe	p	1000	$0,4 \times 10^{-3}$
SiGe	n	1000	$0,8 \times 10^{-3}$
GeTe	p	450	$1,7 \times 10^{-3}$
MnTe	p	900	$0,4 \times 10^{-3}$
$\text{CeS}_{1,4}$	n	1100	$1,8 \times 10^{-3}$
AgSbTe_2	p	400	$1,3 \times 10^{-3}$
InAs	n	700	$0,7 \times 10^{-3}$

1.5 Celdas Peltier

Las celdas Peltier son dispositivos electrónicos que consisten en un número relativamente grande de los termopares conectados eléctricamente en serie y térmicamente en paralelo. Las celdas Peltier comerciales constan de tres elementos principales: placas cerámicas, puentes eléctricos y termopares formados por semiconductores tipo p y n.

En la Figura 8 se puede ver el esquema de una celda Peltier, la corriente pasa del semiconductor n al p, el material conductor que conecta eléctricamente a los semiconductores en un lado absorbe calor (se enfría) y por el otro lo rechaza (disipa calor).

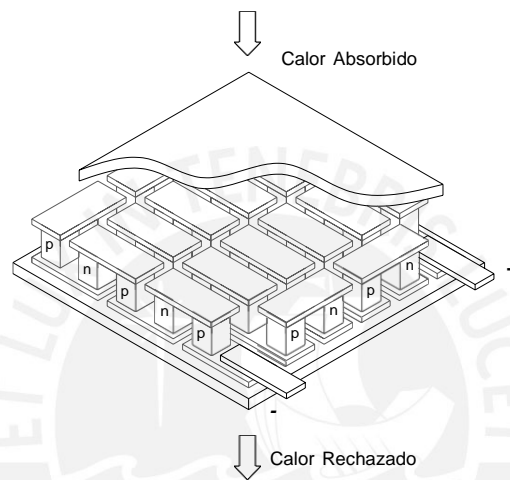


Figura 8: Esquema de una Celda Peltier.

Al aplicar corriente eléctrica a una celda Peltier, los electrones fluyen a través de los semiconductores, y cuando el electrón pasa del material tipo p al tipo n, hay un salto energético a un nivel superior, y este absorbe calor. Cuando sucede el proceso inverso, el salto energético se da a uno de menor nivel energético, por lo tanto, libera energía en forma de calor. Este proceso ocurre en todos los pares que conforman la celda.

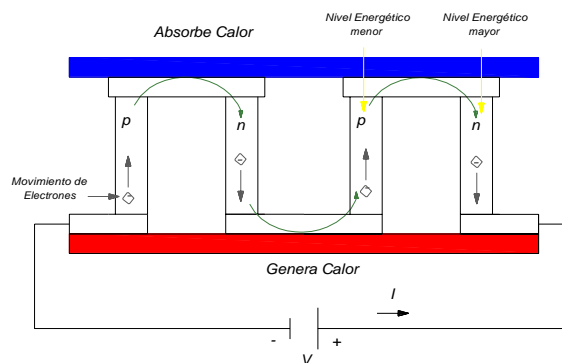


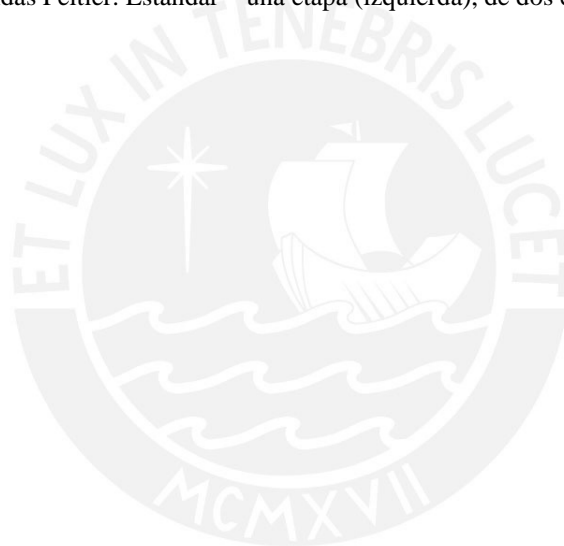
Figura 9: Efecto de la corriente en una célula Peltier

Comercialmente existe una amplia gama de tamaños, configuraciones y potencia para una celda Peltier. Las celdas Peltier comerciales se especifican con los parámetros de máximo desempeño descritas en la sección 1.3.4. y las curvas generalizadas descritas en la sección 1.3.5.

En el mercado actual se pueden encontrar celdas Peltier, de diferentes características y configuraciones. Por ejemplo: celdas estándar, celdas de múltiples etapas, celdas de alta densidad de potencia, etc. Los fabricantes proporcionan las especificaciones técnicas y curvas de desempeño, para poder seleccionar una celda Peltier durante el diseño.



Figura 10: Celdas Peltier. Estándar – una etapa (izquierda), de dos etapas (derecha)



CAPITULO II: FUNDAMENTOS TEÓRICOS PARA SUPERFICIES EXTENDIDAS

El calor se define como la forma de energía que se transfiere de un cuerpo a otro, debido a la diferencia de temperaturas. Los mecanismos de transferencia de calor son tres: conducción, convección y radiación. El flujo de calor, en todos los casos, se da del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja. Los principios de la transferencia de calor son ampliamente utilizados en diversos procesos; por ejemplo, el enfriamiento de circuitos electrónicos, que es una aplicación directa de las superficies extendidas, también conocidas como aletas.

El desarrollo de la electrónica en los últimos años ha tenido importantes avances tecnológicos, lo cual ha permitido, también, el avance de la ciencia de los materiales y los mecanismos de transferencia de calor.

El fenómeno térmico está presente en la termoelectricidad, tanto en la generación eléctrica como en la refrigeración. Por lo tanto, estos dispositivos necesitan intercambiadores o disipadores de calor. En los dispositivos termoeléctricos es de vital importancia tener control sobre la temperatura, dado que influyen directamente en el rendimiento y desempeño del mismo. Los disipadores de calor permiten el enfriamiento necesario, por lo que son omnipresentes en estos sistemas.

2.1 Transferencia de calor en superficies extendidas

Las superficies extendidas, que pueden tener forma de aletas longitudinales, radiales, cilíndricas, etc., son utilizadas en aplicaciones donde existe la necesidad de mejorar la transferencia de calor entre una superficie y un flujo adyacente. El uso de estos dispositivos permite absorber o disipar eficazmente el calor (energía térmica) del entorno (e.g., aire). Las superficies extendidas incrementan la transferencia de calor desde una superficie al exponer un área más grande a la convección y la radiación, se utilizan en una amplia gama de procesos de transferencia de calor. Una de las aplicaciones es la refrigeración de dispositivos electrónicos.

2.1.1. Ecuación de aleta

Las superficies extendidas se utilizan para incrementar la tasa de transferencia de calor, puesto que se incrementa el área de transferencia. Una aleta experimenta transferencia de calor por conducción dentro del material y también convección y radiación entre los límites de la superficie y los alrededores.

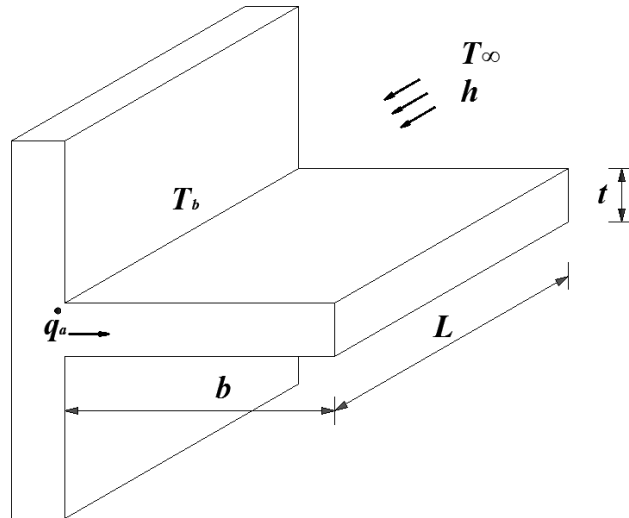


Figura 11: Superficie extendida (Aleta)

En la Figura 11 se puede observar una aleta simple. Al realizar el balance térmico, se obtiene la ecuación diferencial para la distribución de temperaturas y es igual a:

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{hP}{kA_c}(T - T_\infty) = 0 \quad (34)$$

Donde,

- T : Temperatura en cualquier punto a lo largo de la aleta (K)
- x : Distancia entre la base y cualquier punto de la aleta (m)
- T_∞ : Temperatura del fluido en los alrededores (K)
- P : Perímetro de la aleta (m)
- k : Conductividad térmica del material (W/m - K)
- h : Coeficiente convectivo del fluido (W/m² - K)
- $A_c = Lt$: Área de la Sección transversal (m²)

Al definir las siguientes condiciones de contorno, para los extremos de la aleta: Temperatura en la base de la aleta es igual a T_b ; la temperatura del fluido en los alrededores es igual a T_∞ ; no hay transferencia de calor en la punta de la aleta (punta adiabática) y además $m = \sqrt{hP/kA_c}$; se tiene:

$$\frac{T - T_\infty}{T_b - T_\infty} = \frac{\cosh[m(b - x)]}{\cosh(mb)} \quad (35)$$

$$\dot{q}_a = \sqrt{hPkA_c}(T_b - T_\infty)\tanh(mb) \quad (36)$$

Donde

- T : Temperatura en cualquier punto a lo largo de la aleta (K)
 T_∞ : Temperatura del fluido en los alrededores (K)
 T_b : Temperatura en la base de la aleta (K)
 x : Distancia entre la base y cualquier punto de la aleta (m)
 b : Longitud de la aleta (m)
 P : Perímetro de la aleta (m)
 k : Conductividad térmica del material ($W/m - K$)
 h : Coeficiente convectivo del fluido ($W/m^2 - K$)
 A_c : Área de la Sección transversal (m^2)
 \dot{q}_a : Flujo de calor disipado por la aleta (W)

La ecuación (35) representa la distribución de temperaturas a lo largo de la aleta, mientras que la ecuación (36) representa al calor disipado por la aleta.

Por otro lado, se define a la eficiencia de la aleta, como la relación entre la máxima tasa de transferencia de una aleta real versus una aleta ideal (temperatura uniforme a lo largo de la aleta e igual al de la base), cuya expresión, para las mismas condiciones de contorno es la siguiente:

$$\eta = \frac{\tanh(mb)}{mb} \quad (37)$$

Donde,

- η : Eficiencia de Aleta

Otro parámetro importante en el diseño de las superficies extendidas, es la efectividad. Las aletas se usan para mejorar la transferencia de calor y se puede cuestionar su uso, si en términos de ganancia de transferencia de calor, el rendimiento no es superior al de la superficie original sin aletas. La efectividad de la aleta, se define como la relación entre la razón de transferencia de calor desde la aleta y la razón de transferencia de calor desde la superficie sin aleta.

$$\varepsilon_a = \sqrt{\left(\frac{k}{h}\right) \left(\frac{P}{A_c}\right) \tanh(mb)} \quad (38)$$

Donde,

ε_a : Efectividad de la aleta

Para un adecuado diseño, la eficiencia de la aleta se debería encontrar entre los valores de 0,5 y 0,7 (H. S. Lee, 2010). Mientras que, se justifica el uso de aletas, si la eficacia es superior a 2 (Incropera & DeWitt, 1999, P.120).

En la ecuación (38), se puede notar que la efectividad depende del coeficiente convectivo y si esta toma un valor bastante grande; por ejemplo, refrigeración con un fluido líquido, el uso de aletas no se justificaría, dada la baja efectividad. Por otro lado, incrementar el perímetro y reducir el área de la sección transversal incrementa el valor de la efectividad; en consecuencia, es deseable un diseño con aleta delgada.

Kraus, Aziz, & Welty (2002) han realizado un estudio detallado sobre las superficies extendidas y proporcionan criterios de optimización para el flujo de calor en aletas, para diferentes configuraciones. Para una aleta, con punta adiabática y sección constante, se obtiene las dimensiones óptimas de transferencia de calor, cuando el valor de mb es igual a 1,4192.

La geometría de la aleta se puede obtener a partir del valor de flujo de calor definido, con las siguientes expresiones:

$$t_{opt} = \frac{0,632}{h \cdot k} \left(\frac{\dot{q}_a}{L(T_b - T_\infty)} \right)^2 \quad (39)$$

$$b_{opt} = \frac{0,798}{h} \left(\frac{\dot{q}_a}{L(T_b - T_\infty)} \right) \quad (40)$$

Por otro lado, el espesor óptimo de una aleta, también se puede determinar en función de la longitud de la aleta. Para una sección, con longitud b y espesor t ($A_p = bt$) y $\beta = 1,4192$; entonces, este espesor se puede determinar con la siguiente expresión:

$$t_{opt} = \left(\frac{2h}{k} \right) \left(\frac{b_{opt}}{\beta} \right)^2 \quad (41)$$

Donde,

\dot{q}_a : Flujo de calor en la aleta (W)

t_{opt} : Espesor óptimo de aleta (m)

b_{opt} : Longitud óptima de la aleta (m)

- L : Longitud de la base de la aleta (m)
 k : Conductividad térmica del material ($W/m - K$)
 h : Coeficiente convectivo del fluido ($W/m^2 - K$)
 mb : Constante ($\beta = mb = \sqrt{hP/kA_c} b = 1,4192$)

2.1.2. Arreglo con múltiples aletas

Al determinar la razón de la transferencia de calor desde una superficie, el cual tiene un arreglo de aletas, se debe considerar la transferencia de calor en la superficie libre y las aletas; ambos flujos de calor deben ser sumados, tal como se muestra a continuación.

$$Q_{total} = Q_{libre} + Q_{aleta} \quad (42)$$

$$Q_{total} = h(A_{libre} + N_a \eta_a A_{aleta})(T_b - T_\infty) \quad (43)$$

Donde,

- Q_{total} : Flujo total de calor en la superficie extendida (W)
 Q_{libre} : Flujo de calor la superficie libre (W)
 Q_{aleta} : Flujo de calor en una aleta (W)
 h : Coeficiente convectivo del fluido ($W/m^2 - K$)
 A_{libre} : Superficie libre (m^2)
 A_{aleta} : Superficie total de transferencia de calor en la Aleta (m^2)
 N_a : Número de Aletas
 η_a : Eficiencia de Aleta
 T_∞ : Temperatura del fluido en los alrededores (K)
 T_b : Temperatura en la base de la aleta (K)

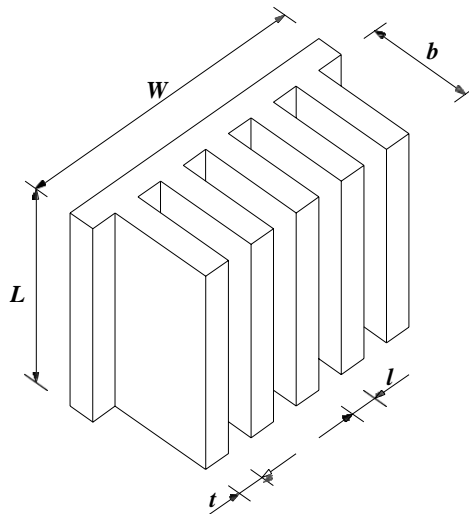


Figura 12: Áreas de una superficie extendidas con múltiples aletas

De la Figura 12, Se puede determinar las áreas:

$$A_{libre} = W \times L - N_a \times L \times t \quad (44)$$

$$A_{aleta} = 2b(L + t) \quad (45)$$

Donde

- W : Ancho de la superficie extendida (m)
- L : Largo de la superficie extendida (m)
- b : Longitud de Aleta (m)
- t : Espesor de aleta (m)
- N_a : Número de Aletas

En caso de múltiples aletas Lee (H. S. Lee, 2010, p. 53) establece que el espaciamiento óptimo entre ellas se calcula con la siguiente expresión (para un flujo laminar):

$$\frac{l_{opt}}{L} = 3.24 Re_L^{-1/2} Pr^{-1/4} \quad (46)$$

Donde,

- L_{opt} : Espaciamiento óptimo entre aletas (m)
- L : Largo de la base de la aleta (m)
- Re_L : Número de Reynolds, en función de la longitud característica L
- Pr : Número de Prandtl

2.2 Coeficiente convectivo

La convección es un fenómeno que permite el intercambio de calor entre un sólido y un fluido y, aunque, la ley de enfriamiento de Newton es una expresión lineal, el análisis del coeficiente convectivo es bastante complejo, esto debido a que este coeficiente depende de la temperatura, la geometría y el régimen de flujo.

Al evaluar la transferencia de calor en las superficies extendidas, el coeficiente de transferencia de calor convectivo, es claramente un parámetro importante, sobre todo en procesos de transferencia de calor donde su valor es relativamente pequeño. De acuerdo con Kraus et al. (2002) existen tres enfoques principales para determinar este coeficiente:

- Análisis de las capas límite térmica e hidrodinámica, por medios analíticos o numéricos
- Analogías entre flujo de fluido, transferencia de calor y transferencia de masa, y
- Experimentación

Las relaciones empíricas, determinadas experimentalmente, se pueden encontrar en la bibliografía, que es bastante amplia. El análisis adimensional, el cual está descrito; por ejemplo, en los textos de transferencia de calor como Incropera, Cengel y Holman, es una metodología bastante extendida y aceptada. Los números adimensionales, relacionados con el coeficiente convectivo son los números de: Nusselt (Nu), Stanton (St), Reynolds (Re), Prandtl (Pr), Grashof (Gr) y Rayleigh (Ra) y todos ellos dependen del régimen del fluido.

Para explicar el fenómeno de la convección forzada, se estudia la relación entre los números de Prandtl, Nusselt y Reynolds. La relación ampliamente utilizada es la llamada relación de las potencias:

$$Nu = C Re_L^m Pr^n g \quad (47)$$

Donde,

Nu : Número de Nusselt

Re_L : Número de Reynolds, en función de la longitud característica L

Pr : Número de Prandtl

C, m, n : Constantes determinadas experimentalmente (dependen de la configuración geométrica y del régimen del flujo)

El número de Nusselt (Nu), representa el aumento de la transmisión de calor de un fluido que discurre (convección) comparada con la transferencia de calor, si esta ocurriera solo por conducción. Mientras mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. Este se define como:

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (48)$$

Donde

h : Coeficiente convectivo del fluido ($W/m^2 - K$)

k : Conductividad térmica del fluido ($W/m - K$)

L : Longitud característica (m)

El número de Reynolds (Re_L), es utilizado para caracterizar la transición del flujo, de laminar a turbulento y relaciona las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas. Se define como:

$$Re_L = \frac{UL}{\nu} \quad (49)$$

Re_L : Número de Reynolds, en función de la longitud característica L
 U : Velocidad promedio (m/s)
 ν : Viscosidad Cinemática (m^2/s)

El número de Prandtl (Pr), expresa el cociente entre la difusividad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica, es un parámetro que indica el espesor relativo entre la capa límite de velocidad y la capa límite térmica. Se define como:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (50)$$

Donde,

μ : Viscosidad dinámica ($Kg/m - s$)
 C_p : Capacidad calorífica a presión constante ($KJ/Kg - K$)
 k : Conductividad térmica del fluido ($W/m - K$)

Se debe señalar que la temperatura en la capa límite varía entre la temperatura de la superficie (T_s) y la temperatura del fluido en los alrededores (T_∞). Las propiedades del fluido varían en función de la temperatura y se debe tener en consideración. Por lo tanto, las propiedades físicas se evalúan a la temperatura de película, definida como el promedio entre ambas temperaturas:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (51)$$

Donde,

T_f : Temperatura de película (K)
 T_s : Temperatura en la superficie (K)
 T_∞ : Temperatura del fluido en los alrededores (K)

El número de Pr se ha determinado experimentalmente y se puede encontrar valores ya tabulados, para diferentes temperaturas y sustancias. El número de Nusselt varía en función de la posición y de las características del flujo. Favre-Marinet & Tardu (2013) hacen un análisis

exhaustivo del fenómeno de convección, mediante métodos analíticos y también muestra las relaciones empíricas entre los números adicionales en régimen laminar transitorio y turbulento.

Número local de Nusselt en una ubicación x , sobre una placa plana, de acuerdo al régimen del fluido, se determina de con las siguientes expresiones:

Flujo Laminar : $Pr > 0,6; Re_x < 5 \times 10^5$

$$Nu_x = 0,332Re_x^{1/2}Pr^{1/3} \quad (52)$$

Flujo Turbulento: $0,6 \leq Pr \leq 60; 5 \times 10^5 < Re_x < 10^7$

$$Nu_x = 0.0296Re_x^{4/5}Pr^{1/3} \quad (53)$$

Donde,

Nu_x : Número local de Nusselt, en una ubicación x
 Re_x : Número local de Reynolds, en una ubicación x
 Pr : Número de Prandtl

El número de Nusselt promedio, a lo largo de una placa plana isotérmica, se determina mediante integración y queda determinada como:

Flujo Laminar:

$$Nu_L = 0,664Re_L^{1/2}Pr^{1/3} \quad (54)$$

Flujo Turbulento:

$$Nu_L = 0,037Re_L^{4/5}Pr^{1/3} \quad (55)$$

Donde,

Re_L : Número de Reynolds, en función de la longitud característica L (m)
 Nu_L : Número de Nusselt promedio

2.3 Caída de presión

En las superficies extendidas, debido a que el fluido atraviesa un canal formado por placas planas y con fricción, se presenta una caída de presión. Las pérdidas o irreversibilidades, hacen que la altura piezométrica caiga en dirección del flujo y se calculan con la ecuación de Darcy-Weisbach.

$$\Delta P = f \frac{L}{D_H} \left(\frac{\rho \cdot U^2}{2} \right) \quad (56)$$

Donde,

- ΔP : Caída de Presión (Pa)
- f : factor de fricción
- L : Longitud del ducto donde se genera la pérdida (m)
- D_H : Diámetro hidráulico (m)
- ρ : Densidad del Fluido (Kg/m³)
- U : Velocidad promedio en el ducto (m/s²)

El factor de fricción, se ha determinado experimentalmente y se obtiene en función del número de Reynolds y rugosidad relativa. Para los números de Reynolds por debajo de 2 300 (régimen laminar), se ha comprobado que el factor de fricción es completamente independiente de la rugosidad (Shames, 1995, p. 329). Para un flujo entre dos placas planas, este factor se puede calcular con las siguientes expresiones (White & Chul, 2016, pp. 373 - 374):

Flujo Laminar (ductos lisos o rugosos),

$$f = \frac{96}{Re_{D_H}} \quad (57)$$

Flujo Turbulento (ductos lisos),

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log(0,64 Re_{D_H} \sqrt{f}) - 0.8 \quad (58)$$

En el caso de flujo turbulento, con superficie rugosa, White & Chul (2016, p. 374) recomiendan utilizar el diagrama de Moody (ecuación de Colebrook-White), modificando el diámetro hidráulico, por el diámetro efectivo.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{e/D_{ef}}{3,7} + \frac{2,51}{Re_{D_H} \sqrt{f}} \right) \quad (59)$$

Donde,

- f : factor de fricción
- e : Rugosidad del material (m)
- D_H : Diámetro hidráulico (m)
- D_{ef} : Diámetro efectivo (m)

El diámetro efectivo, se calcula con la siguiente expresión:

$$D_{ef} = \frac{2}{3} D_H \quad (60)$$

El diámetro hidráulico, para un ducto no circular se calcula como:

$$D_H = \frac{4A}{P} \quad (61)$$

Donde,

- A : Sección transversal del ducto (m^2)
- P : Perímetro mojado (m)

En la Figura 13 se muestra un fluido completamente desarrollado, entre dos placas paralelas. Para esta configuración, el diámetro hidráulico es igual a $2l$, considerando $b \gg l$.

$$D_H = \frac{4(l \times b)}{2(l + b)} \approx 2l \quad (62)$$

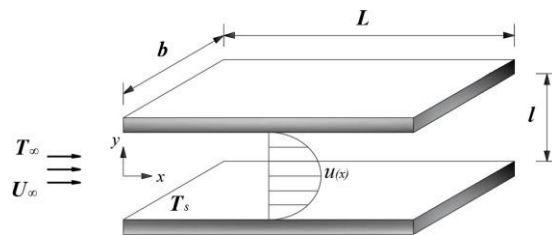


Figura 13: Flujo completamente desarrollado entre dos placas planas

2.4 Efecto de la radiación

La cantidad de energía radiante emitida o calor radiado viene dada por la Ley de Stefan-Boltzmann:

$$\dot{q}_r = A\epsilon\sigma(T_s^4 - T_\infty^4) \quad (63)$$

Donde,

- \dot{q}_r : Flujo de calor debido a la radiación (W)
- A : Área de transferencia de calor (m^2)
- ϵ : Emisividad del cuerpo
- σ : Constante de Boltzmann ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} W/m^2 - K^4$)
- T_s : Temperatura de la superficie (K)
- T_∞ : Temperatura de los alrededores (K)

A menos que la temperatura del dispositivo sea extremadamente alta, o la diferencia de temperaturas es extrema; la radiación es, por lo general, una fuente despreciable de transferencia de calor. Para corroborar la importancia de la radiación, en la tasa global de transferencia de calor, se define el coeficiente de transferencia de calor por radiación (h_r) (Remsburg, 2011, p. 4).

$$h_r A (T_s - T_\infty) = A\epsilon\sigma(T_s^4 - T_\infty^4) \quad (64)$$

Entonces,

$$h_r = \epsilon\sigma(T_s + T_\infty)(T_s^2 + T_\infty^2) \quad (65)$$

Para verificar la influencia de la radiación en la tasa global de transferencia de calor, se ha realizado el Gráfico 4, donde se muestra el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor por radiación (h_r) versus la temperatura en la superficie de un cuerpo (T_s). Se ha considerado aluminio (lámina comercial), cuya emisividad es 0.09 (Çengel, 2011, Tabla A-18), además se ha considerado a la temperatura del fluido en los alrededores (T_∞) igual a 25°C. El efecto de la radiación en las superficies extendidas, se detalla en el anexo A.

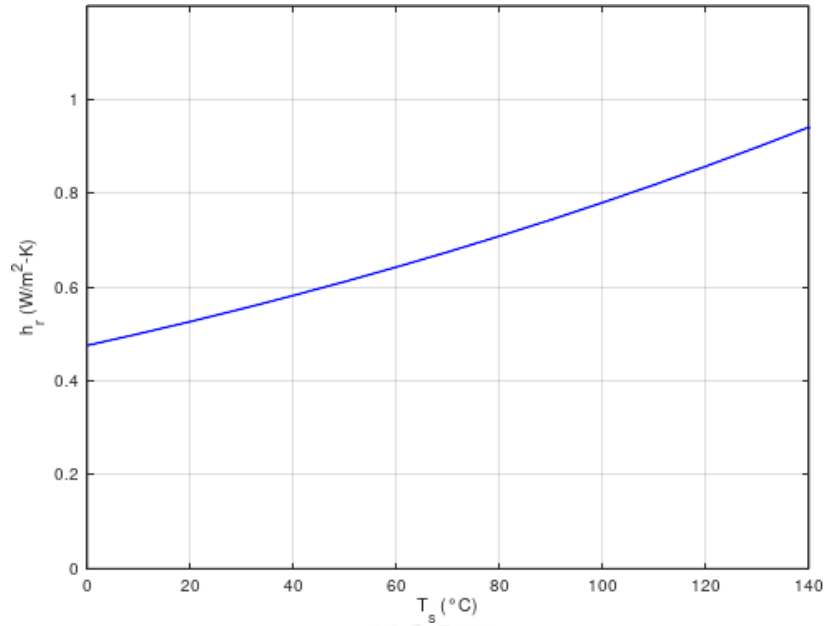


Gráfico 4: Coeficiente de transferencia de calor por radiación versus temperatura de la superficie

En el Gráfico 4 se puede visualizar que el coeficiente de transferencia de calor por radiación no supera el valor de $1 \text{ w/m}^2\text{-K}$, incluso cuando la temperatura el fluido en los alrededores es $140 \text{ }^\circ\text{C}$. Entonces, la radiación será significativa si el coeficiente convectivo tiene un valor bajo, por ejemplo cuando haya transferencia de calor por convección natural.

En caso que el efecto de la radiación no sea depreciable, se suman los efectos de convección y radiación, para obtener el coeficiente de transferencia de calor combinado ($h = h_r + h_c$, donde h_r es el coeficiente de transferencia por radiación y h_c el coeficiente convectivo). En el anexo A se analiza con más detalle el efecto de la radiación en una aleta.

CAPITULO III: MODELAMIENTO MATEMÁTICO

Para el presente trabajo se considerará un sistema termoeléctrico formado por una celda Peltier comercial, dos superficies extendidas, y dos ductos por donde fluye aire y extraen calor de un tablero eléctrico; tal como se muestra en la Figura 14. La celda Peltier se encuentra entre las dos superficies extendidas. Por ambas hay un flujo de aire que permite el intercambio de calor (refrigeración y disipación de calor). El sistema formado por la celda y las superficies extendidas están rodeadas por los ductos que son de material aislante.

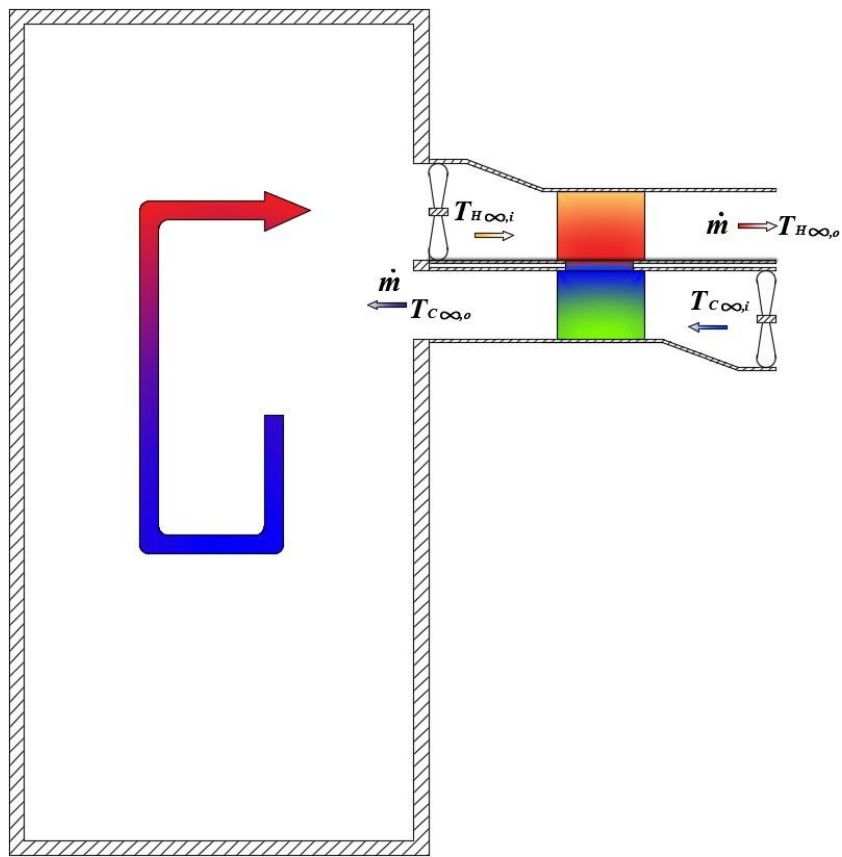


Figura 14: Esquema de operación del sistema de refrigeración

En el esquema anterior se presentan varios fenómenos físicos: el flujo de calor, debido al fenómeno Peltier; conducción y convección de calor en las superficies extendidas; transferencia de calor entre los flujos de aire y las superficies extendidas y la caída de presión de los flujos de aire. Por lo tanto, el modelamiento implica desarrollar ecuaciones y relaciones matemáticas que nos permitan predecir el comportamiento de este sistema.

3.1 Balance de calor en el flujo de aire

En la Figura 15 se muestra el circuito térmico formado por la celda Peltier y dos superficies extendidas. Luego de energizar la celda, esta consume un trabajo eléctrico, y mientras que en un lado se produce la absorción, en el otro se da el rechazo de calor.

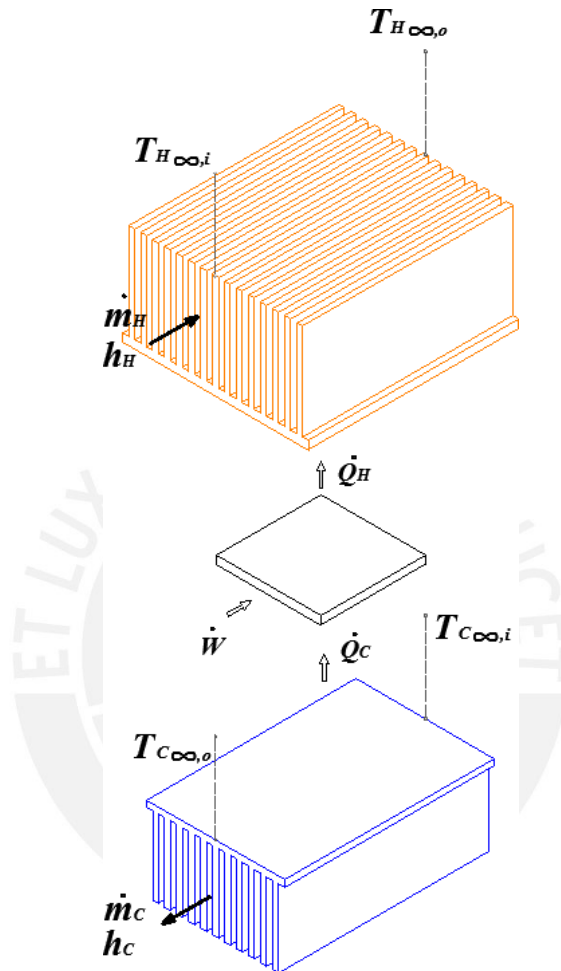


Figura 15: Flujos de trabajo y calor en el sistema de refrigeración

Al considerar que el aire gana o cede calor de manera sensible, estamos considerando que no hay procesos de evaporación o condensación de agua; por lo tanto, la cantidad de agua contenida en el aire no varía. Bajo esta premisa, el calor cedido y ganado puede calcularse de la siguiente manera:

$$Q_C = \dot{m}_C \cdot C_p (T_{C\infty,i} - T_{C\infty,o}) \quad (66)$$

$$Q_H = \dot{m}_H \cdot C_p (T_{H\infty,i} - T_{H\infty,o}) \quad (67)$$

Donde,

- Q_C : Calor absorbido o carga de refrigeración (W)
- Q_H : Calor rechazado (W)
- C_p : Calor específico del aire a presión constante ($KJ/Kg - K$)
- $T_{C\infty,i}$: Temperatura de ingreso del aire, en el foco frío (K)
- $T_{C\infty,o}$: Temperatura de salida del aire, en el foco frío (K)
- $T_{H\infty,i}$: Temperatura de ingreso del aire, en el foco caliente (K)
- $T_{H\infty,o}$: Temperatura de salida del aire, en el foco caliente (K)
- \dot{m}_C : Flujo másico de aire, en ducto del lado frío (Kg/s)
- \dot{m}_H : Flujo másico de aire, en ducto del lado caliente (Kg/s)

Para este balance, se debe considerar las características de diseño requeridas, por el ambiente a refrigerar (tablero eléctrico), además de las propiedades del aire y el salto térmico. En la Figura 14, se observa el esquema de funcionamiento del sistema de refrigeración. La carga de refrigeración se absorbe en ducto inferior del sistema, para luego mezclarse con el aire al interior del tablero y evitar que se eleve la temperatura del mismo.

3.2 Flujo de calor en las superficies extendidas (aletas)

El flujo de calor en las superficies extendidas se da en las aletas y el área libre de la base. Al ser una máquina con un ciclo de refrigeración, en el lado frío se absorbe calor; el cual sumado a la potencia eléctrica consumida se disipa en lado caliente del sistema. En la Figura 16 se puede visualizar los flujos de calor, además se nota que los procesos de transferencia de calor, se da a través de la superficie libre (convección) y por las aletas de las superficies extendidas.

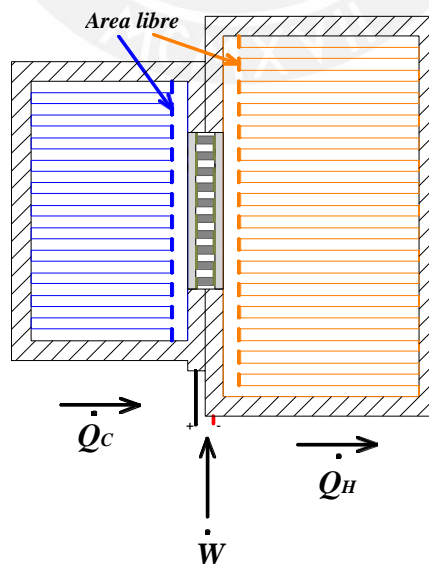


Figura 16: Flujo de Calor en las superficies extendidas

La transferencia de calor entre el aire y las superficies extendidas, dependen de la geometría, del coeficiente convectivo y la temperatura del aire. En el balance térmico, se debe considerar la transferencia de calor en las aletas y las superficies libres. Por lo tanto, para combinar el efecto convectivo del área libre y el flujo de calor en las aletas, ambos efectos se deben sumar. Entonces:

$$Q_C = h_c(A_{l,C} + N_{a,C} \cdot \eta_C \cdot A_{a,C})(T_{C\infty} - T_{b,C}) \quad (68)$$

$$Q_H = h_H(A_{l,H} + N_{a,H} \cdot \eta_H \cdot A_{a,H})(T_{H\infty} - T_{b,H}) \quad (69)$$

Donde,

- Q_C : Calor absorbido o carga de refrigeración (W)
- Q_H : Calor rechazado (W)
- h_c : Coeficiente convectivo del aire, en lado frío ($W/m^2 - K$)
- h_H : Coeficiente convectivo del aire, en lado caliente ($W/m^2 - K$)
- $A_{l,C}$: Área libre de aletas, en la superficie extendida del lado frío (m^2)
- $A_{l,H}$: Área libre de aletas, en la superficie extendida del lado caliente (m^2)
- $N_{a,C}$: Número de aletas, en la superficie extendida del lado frío
- $N_{a,H}$: Número de aletas, en la superficie extendida del lado caliente
- η_C : Eficiencia de aleta, en la superficie extendida del lado frío
- η_H : Eficiencia de aleta, en la superficie extendida del lado caliente
- $A_{a,C}$: Área total de aleta, en la superficie extendida del lado frío (m^2)
- $A_{a,H}$: Área total de aleta, en la superficie extendida del lado caliente (m^2)
- $T_{b,C}$: Temperatura en la base de la aleta, en la superficie extendida del lado frío (K)
- $T_{b,H}$: Temperatura en la base de la aleta, en la superficie extendida del lado caliente (K)
- $T_{C\infty}$: Temperatura promedio del fluido en los alrededores del lado frío (K)
- $T_{H\infty}$: Temperatura promedio del fluido en los alrededores del lado caliente (K)

A lo largo de las aletas, la temperatura es variable; por lo tanto, para considerar este aspecto, la temperatura del fluido en los alrededores ($T_{C\infty}$ y $T_{H\infty}$) se tomará la media entre la temperatura de entrada y salida del flujo de aire (Elarusi et al., 2017).

$$T_{C\infty} = \frac{T_{C\infty,i} + T_{C\infty,o}}{2} \quad (70)$$

$$T_{H\infty} = \frac{T_{H\infty,i} + T_{H\infty,o}}{2} \quad (71)$$

3.3 Flujo de calor en la celda Peltier

El flujo de calor en una celda Peltier, dependerá de su configuración (etapa simple o múltiples etapas) y del número de termopares que la conforman. Las expresiones determinadas en la sección 1.3 son válidas para un termopar; por lo tanto, para obtener el efecto global de la celda se debe multiplicar por el número de termopares (N) que conforman la celda.

$$Q_c = N \left(\alpha \cdot T_c \cdot I - \frac{1}{2} I^2 R - K(T_H - T_c) \right) \quad (72)$$

$$Q_H = N \left(\alpha \cdot T_H \cdot I + \frac{1}{2} I^2 R - K(T_H - T_c) \right) \quad (73)$$

Donde,

- Q_c : Calor absorbido por la celda Peltier o carga de refrigeración (W)
- Q_H : Calor rechazado por la celda Peltier (W)
- N : Número de termopares
- α : Coeficiente relativo de Seebeck ($\alpha_p - \alpha_n$) (V/K)
- R : Resistencia eléctrica del termopar ($R = \rho_p \cdot L_p/A_p + \rho_n \cdot L_n/A_n$) (Ω)
- K : Conductancia térmica del termopar ($K = k_p \cdot A_p/L_p + k_n \cdot A_n/L_n$) (W/K);

Se ha considerado los siguientes parámetros para la celda Peltier, del fabricante *Thermonamic*. Las especificaciones corresponden a la celda TEC1-24126. El resumen de estas propiedades se muestra en la Tabla 2.

Tabla 2: Datos de desempeño de la Celda Peltier, proporcionado por el fabricante.			
Descripción	Símbolo	Valor	Unidades
Número de termocuplas	N	241	-
Corriente Máxima	I_{max}	25,7	A
Salto Térmico Máximo	ΔT_{max}	79	K
Potencia de Refrigeración Máxima	Q_{max}	533,5	W
Tensión Máxima	V_{max}	32,69	V
Resistencia Eléctrica de la Celda Peltier	R_p	0,96	Ω
Temperatura del foco caliente	T_H	323	K
Dimensiones	-	5,5 x 5,5	$cm \times cm$

La hoja de datos de esta celda Peltier (TEC1-24126) se puede obtener en la web del fabricante (<http://www.thermonamic.com/>)

Con los datos proporcionados, se puede obtener las propiedades del material de la celda Peltier (Bi_2Te_3). H. Lee, Attar, & Weera (2015) llaman “propiedades efectivas del material” a las propiedades obtenidas a partir de los datos proporcionados por el fabricante, puesto que estos valores ya consideran las pérdidas en las uniones de cada termopar. En la Tabla 3, se muestran las propiedades físicas obtenidas, a partir de los datos del fabricante, para el termopar de Bi_2Te_3 .

Tabla 3: Propiedades efectivas de la Celda Peltier para el Bi_2Te_3 (Para un termopar)

Descripción	Símbolo	Valor	Unidades
Conductividad Térmica	$k_p = k_n$	1,73	$\frac{W}{K \cdot m}$
Coefficiente de Seebeck	$\alpha_p = -\alpha_n$	214,27	$\frac{\mu V}{K}$
Resistividad Eléctrica	$\rho_p = \rho_n$	$1,0 \times 10^{-3}$	$\Omega \cdot cm$
Ratio Geométrico	$A_p/L_p = A_n/L_n$	0,5	cm
Figura de Mérito	Z	0,00265	K^{-1}
Coefficiente relativo de Seebeck	$\alpha = \alpha_p - \alpha_n$	428,54	$\frac{\mu V}{K}$
Conductancia térmica	$K = k_p \cdot A_p/L_p + k_n \cdot A_n/L_n$	0,017	$\frac{W}{K}$
Resistencia Eléctrica	$R = \rho_p \cdot L_p/A_p + \rho_n \cdot L_n/A_n$	$3,98 \times 10^{-3}$	Ω

Estas propiedades se determinaron siguiendo la metodología desarrollada por H. Lee et al. (2015), basado en los datos proporcionados por el fabricante, que incluye número de termopares (241), parámetros de máximo desempeño (I_{max} , ΔT_{max} , Q_{max} , V_{max} , R) y para $T_H = 323 K$.

3.4 Resistencias térmicas

Se define como resistencia térmica, de manera análoga con la ley de Ohm ($R = V/I$), al cociente entre la diferencia de temperaturas y el flujo de calor. La resistencia térmica, para un determinado material, representa la capacidad de oponerse al flujo de calor y depende de la configuración geométrica y de las propiedades térmicas del medio.

$$R_{total} = \frac{\Delta T}{Q} \quad (74)$$

El valor de R_{total} representa a la resistencia equivalente, a lo largo del circuito térmico. El número de resistencias y su configuración, depende del modelo y de la precisión que se requiera. Mientras mayor sea el número de resistencia, mayor es la precisión.

Un sistema donde hay flujo de calor, puede ser modelado de manera compleja (3D). Sin embargo; se puede considerar, como una buena aproximación, el método unidimensional con

resistencias equivalentes; puesto que los gradientes significativos de temperatura se dan de una dirección.

Kraus et al. (2002, pp. 700-705) realizan un análisis acerca del modelado 1D, 2D y 3D, para superficies extendidas en función del número de Biot. De acuerdo con los resultados obtenidos, establece que, para números de Biot menores 0,1 el error máximo es de 1%; incluso se indica que el análisis 3D se puede reducir a 1D para números de Biot $\ll 1$.

El número Biot, relaciona la transferencia de calor por convección y conducción y se expresa como: $Bi = ht/K$, donde h es el coeficiente convectivo, t es el espesor de aleta y K el coeficiente de conducción térmica. Si se considera aluminio, cuya conductividad térmica es de $237 \text{ W/K} - m$; un espesor de aleta de $2,5 \text{ mm}$ y un coeficiente convectivo de $20 \text{ W/m}^2 - K$; el numero de Biot es igual a $0,0002$. Los valores antes mencionados son cercanos al del sistema propuesto; por lo tanto, el modelado 1D se considera apropiado, puesto que el número de Biot es bastante menor a 1, incluso para coeficientes convectivos altos.

En la Figura 17 se puede ver las temperaturas a lo largo del sistema, considerando que el flujo de calor es unidimensional. A lo largo del sistema se pueden visualizar varias resistencias térmicas: entre el aire y las aletas; entre el aire y el área libre; en la base de la superficie extendida y el área de contacto entre las superficies extendidas y la celda Peltier.

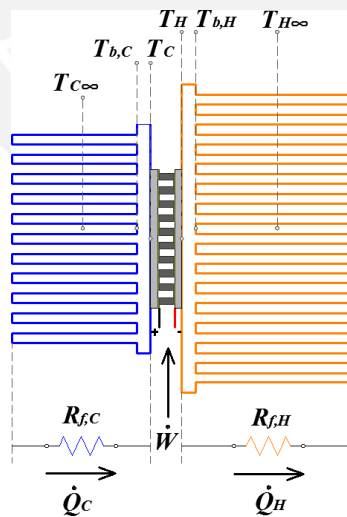


Figura 17: Temperaturas en el sistema de refrigeración termoeléctrica

Cada resistencia térmica a lo largo del circuito, depende del mecanismo de transferencia de calor, es decir si es por conducción, convección o ambos como ocurre en las aletas.

3.4.1. Resistencia térmica de las superficies extendidas

La resistencia térmica de las superficies extendidas está compuesta por la resistencia de la base (conducción), resistencia de las aletas (conducción y convección) y la resistencia del área libre (convección).

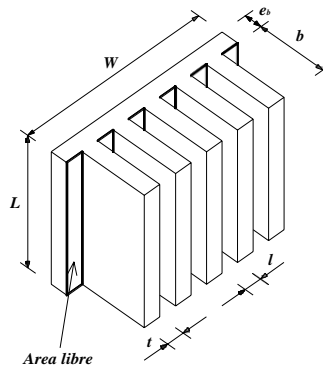


Figura 18: Geometría de una superficie extendida

En la superficie extendida se producen los fenómenos de: conducción, en la base; convección, en la superficie libre; y el efecto combinado en las aletas. En la Figura 18, se puede ver las diferentes áreas y superficies donde se producen estos fenómenos.

El flujo de calor por conducción, en la base, se representa con la ley de Fourier.

$$Q_b = K_m \cdot A_s \frac{\Delta T}{e_b} \quad (75)$$

Donde,

Q_b : Flujo de calor en la base de la superficie extendida (W)

e_b : Espesor de la base (m)

A_s : Área de la sección transversal (m^2)

ΔT : Salto térmico entre los extremos del espesor e_b (K)

K_m : Conductividad térmica del material ($W/K - m$)

Por lo tanto, la resistencia térmica en la base (R_b), debido a la conducción, se calcula:

$$R_b = \frac{e_b}{K_m \cdot A_s} \quad (76)$$

El flujo de calor en el área libre se da por convección, por lo tanto, se puede expresar con la ley de enfriamiento de Newton.

$$Q_l = (N_a + 1) \cdot h \cdot A_l \cdot \Delta T \quad (77)$$

Donde,

- Q_l : Flujo de calor en la superficie libre de aletas (W)
- N_a : Número de aletas
- h : Coeficiente convectivo del aire ($W/m^2 - K$)
- A_l : Área de la superficie libre (m^2)
- ΔT : Salto térmico entre la base y los alrededores (K)

Por lo tanto, la resistencia térmica del área libre de aletas (R_l) se calcula:

$$R_l = \frac{1}{(N_a + 1) \cdot h \cdot A_l} \quad (78)$$

Finalmente, la resistencia térmica de las aletas se puede determinar a partir de la ecuación de aleta, número de aletas, la eficiencia y su área.

$$Q_a = N_a \cdot \eta \cdot h \cdot A_a \cdot \Delta T \quad (79)$$

Donde,

- Q_a : Flujo de calor en una aleta (W)
- N_a : Número de aletas
- η : Eficiencia de Aleta
- h : Coeficiente convectivo del aire ($W/m^2 - K$)
- A_a : Área de la superficie de la Aleta (m^2)
- ΔT : Salto térmico entre superficie de las aletas y los alrededores (K)

Por lo tanto, la resistencia térmica de las aletas (R_a), queda definida como:

$$R_a = \frac{1}{N_a \cdot \eta \cdot h \cdot A_a} \quad (80)$$

3.4.2. Resistencia térmica por contacto

Cuando hay un flujo de calor a través de dos superficies que están en contacto, la experiencia demuestra que la temperatura varía entre ambas superficies. Esta caída, es resultado de la rugosidad de ambos materiales (Figura 20). Cuando dos superficies rugosas se comprimen

una contra la otra, los picos de cada una están en contacto; sin embargo, hay espacios vacíos que son ocupados por aire, el cual es un aislante térmico, debido a su baja conductividad. La interface ofrece resistencia a la transferencia de calor. Esta resistencia por unidad de área es la resistencia térmica por contacto.

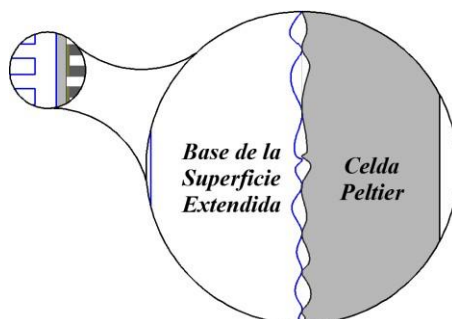


Figura 19: Rugosidad en la unión entre la base de una superficie extendida y la cara de la Celda Peltier

El efecto de la resistencia por contacto, puede reducirse utilizando un interfaz, por ejemplo, metales altamente conductivos (plomo, estaño, plata, etc.), los cuales se insertan en forma de hojas delgadas o como recubrimiento en una de las superficies de transferencia; otra opción es utilizar geles y pastas térmicas para mejorar la conductancia térmica a través de ambas superficies (Çengel, 2011, p.147).

Otro de los métodos para reducir la resistencia de contacto, es el incremento de presión entre las superficies de transferencia. El aumento de presión incrementa el contacto y reduce el espacio vacío; en algunos casos se ha observado una reducción drástica de la resistencia térmica (Kreith, Manglik, & Bohn, 2012, p.32).

Las pastas térmicas proporcionan un alto rendimiento térmico a pequeñas presiones de contacto (Madhusudana, 2013, p.159). La pasta térmica tiene la capacidad de llenar los espacios vacíos con un material cuya conductividad térmica es mucho más alta que la del aire. Experimentalmente se ha determinado (para diversos materiales) que esta resistencia térmica está en el rango de 0.000005 y $0.0005 \text{ W m}^2/\text{°C}$ (Çengel, 2011, p.147).

Si bien hay bibliografía que muestra modelos para la estimación de esta resistencia térmicas (conductancia de contacto); por ejemplo, los planteados por Yovanovich (2005) es necesario hacer un estudio muy detallado de propiedades mecánicas, térmicas y experimentación, para poder determinar el valor real de esta resistencia.

Para el presente trabajo, se considerará el valor de resistencia térmica por contacto, estimado por Yovanovich (1997), para superficies en contacto, formado por aluminio con alúmina e interfaz de pasta térmica. El valor de esta resistencia, está en función de la presión de contacto

y varía en el rango aproximado de $[0,125 - 0,25] \text{ cm}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ (M. M. Yovanovich et al., 1997, fig. 5).

El área de la superficie, de celda Peltier, es de $30,25 \text{ cm}^2$. Por lo tanto, la resistencia térmica estaría en el rango de $[0,0041 - 0,0083] \text{ K}/\text{W}$. Se considerará el valor de $R_c = 0,0041 \text{ K}/\text{W}$, puesto que para este valor la presión entre ambas superficies es casi nula, el cual se puede aproximar al diseño propuesto.

3.4.3. Resistencia térmica de propagación (constricción)

Esta resistencia térmica se presenta debido al flujo de calor entre áreas de diferente superficie, y puede ser de propagación o constricción. En la Figura 20, se observa que el flujo de calor se constriñe en lado frío del sistema de refrigeración; mientras que, por el lado donde se disipa el calor, este se propaga. Estos procesos se dan a lo largo del espesor de la base de la superficie extendida ($e_{b,C}$, $e_{b,H}$), puesto que el área de contacto con la celda Peltier es inferior a la de dichas bases.

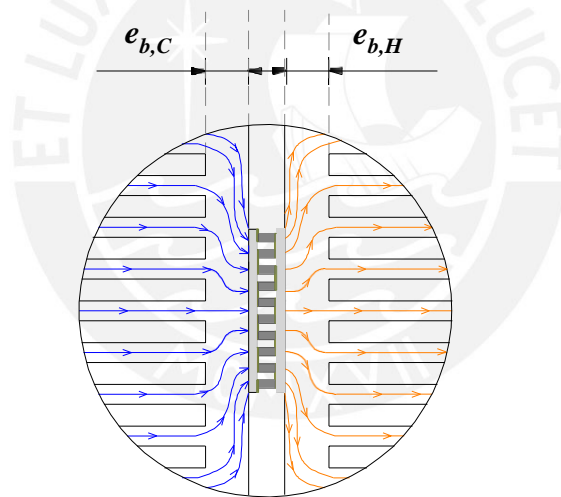


Figura 20: Constricción y propagación del flujo de calor que atraviesa la celda Peltier.

Este problema (resistencia térmica de propagación/constricción) ha sido ampliamente estudiado por diversos investigadores; por ejemplo: M. Michael Yovanovich (1969), Rostami, Hassan, & Lim (2001), Muzychka, Culham, & Yovanovich (2003). Para el caso donde el flujo de calor a través de la fuente (celda Peltier) es uniforme y no hay transferencia de calor hacia los alrededores, se plantea la siguiente ecuación (Bejan & Kraus, 2003, p. 302):

$$R_s = \frac{1,08076 - 1,41042\epsilon + 0,26604\epsilon^3 - 0,00016\epsilon^5 + 0,058266\epsilon^7}{4ka} \quad (81)$$

Donde,

R_s : Resistencia térmica de propagación (constricción) (K/W)

$\epsilon = \sqrt{A_s/A_b}$: Ratio entre la superficie de contacto y la base de la superficie extendida

A_s : Superficie de contacto (m^2)

A_b : Área de la base de la superficie extendida (m^2)

$a = \sqrt{A_s}$: Raíz cuadrada de la superficie de contacto (m)

k : Conductividad térmica del material ($W/K - m$)

El área de contacto (A_s), está determinado por el de la celda Peltier y es igual 30.25 cm^2 ($5,5 \text{ cm} \times 5,5 \text{ cm}$); por lo tanto, a toma el valor $5,5 \text{ cm}$.

El área de la superficie extendida (Figura 18), está determinada por el producto de su largo y su ancho: $A_b = W \times L$. Se fija el valor del largo ($L = 10 \text{ cm}$), mientras que el ancho W depende del número de aletas necesarios para evacuar el flujo de calor.

3.4.4. Circuito térmico

En la Figura 21 se visualiza las resistencias térmicas del sistema. Las resistencias térmicas de las superficies extendidas, está conformada por la resistencia de las aletas, la superficie libre y la base de la misma. Adicionalmente, están presentes las resistencias térmicas por contacto y por propagación o constricción, que dependen de la superficie de contacto, entre la celda Peltier y las bases de las superficies extendidas.

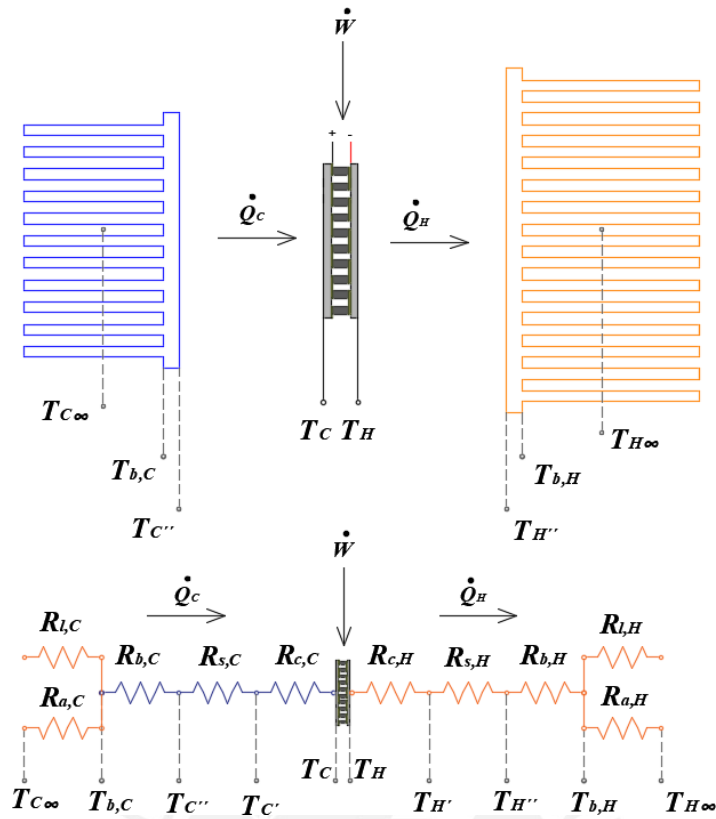


Figura 21: Resistencias Térmicas en el sistema de refrigeración. los subíndices C y H, hacen referencia los lados frío y caliente.

La resistencia térmica total, para cada lado del sistema de refrigeración, se calcula análogamente a un circuito eléctrico. Por lo tanto, la resistencia térmica total, para cada lado, se calcula de la siguiente manera:

$$R_{T,C} = \frac{T_{C\infty} - T_C}{Q_C} = \left(\frac{1}{R_{l,C}} + \frac{1}{R_{a,C}} \right)^{-1} + R_{b,C} + R_{s,C} + R_{c,C} \quad (82)$$

$$R_{T,H} = \frac{T_H - T_{H\infty}}{Q_H} = +R_{c,H} + R_{s,H} + R_{b,H} + \left(\frac{1}{R_{l,H}} + \frac{1}{R_{a,H}} \right)^{-1} \quad (83)$$

Donde,

- $R_{T,C}$: Resistencia térmica total, en foco frío (K/W)
- $R_{T,H}$: Resistencia térmica total, en foco Caliente (K/W)
- $R_{b,C}$: Resistencia térmica de la base, en el foco frío (K/W)
- $R_{b,H}$: Resistencia térmica de la base, en el foco caliente (K/W)
- $R_{s,C}$: Resistencia térmica por constricción, en el foco frío (K/W)

- $R_{s,H}$: Resistencia térmica por propagación, en el foco caliente (K/W)
- $R_{c,C}$: Resistencia térmica por contacto, en el foco frío (K/W)
- $R_{c,H}$: Resistencia térmica por contacto, en el foco caliente (K/W)
- $R_{l,C}$: Resistencia térmica de la superficie libre de aletas, en el foco frío (K/W)
- $R_{l,H}$: Resistencia térmica de la superficie libre de aletas, en el foco caliente (K/W)
- $R_{a,C}$: Resistencia térmica de las aletas, en el foco frío (K/W)
- $R_{a,H}$: Resistencia térmica de las aletas, en el foco caliente (K/W)

La resistencia de contacto es constante ($R_{c,C}$ y $R_{c,H}$), depende solo del área superficial de la celda Peltier. La resistencia de constricción y propagación ($R_{s,C}$ y $R_{s,H}$), dependen del espesor de base de las superficies extendidas. La resistencia térmica de la base ($R_{b,C}$ y $R_{b,H}$), dependen del área de la superficie extendida y el espesor. Finalmente, está la resistencia térmica de la superficie libre de aletas ($R_{l,C}$ y $R_{l,H}$) y la resistencia térmica de las aletas ($R_{a,C}$ y $R_{a,H}$).

3.5 Régimen del flujo de aire

En la sección 2.2, se plantearon las ecuaciones para determinar el coeficiente convectivo de un fluido, mediante la aplicación de números adimensionales. Este coeficiente, depende del régimen del fluido (laminar o turbulento). El número de Reynolds que indica la transición de un fluido, de laminar a turbulento, está establecido en 5×10^5 . Este número adimensional y depende de tres parámetros: longitud característica, velocidad promedio y viscosidad cinemática ($Re_L = UL/\nu$).

Si se calcula la longitud necesaria, para que el fluido alcance un número de Reynolds crítico ($Re_L = 5 \times 10^5$), notaremos que la longitud es bastante grande, comparado con las dimensiones usuales utilizadas en el diseño de superficies extendidas. En la Tabla 4, se muestra como varía la longitud característica necesaria, para alcanzar el régimen turbulento.

Tabla 4: Longitud característica necesaria para alcanzar un número de Reynolds igual a 5×10^5 , para una velocidad promedio de 3 m/s .

Temperatura del aire (K)	Viscosidad Cinemática (m^2/s)	Longitud (m)
275	$1,35 \times 10^{-5}$	2,25
285	$1,44 \times 10^{-5}$	2,40
295	$1,53 \times 10^{-5}$	2,55
305	$1,62 \times 10^{-5}$	2,70

Si se incrementa la velocidad hasta 25 m/s , la longitud varía entre $[0.27 - 0.35] \text{ m}$. Mientras menor sea la velocidad, mayor es la longitud necesaria para que flujo alcance el régimen turbulento.

Dado que las dimensiones de las superficies extendidas, consideradas para el diseño, son inferiores a las calculadas en la Tabla 4, el régimen del flujo siempre será laminar. Por lo tanto, el coeficiente convectivo se calcula directamente con la siguiente expresión:

$$h = 0,664 \frac{k}{L} Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (84)$$

- h : Coeficiente convectivo del aire ($W/m^2 - K$)
 k : Conductividad térmica del aire ($W/m - K$)
 L : Longitud característica (m)
 Re_L : Número de Reynolds
 Pr : Número de Prandtl

3.6 Restricciones de diseño

Para el modelado del sistema de refrigeración propuesto, se han impuesto restricciones, para poder resolver las ecuaciones físicas planteadas. Incluye restricciones geométricas; requerimiento de carga térmica; temperaturas del ambiente e interior del gabinete del tablero eléctrico. Se considera constante a la conductividad térmica del aluminio y el calor específico del aire.

Tabla 5: Restricciones geométricas para las superficies extendidas.

	Parámetro	Valor	Unidades
<p>Diagrama de un sistema de aletas con dimensiones L, W, t, l, b, e_b.</p>	e_b	0,005	m
	t	0,001	m
	L	0,10	m
	l	$f(Re_L, Pr)$	m
	b	$f(t, Pr)$	m
	W	$f(N_a)$	m
	$A_b = W \times L$	$f(N_a)$	m^2

El mismo espesor y longitud se aplican a ambas superficies extendidas. El ancho (W) y el área de la base (A_b) depende del número de aletas, el cual depende del flujo de calor.

Tabla 6: Propiedades Aluminio

Descripción	Símbolo	Valor	Unidades
Conductividad Térmica del Aluminio	k_{al}	237	$\frac{W}{m \cdot K}$

La conductividad térmica del aluminio se considera constante. Entre 200 K a 300 K, el valor de la conductividad térmica del aluminio es de $237 \text{ W/m} - K$; mientras que a 400 K es igual a $240 \text{ W/m} - K$ (Çengel, 2011, tabla 1-3, p. 23)

Tabla 7: Características del Flujo de aire

Descripción	Símbolo	Valor	Unidades
Velocidad Promedio	U	3	$\frac{m}{s}$
Viscosidad dinámica	μ	$f(T_f)$	$\frac{Kg}{m \cdot s}$
Viscosidad Cinemática	ν	$f(T_f)$	$\frac{m^2}{s}$
Número de Reynolds	Re_L	$f(U, L, \nu)$	-
Número de Prandtl	Pr	$f(T_f)$	-
Coefficiente convectivo del aire	h	$f(Re_L, Pr)$	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$

T_f es la temperatura de película, que se define como el promedio entre la temperatura del fluido en los alrededores con la temperatura de la superficie.

Tabla 8: Rangos de Simulación del Modelo.

Descripción	Símbolo	Valor	Unidades
Carga de refrigeración	Q_C	100	W
Temperatura de ingreso del aire en el ducto del lado frío (Ambiente)	$T_{C\infty,i}$	[288 – 300]	K
Temperatura de ingreso del aire en el ducto del lado caliente	$T_{H\infty,i}$	[288 – 300]	K
Calor específico del aire	C_p	1,007	$\frac{KJ}{Kg \cdot K}$
Salto térmico en el ducto del lado frío	$\Delta T_C = T_{C\infty,i} - T_{C\infty,o}$	5	K

La temperatura de ingreso del aire en el ducto del lado frío, varía en el rango de 15 y 27 grados centígrados. La temperatura al ingreso del ducto de lado caliente, es igual al del lado frío. El calor a disipar dentro del tablero eléctrico es igual a la carga térmica de refrigeración. Al realizar el balance de energía se determina esta igualdad.

El calor específico del aire a presión constante, toma el valor de 1,007 $KJ/Kg - K$ en el rango de 15 °C a 70 °C, y su variación no es significativa a temperaturas cercanas a dicho rango (Çengel, 2011, tabla A-15).

CAPITULO IV: SIMULACIÓN Y RESULTADOS

4.1 Flujo de calor en la celda Peltier

Los flujos de calor en la celda Peltier, se determinan con las ecuaciones (72) y (73) y las propiedades para el termopar (Bi_2Te_3) de la Tabla 3. El fabricante, proporciona los datos de desempeño para $T_H = 323 \text{ K}$ ($50 \text{ }^\circ\text{C}$). La carga térmica de diseño es de 100 W (Q_C). Con estas restricciones, se calcula los flujos de calor y trabajo en la celda, para diferentes temperaturas en el foco frío T_C .

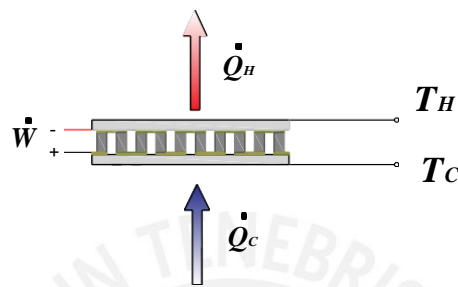


Figura 22: Flujo de calor en la Celda Peltier

En la Tabla 9 se presentan los resultados del comportamiento de la celda para el rango de $[273 - 323] \text{ K}$ (de 0°C a 50°C). Donde se puede visualizar que, para obtener temperaturas más bajas, es necesario incrementar el trabajo eléctrico. Asimismo, mientras más bajo la temperatura en lado frío de la celda, el coeficiente de desempeño disminuye.

Tabla 9: Flujos de Calor, Trabajo y desempeño de la Celda Peltier TEC1-24126

T_C	Q_H	W	COP
273	369,39	269,39	0,371
276	330,93	230,93	0,433
279	298,39	198,39	0,504
282	270,48	170,48	0,587
285	246,34	146,34	0,683
288	225,31	125,31	0,798
291	206,93	106,93	0,935
294	190,80	90,80	1,101

Estos valores se obtuvieron, para una carga térmica $Q_C = 100 \text{ W}$; temperatura de operación del foco caliente: $T_H = 323 \text{ K}$ ($50 \text{ }^\circ\text{C}$, indicado por el fabricante); con las propiedades del termopar para el Bi_2Te_3 , determinadas en Tabla 3.

T_C : Temperatura en el foco Frío (K); Q_H : Trabajo Eléctrico (Watts); W : Calor Rechazado (Watts); COP : Coeficiente de Performance.

Con la finalidad de visualizar como varía el requerimiento de trabajo eléctrico, en la celda Peltier, se ha realizado el Gráfico 5. En este gráfico se visualiza que, mientras menor sea la temperatura de operación del foco frío (T_C), el requerimiento de trabajo eléctrico se incrementa, lo cual reduce en gran medida el coeficiente de desempeño de la celda Peltier. Por otro lado, si la temperatura del foco frío, se acerca a la temperatura del foco caliente (T_H), mejora el desempeño de la celda; sin embargo, para lograr esto, el disipador de calor debe incrementar su tamaño puesto que el calor rechazado se incrementa.

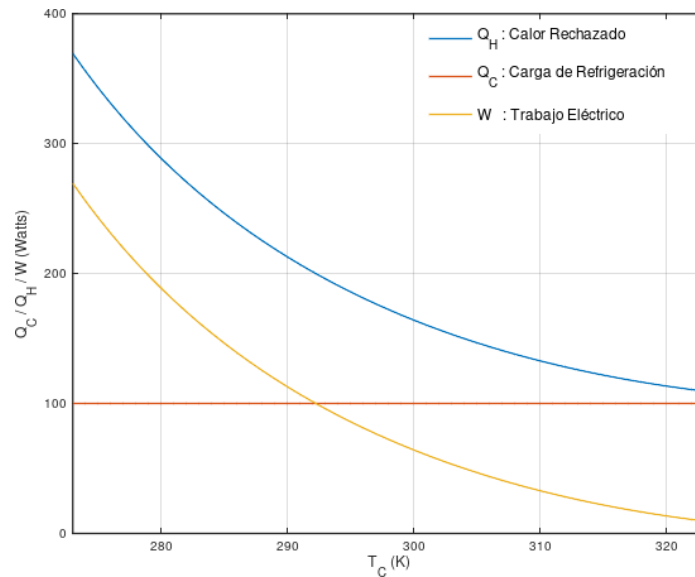


Gráfico 5: Requerimiento Trabajo Eléctrico y Calor Rechazado, en la celda Peltier, para una carga de refrigeración de 100 W, en función de la temperatura del foco frío.

4.2 Temperaturas del flujo aire en las superficies extendidas

4.2.1. Lado frío

La temperatura de ingreso, es la del aire circundante al tablero. Se ha considerado que varía en el rango de 288 K a 300 K. El salto térmico es de 5 K. Con estas restricciones, se determina la temperatura del fluido en los alrededores ($T_{C\infty}$), en la superficie extendida del foco frío. Además, queda determinado el flujo másico.

Tabla 10: Temperaturas del aire en el ducto del lado frío: Al ingreso, salida y alrededores (promedio)

$T_{C_{\infty,i}}$	$T_{C_{\infty,o}}$	$T_{C_{\infty}}$	m_c
288	283	285,5	
289	284	286,5	
290	285	287,5	
291	286	288,5	
292	287	289,5	
293	288	290,5	
294	289	291,5	0,0199
295	290	292,5	
296	291	293,5	
297	292	294,5	
298	293	295,5	
299	294	296,5	
300	295	297,5	

El flujo másico se ha obtenido, considerando una carga térmica $Q_C = 100 W$; salto térmico de 5 K y calor específico del aire a presión constante igual a $1,007 KJ/Kg - K$.

$T_{C_{\infty,i}}$: Temperatura de ingreso (K), $T_{C_{\infty,o}}$: Temperatura de salida (K),
 $T_{C_{\infty}}$: Temperatura de alrededores (K), m_c : Flujo másico.

4.2.2. Lado caliente

La temperatura de ingreso del aire, en el ducto del lado caliente (salida del tablero eléctrico), es igual a la temperatura del aire, al ingreso al ducto del lado frío. Todo el calor absorbido por la celda Peltier, es contrarrestado por parte del efecto Joule producido en el tablero eléctrico. Por lo tanto, el aire elevará su temperatura con el mismo salto térmico: 5 K.

La temperatura de salida, está determinada por la cantidad de calor rechazado por el sistema de refrigeración (Q_H). Por lo tanto, esta varía en función de la temperatura del foco frío de la celda Peltier (T_C). En la Tabla 9, se determinó esta variación. A continuación, se muestra como varía la temperatura del flujo, en función del calor rechazado.

Tabla 11: Temperaturas del aire en el ducto del lado Caliente: Al ingreso, salida y alrededores (promedio)

Q_H	T_C	$T_{H\infty,i}$	$T_{H\infty,o}$	$T_{H\infty}$
369,4	273	288	306,5	297,2
		291	309,5	300,2
		294	312,5	303,2
		297	315,5	306,2
		300	318,5	309,2
343,0	275	288	305,2	296,6
		291	308,2	299,6
		294	311,2	302,6
		297	314,2	305,6
		300	317,2	308,6
308,7	278	288	303,4	295,7
		291	306,4	298,7
		294	309,4	301,7
		297	312,4	304,7
		300	315,4	307,7
279,3	281	288	302,0	295,0
		291	305,0	298,0
		294	308,0	301,0
		297	311,0	304,0
		300	314,0	307,0

La temperatura de salida se obtiene a partir del flujo másico ($0,0199 \text{ kg/s}$), el calor rechazado (Q_H) y la temperatura de ingreso en el ducto (salida del tablero). El calor específico del aire a presión constante es igual a $1,007 \text{ KJ/Kg} - \text{Kg}$.

$T_{C\infty,i}$: Temperatura de ingreso (K), $T_{C\infty,o}$: Temperatura de salida (K),

$T_{C\infty,o}$: Temperatura de alrededores (K), m_c : Flujo másico.

Para visualizar el comportamiento de la temperatura a la salida del aire, en el ducto del lado caliente, se ha realizado el Gráfico 6, aquí se puede verificar que mientras más baja sea la temperatura del foco frío en la celda Peltier, la temperatura de salida, en el lado donde se rechaza el calor, es mayor. Esto debido a que mientras más baja sea la temperatura en la celda, mayor es el trabajo eléctrico; por lo tanto, el calor a rechazar es mayor.

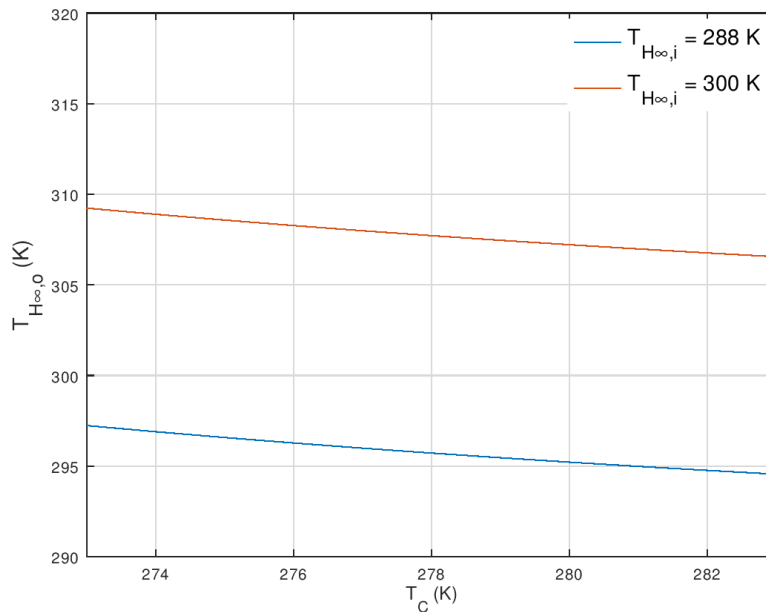


Gráfico 6: Temperatura de salida del aire, en el ducto del lado caliente, en función de la temperatura del foco frío de la celda Peltier.

4.3 Dimensiones geométricas de las superficies extendidas

Con las restricciones planteadas, en la sección 3.6, y siguiendo las ecuaciones del modelo matemático, en un primer momento, se han determinado las longitudes, para las superficies extendidas; tanto del lado frío como caliente. El ancho, depende del número de aletas necesario para la transferencia de calor, la longitud de la aleta está en función del espesor; mientras que el espaciado depende de los números de Reynolds y Prandtl. La transferencia de calor depende de la conductividad de material (aluminio) y el coeficiente convectivo del aire.

En las siguientes tablas, se resumen los resultados obtenidos, para ambas superficies extendidas y para diferentes modos de operación. Estos valores se han obtenido manteniendo constante la temperatura del foco frío de la celda Peltier y variando la temperatura de ingreso del aire.

Tabla 12: Dimensiones geométricas, para la superficie extendida del lado frío, para diferentes temperaturas de operación.

T_C	$T_{C_{\infty,i}}$	$b_{opt,C}$	$l_{opt,C}$	$N_{a,C}$	W_C
	288	0,10503	0,00240	31	0,108
	291	0,10505	0,00242	25	0,088
273	294	0,10507	0,00243	20	0,071
	297	0,10508	0,00244	17	0,061
	300	0,10510	0,00245	15	0,054

Tabla 12: Dimensiones geométricas, para la superficie extendida del lado frío, para diferentes temperaturas de operación.

	288	0,10505	0,00241	38	0,132
	291	0,10506	0,00242	29	0,102
275	294	0,10508	0,00243	23	0,081
	297	0,10510	0,00245	19	0,068
	300	0,10511	0,00246	17	0,061
	288	0,10506	0,00242	50	0,173
	291	0,10507	0,00243	34	0,119
277	294	0,10509	0,00244	26	0,092
	297	0,10511	0,00245	22	0,078
	300	0,10512	0,00247	18	0,065
	288	0,10507	0,00243	71	0,246
	291	0,10509	0,00244	43	0,150
279	294	0,10510	0,00245	31	0,109
	297	0,10512	0,00246	25	0,089
	300	0,10514	0,00247	20	0,072
	288	0,10508	0,00244	129	0,446
	291	0,10510	0,00245	58	0,202
281	294	0,10512	0,00246	38	0,134
	297	0,10513	0,00247	29	0,103
	300	0,10515	0,00248	23	0,083
	288	0,10510	0,00245	1530	5,276
	291	0,10511	0,00246	92	0,320
283	294	0,10513	0,00247	50	0,176
	297	0,10514	0,00248	34	0,121
	300	0,10516	0,00249	26	0,093

Estas dimensiones fueron obtenidas para una carga de refrigeración $Q_C = 100 W$, considerando un espesor de aleta igual a 1 mm, el espesor de la base es 5 mm. Velocidad del aire, entre las aletas 3 m/s

T_C : Temperatura del Foco Frío (K); $T_{C\infty i}$: Temperatura de ingreso del aire (K);
 $b_{opt,C}$: Longitud de aleta (m); $l_{opt,C}$: Espaciamiento entre Aletas (m);
 $N_{a,C}$ Número de Aletas; W_C : Ancho de la base (m).

Para visualizar gráficamente, el requerimiento del número de aletas ($N_{a,c}$), en función de la temperatura del foco frío (T_C) y para diversas temperaturas de ingreso del aire en el ducto ($T_{C\infty,i}$), se ha realizado en Gráfico 7 y se observa que mientras menor sea la temperatura de ingreso del aire, el requerimiento del número de aletas se incrementa, esto debido a que el salto térmico entre el aire y el foco frío disminuye, con lo cual la transferencia de calor también se reduce. Además, si la temperatura del foco frío del aire se incrementa a temperaturas cercanas a la del ingreso del aire, el requerimiento del número de aletas se incrementa, dado que la transferencia de calor se dificulta debido a la pequeña diferencia de temperaturas. Por ejemplo en el caso donde la temperatura del foco frío es de 283 K y la temperatura de ingreso del aire es de 288 K, el número de aletas necesarios para transferir los 100 W de refrigeración, es de 1530, lo que implica un ancho de 5,2 metros, que es una limitante física.

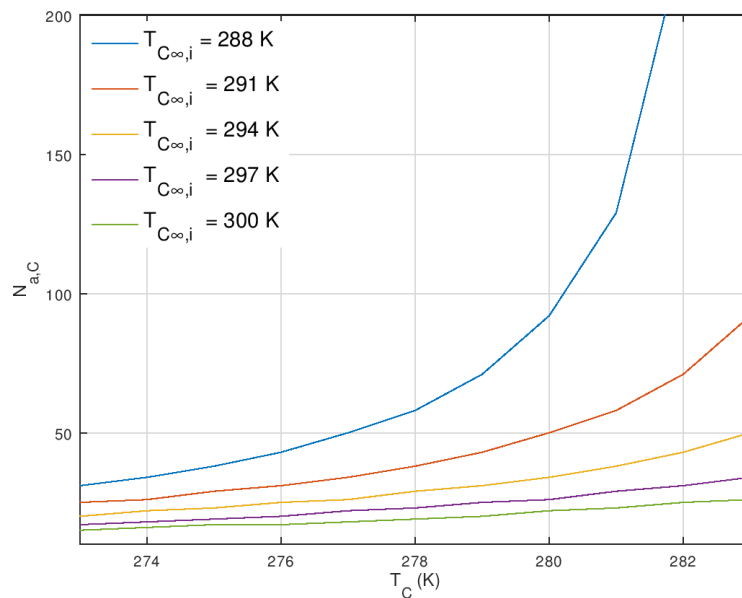


Gráfico 7: Número de aletas de la superficies extendida del lado frío, en función de la temperatura del foco frío de la celda Peltier.

Tabla 13: Dimensiones geométricas, para la superficie extendida del lado caliente, para diferentes temperaturas de operación

T_C	$T_{H\infty,i}$	$b_{Opt,H}$	$l_{Opt,H}$	$N_{a,H}$	W_H
273	288	0,105345	0,00261493	65	0,238
	291	0,105360	0,00262561	77	0,282
	294	0,105376	0,00263609	96	0,352
	297	0,105390	0,00264636	128	0,469
	300	0,105405	0,00265628	195	0,716

Tabla 13: Dimensiones geométricas, para la superficie extendida del lado caliente, para diferentes temperaturas de operación

	288	0,105344	0,00261467	57	0,209
	291	0,105360	0,00262542	67	0,246
275	294	0,105375	0,00263606	81	0,297
	297	0,105391	0,00264651	105	0,386
	300	0,105405	0,00265664	149	0,547
	288	0,105344	0,00261444	50	0,183
	291	0,105360	0,00262520	59	0,217
277	294	0,105375	0,00263596	70	0,257
	297	0,105391	0,00264651	89	0,327
	300	0,105406	0,00265683	121	0,445
	288	0,105344	0,00261467	57	0,209
	291	0,105360	0,00262542	67	0,246
279	294	0,105375	0,00263606	81	0,297
	297	0,105391	0,00264651	105	0,386
	300	0,105405	0,00265664	149	0,547
	288	0,105343	0,00261377	41	0,151
	291	0,105359	0,00262472	47	0,173
281	294	0,105375	0,00263559	55	0,203
	297	0,105390	0,00264632	67	0,247
	300	0,105406	0,00265690	86	0,317
	288	0,105342	0,00261348	37	0,136
	291	0,105359	0,00262450	42	0,155
283	294	0,105375	0,00263541	49	0,181
	297	0,105390	0,00264615	60	0,221
	300	0,105406	0,00265684	75	0,277

Estas dimensiones fueron obtenidas para una carga de refrigeración $Q_C = 100 \text{ W}$, considerando un espesor de aleta igual a 1 mm, el espesor de la base es 5 mm. Velocidad del aire, entre las aletas 3 m/s

T_C : Temperatura del Foco Frío (K); $T_{H\infty,i}$: Temperatura de ingreso (K);
 $b_{opt,H}$: Longitud de aleta (m); $l_{opt,C}$: Espaciamiento entre Aletas (m);
 $N_{a,H}$ Número de Aletas; W_H : Ancho de la base (m).

Caso contrario ocurre con el número de aletas en el lado caliente; dado que, mientras menor sea la temperatura del foco frío, se realizará más trabajo eléctrico; por lo tanto, será necesario evacuar mayor cantidad de calor. Mientras más baja sea la temperatura del foco frío, se requerirá mayor número de aletas en ducto del lado caliente. En el siguiente gráfico se visualiza dicho comportamiento, para diferentes temperaturas de ingreso en el ducto.

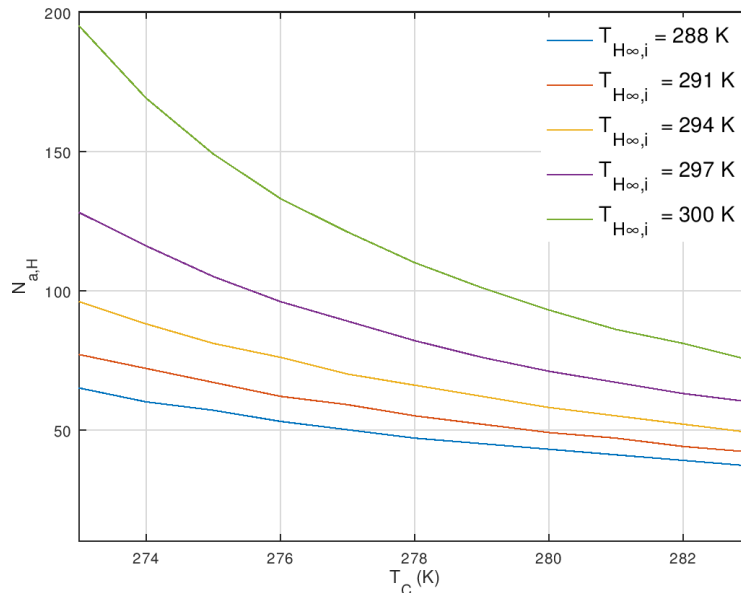


Gráfico 8: Número de aletas de la superficie extendida del lado caliente, en función de la temperatura del foco frío de la celda Peltier.

En vista de los datos obtenidos, se puede afirmar que: tanto la longitud de las aletas, así como el espaciamiento entre ellos, es casi constante. La longitud de la aleta, depende del coeficiente convectivo y la conductividad del material. El espaciamiento entre aletas, depende de los números de Reynolds y Prandtl. Para el rango de temperaturas, en el cual se realiza la simulación, estos parámetros varían muy poco, tal como se puede notar en la Tabla 14.

Tabla 14: Variación del Coeficiente Convectivo y los Números Reynolds y Prandtl

T_C	$T_{C\infty,i}$	h_C	h_H	Pr_C	Pr_H	Re_{LC}	Re_{LH}
288	273	21,6346	21,5071	0,70998	0,70635	$2,16 \times 10^4$	$1,83 \times 10^4$
	274	21,6321	21,5071	0,70991	0,70636	$2,15 \times 10^4$	$1,83 \times 10^4$
	275	21,6296	21,5072	0,70983	0,70636	$2,14 \times 10^4$	$1,83 \times 10^4$
	276	21,6271	21,5073	0,70975	0,70636	$2,13 \times 10^4$	$1,83 \times 10^4$
	277	21,6246	21,5074	0,70968	0,70636	$2,13 \times 10^4$	$1,83 \times 10^4$
	278	21,6221	21,5074	0,70960	0,70636	$2,12 \times 10^4$	$1,83 \times 10^4$
	279	21,6195	21,5076	0,70952	0,70637	$2,11 \times 10^4$	$1,83 \times 10^4$
	280	21,6170	21,5077	0,70944	0,70637	$2,11 \times 10^4$	$1,83 \times 10^4$

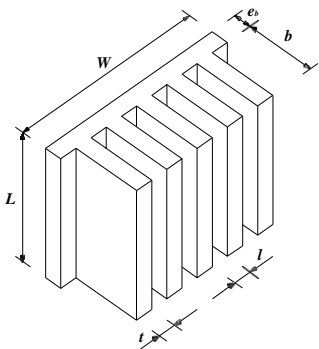
	281	21,6143	21,5078	0,70937	0,70637	2,10 x 10 ⁴	1,83 x 10 ⁴
	282	21,6116	21,5079	0,70928	0,70638	2,09 x 10 ⁴	1,83 x 10 ⁴
	283	21,6085	21,5079	0,70919	0,70638	2,08 x 10 ⁴	1,83 x 10 ⁴
	273	21,6066	21,4824	0,70913	0,70572	2,08 x 10 ⁴	1,77 x 10 ⁴
	274	21,6042	21,4823	0,70906	0,70572	2,07 x 10 ⁴	1,77 x 10 ⁴
	275	21,6018	21,4822	0,70899	0,70572	2,06 x 10 ⁴	1,77 x 10 ⁴
	276	21,5994	21,4822	0,70892	0,70571	2,06 x 10 ⁴	1,77 x 10 ⁴
	277	21,5970	21,4821	0,70885	0,70571	2,05 x 10 ⁴	1,77 x 10 ⁴
300	278	21,5946	21,4821	0,70878	0,70571	2,04 x 10 ⁴	1,77 x 10 ⁴
	279	21,5922	21,4821	0,70871	0,70571	2,04 x 10 ⁴	1,77 x 10 ⁴
	280	21,5898	21,4821	0,70864	0,70571	2,03 x 10 ⁴	1,77 x 10 ⁴
	281	21,5874	21,4821	0,70857	0,70571	2,02 x 10 ⁴	1,77 x 10 ⁴
	282	21,5849	21,4821	0,70850	0,70571	2,02 x 10 ⁴	1,77 x 10 ⁴
	283	21,5825	21,4821	0,70843	0,70571	2,01 x 10 ⁴	1,77 x 10 ⁴

Valores calculados, para una velocidad del flujo de aire, entre las aletas, de 3 m/s con una longitud característica de 0.1 m.

T_C : Temperatura del Foco Frío (K); $T_{C\infty i}$: Temperatura del aire en el ambiente (K); h : Coeficiente Convectivo; Pr : Número de Prandtl, Re : Número de Reynolds; los subíndices C y H , hacen referencia al foco frío y caliente, respectivamente.

En la siguiente tabla podemos ver los valores máximos y mínimos de las longitudes de aleta y el espaciado entre ellos, obtenidos de las Tablas 12 y 13:

Tabla 15: Longitudes Máximas y Mínimas de las aletas y el espaciado entre ellas

	Valor	$b_{Opt,C}$	$b_{Opt,H}$	$l_{Opt,c}$	$l_{Opt,H}$
	Mínimo	0,1050	0,1053	0,0025	0,0026
	Máximo	0,1052	0,1054	0,0024	0,0027

b_{Opt} : Longitud de aleta (m); l_{Opt} : Espaciado entre Aletas (m). Los subíndices C y H , hacen referencia al foco frío y caliente, respectivamente.

4.4 Análisis de las resistencias térmicas

4.4.1. Resistencias contacto y propagación (constricción)

En la sección 3.4.2. se determinó la resistencia de contacto. Esta es la misma en cada cara de la celda Peltier, puesto que depende solo de los materiales de contacto (Aluminio - Cerámica) y la interfaz (pasta térmica). El valor de esta resistencia es de 0,0041.

La constricción de calor se da en el lado frío, mientras que la propagación en el lado caliente. Ambos dependen de la geometría de la base de las superficies extendidas (ratio entre la superficie de la celda Peltier y el área de la base de la superficie extendida). Puesto que la longitud de las superficies extendidas se ha fijado en 0,1 m. Estas resistencias varían en función de su ancho (W).

Tabla 16: Resistencias propagación (constricción) en función del ancho de la superficie extendida

W	R_s
0,08	0,00539
0,10	0,00678
0,12	0,00786
0,14	0,00873
0,16	0,00944
0,18	0,01004
0,20	0,01056
0,22	0,01100
0,24	0,01140
0,26	0,01174
0,28	0,01206
0,30	0,01234

W : Ancho de la Superficie Extendida (m);
 R_s : Resistencia de constricción/Propagación (K/W)

4.4.2. Resistencia térmica de la base

Con las restricciones establecidas para el espesor de la base y considerando la conducción térmica del aluminio constante, esta resistencia solo depende del ancho de la base (W), dado que es el único parámetro que hace variar el área perpendicular del flujo de calor.

Tabla 17: Resistencias Térmica de la base de la superficie extendida en función del ancho

W	R_b
0,08	0,00539
0,10	0,00678
0,12	0,00786
0,14	0,00873
0,16	0,00944
0,18	0,01004
0,20	0,01056
0,22	0,01100
0,24	0,01140
0,26	0,01174
0,28	0,01206
0,30	0,01234

W : Ancho de la Superficie Extendida (m); R_b : Resistencia Térmica de la Base (K/W)

El Gráfico 9, se ha realizado para visualizar el comportamiento de las resistencias de propagación/constricción y la resistencia de la base, en función del ancho de la superficie extendida. La resistencia de propagación se incrementa al incrementar el ancho del área de la superficie extendida. Por otra parte, la resistencia térmica de la base disminuye, puesto que, al aumentar el ancho, se incrementa el área de la superficie. Adicionalmente, se ha graficado la suma de estas resistencias térmicas y se puede apreciar que tiene la misma tendencia de la resistencia de propagación o constricción; dado que es el más significativo de las tres.

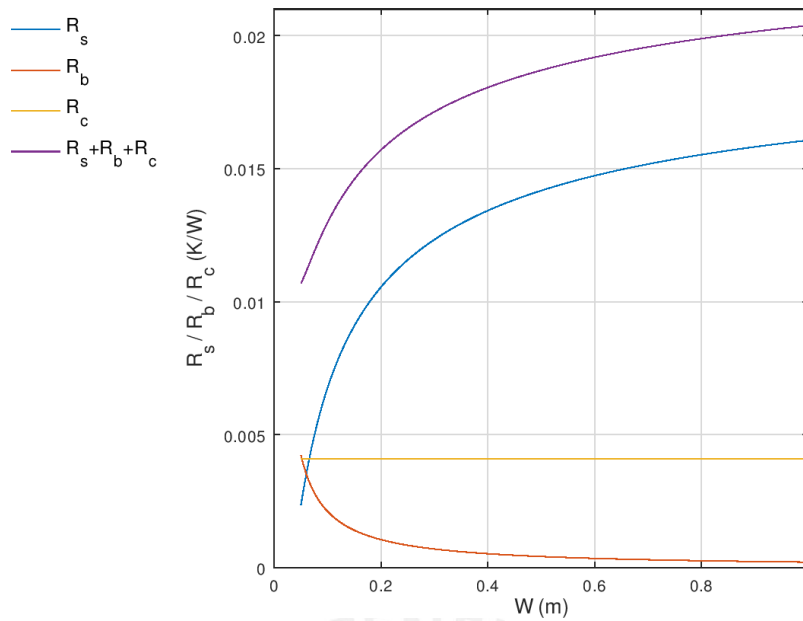


Gráfico 9: Variación de las resistencias térmicas de contacto, propagación y constricción y la base, en función del ancho de la superficie extendida.

4.4.3. Resistencia térmicas del circuito térmico

Para las diferentes condiciones de operación, se verifica la variación de cada resistencia térmica, establecida en la sección 3.4.4. En las siguientes tablas se visualiza la variación, para los extremos donde varía la temperatura del aire ambiental, es decir entre 288 K a 300 K. Puesto que la resistencia de contacto es constante e igual a 0,0041 K/W, en la tabla solo se incluye las resistencias que varían en función del número de aletas necesario para la transferencia de calor.

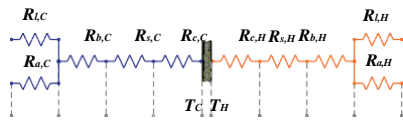
Tabla 18: Resistencias Térmicas del circuito térmico considerando una temperatura del aire igual a 288 K (K/W)

T_C	$R_{T,C}$	$R_{T,H}$	$R_{a,C}$	$R_{a,H}$	$R_{l,C}$	$R_{l,H}$	$R_{b,C}$	$R_{b,H}$	$R_{s,C}$	$R_{s,H}$
273	0,123	0,069	0,112	0,054	6,008	2,694	0,0020	0,0009	0,0072	0,0114
274	0,114	0,073	0,102	0,058	5,485	2,915	0,0018	0,0010	0,0078	0,0110
275	0,104	0,076	0,091	0,061	4,914	3,066	0,0016	0,0010	0,0084	0,0108
276	0,094	0,080	0,081	0,066	4,349	3,293	0,0014	0,0011	0,0091	0,0104
277	0,083	0,084	0,070	0,070	3,746	3,487	0,0012	0,0012	0,0099	0,0101
278	0,075	0,088	0,060	0,074	3,233	3,705	0,0010	0,0012	0,0106	0,0098
279	0,065	0,091	0,049	0,077	2,645	3,867	0,0009	0,0013	0,0115	0,0096
280	0,054	0,094	0,038	0,081	2,044	4,043	0,0007	0,0013	0,0126	0,0094
281	0,045	0,098	0,027	0,085	1,460	4,235	0,0005	0,0014	0,0138	0,0091
282	0,035	0,102	0,015	0,089	0,831	4,447	0,0003	0,0015	0,0155	0,0089

Tabla 18: Resistencias Térmicas del circuito térmico considerando una temperatura del aire igual a 288 K (K/W)

T_C	$R_{T,C}$	$R_{T,H}$	$R_{a,C}$	$R_{a,H}$	$R_{l,C}$	$R_{l,H}$	$R_{b,C}$	$R_{b,H}$	$R_{s,C}$	$R_{s,H}$
283	0,025	0,107	0,002	0,094	0,124	4,682	0,0000	0,0015	0,0187	0,0086

Valores obtenidos para una temperatura del aire a 288 K.

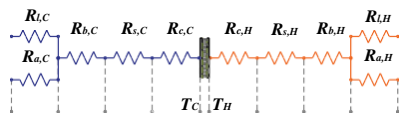


R_T : Resistencia térmica total o equivalente; R_a : Resistencia térmica de las aletas; R_l : Resistencia térmica de la superficie libre de aletas; R_s : Resistencia térmica de propagación (Constricción). Todas las resistencias están expresadas en (K/W). Los subíndices C y H , hacen referencia al foco frío y caliente, respectivamente.

Tabla 19: Resistencias Térmicas del circuito térmico considerando una temperatura del aire igual a 300 K (K/W)

T_C	$R_{T,C}$	$R_{T,H}$	$R_{a,C}$	$R_{a,H}$	$R_{l,C}$	$R_{l,H}$	$R_{b,C}$	$R_{b,H}$	$R_{s,C}$	$R_{s,H}$
273	0,238	0,037	0,232	0,018	11,807	0,894	0,0039	0,0003	0,0029	0,0152
274	0,224	0,040	0,217	0,021	11,095	1,031	0,0037	0,0003	0,0033	0,0148
275	0,212	0,042	0,205	0,023	10,463	1,168	0,0034	0,0004	0,0037	0,0145
276	0,212	0,044	0,205	0,026	10,448	1,308	0,0034	0,0004	0,0037	0,0141
277	0,201	0,047	0,193	0,029	9,883	1,436	0,0033	0,0005	0,0040	0,0138
278	0,191	0,049	0,183	0,032	9,375	1,578	0,0031	0,0005	0,0044	0,0135
279	0,182	0,052	0,174	0,035	8,915	1,718	0,0029	0,0006	0,0047	0,0132
280	0,167	0,054	0,158	0,038	8,128	1,864	0,0027	0,0006	0,0053	0,0129
281	0,161	0,057	0,151	0,041	7,777	2,014	0,0026	0,0007	0,0056	0,0126
282	0,149	0,059	0,139	0,043	7,168	2,137	0,0024	0,0007	0,0061	0,0123
283	0,144	0,062	0,134	0,047	6,893	2,305	0,0023	0,0008	0,0064	0,0120

Valores obtenidos para una temperatura ambiental del aire a 300 K.



R_T : Resistencia térmica total o equivalente; R_a : Resistencia térmica de las aletas; R_l : Resistencia térmica de la superficie libre de aletas; R_s : Resistencia térmica de propagación (Constricción). Todas las resistencias están expresadas en (K/W). Los subíndices C y H , hacen referencia al foco frío y caliente, respectivamente.

En el siguiente gráfico se puede visualizar, de forma más clara, como varía la resistencia térmica (del lado frío) en función de la temperatura del foco frío de la celda Peltier. Mientras menor sea la temperatura del aire menor es el valor de la resistencia térmica necesaria para la transferencia de calor. Por otra parte, para alcanzar temperaturas más bajas, en el lado frío de la celda Peltier, la resistencia térmica se incrementa, dado que el número de aletas necesarios disminuye (menor superficie de transferencia).

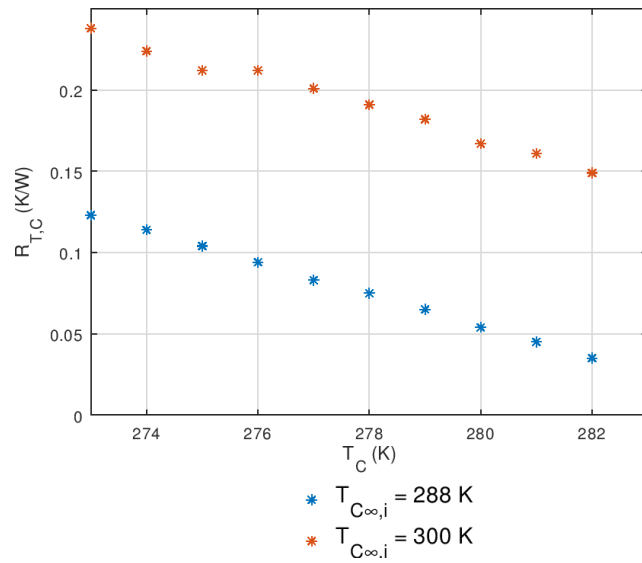


Gráfico 10: Variación de la resistencia térmica total (K/W), para la superficie extendida del lado frío. Valores obtenidos para los rangos extremo de la temperatura ambiental del aire (288 K y 300 K)

Por otra parte, en el siguiente gráfico se puede visualizar, como varía la resistencia térmica del lado caliente de la celda Peltier, en función de la temperatura del foco frío de misma. A mayor valor de temperatura del aire al ingreso, mayor resistencia térmica (menor superficie de contacto) y para alcanzar temperaturas más bajas, en la celda Peltier, es necesario reducir la resistencia térmica, para esto se incrementa el número de aletas para aumentar la superficie de contacto.

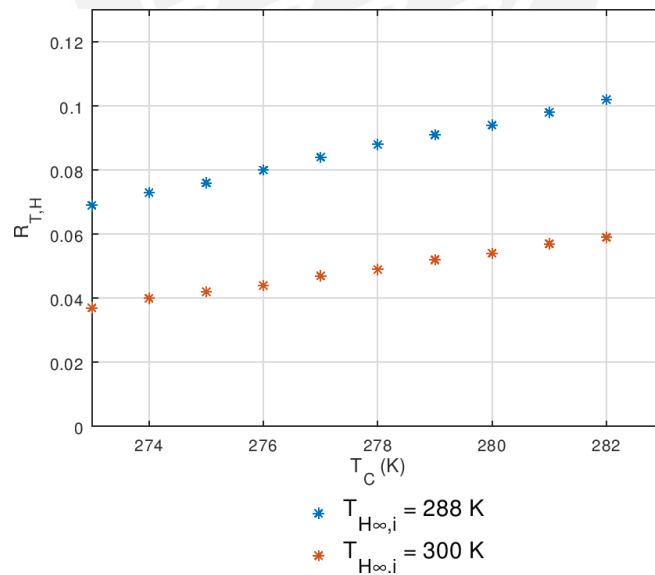


Gráfico 11: Variación de la resistencia térmica total, para la superficie extendida del lado caliente, en función de la temperatura del foco frío de la celda Peltier. Valores obtenidos para los rangos extremo de la temperatura ambiental del aire (288 K y 300 K)

4.5 Coeficiente de desempeño del sistema

El coeficiente de desempeño del sistema, depende del salto térmico entre las caras de la celda Peltier. La temperatura del lado caliente, dado por el fabricante es de 50 °C (323 K), por lo tanto, el COP dependerá de la temperatura de foco frío. En el Gráfico 12, se puede visualizar como varía el coeficiente de desempeño, en función de la temperatura del foco frío de la Celda Peltier.

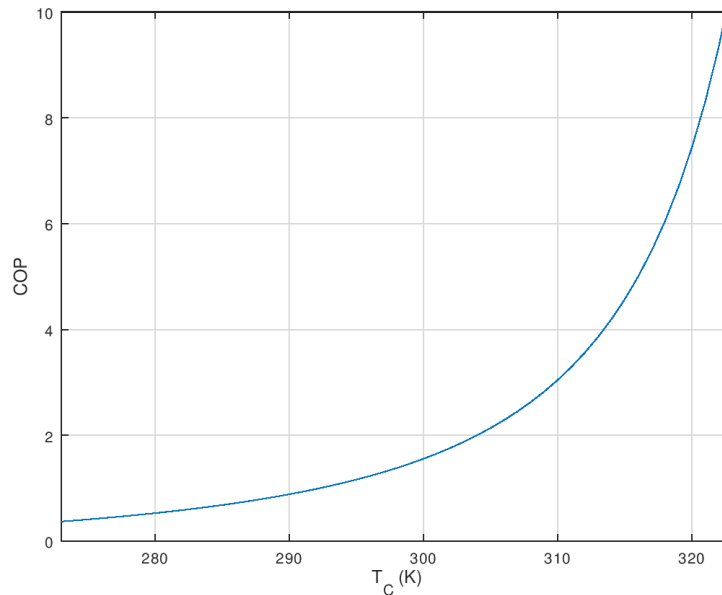


Gráfico 12: Variación del coeficiente de desempeño de la celda Peltier, en función de la temperatura del foco frío

Mientras menor sea el salto térmico entre ambos focos, mayor es el valor del COP. Sin embargo, de acuerdo con los valores obtenidos en la tabla Tabla 12, para reducir el salto térmico entre ambos focos, las dimensiones de la superficie extendida crecen y son una limitante física. Por ejemplo, para alcanzar el valor de 281 K (8°C) con una temperatura de ingreso del aire del ambiente a 288 K (15 °C), se requeriría 122 aletas de 1 mm de espesor; y para llegar a 283 K (10 °C) se requerirá 1530 aletas (en el foco frío). Lo contrario ocurre en el foco caliente, tal como se puede ver en la Tabla 13, para la misma temperatura en el foco frío, de 281 K, si la temperatura de ingreso del aire es de 288 K, se requerirán 41 aletas, mientras que, si ingresa a 300 K, se requerirán 86 aletas.

Se puede concluir que la mayor limitante física, son las dimensiones de la resistencia térmica en el lado frío de la celda Peltier, si el rango de operación se acerca a la temperatura de ingreso el aire, se requerirá una superficie extendida con un gran número de aletas para que se realice el proceso de transferencia de calor.

Para poder reducir, el tamaño de las superficies extendidas, se tendría que incrementar el valor del coeficiente convectivo, utilizando, por ejemplo, flujo forzado líquido.

Si se analiza el rango de 273K a 283 K, tal como se muestra en el Gráfico 14, los valores del COP están limitados en el rango de 0,37 a 0,62. La limitante para poder incrementar el COP, es la temperatura de ingreso del aire, dado que mientras mayor sea esta, las dimensiones de la superficie extendida se reducen (en el lado frío), como se puede comprobar en la Tabla 12, para una temperatura de ingreso del aire a 294 K (21°C) el número de aletas se reduce ampliamente: 50 aletas (mucho menor, que con una temperatura de ingreso de aire de 288 K: 1530 aletas).

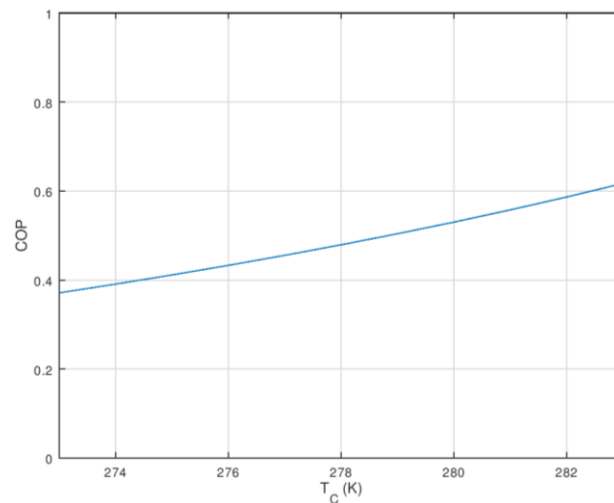


Gráfico 13: Variación del coeficiente de desempeño de la celda Peltier, en función de la temperatura del foco frío, en el rango de 273 K a 283 K

El coeficiente de desempeño del sistema, está directamente relacionado con las resistencias térmicas de ambas superficies extendidas.

En el lado frío, donde se produce la absorción de calor, es importante que la temperatura de operación no sea tan baja, dado que el coeficiente de desempeño disminuye, para lograr este efecto la resistencia térmica debe ser baja, es decir tener un alto número de aletas para incrementar el área de la superficie extendida. En el Gráfico 14 se puede visualizar esta dependencia. Mientras sea menor la resistencia térmica total, el coeficiente de desempeño se incrementa.

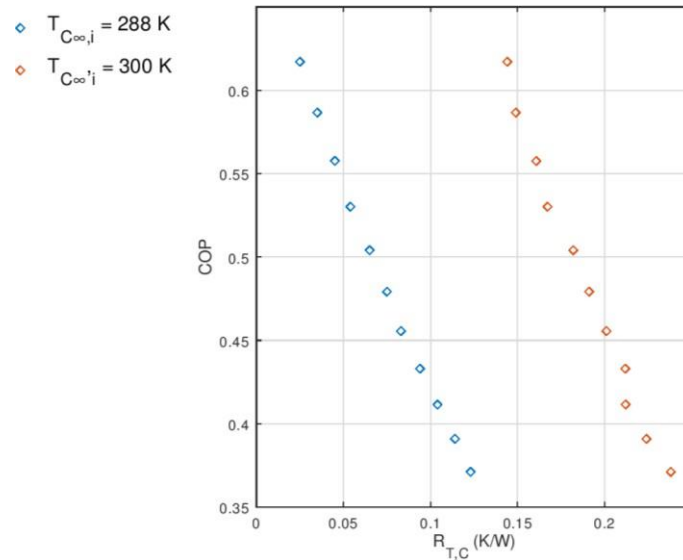


Gráfico 14: Variación del coeficiente de desempeño de la celda Peltier, en función de la resistencia térmica del foco frío.

Por otro lado, en el lado caliente de la celda Peltier, si se incrementa la resistencia eléctrica, el calor a evacuar se reduce y no es necesario incrementar el tamaño de las áreas de transferencia de calor. Este hecho se puede visualizar en el Gráfico 15. El coeficiente de desempeño se incrementa a mayor resistencia térmica (menor superficie de transferencia de calor).

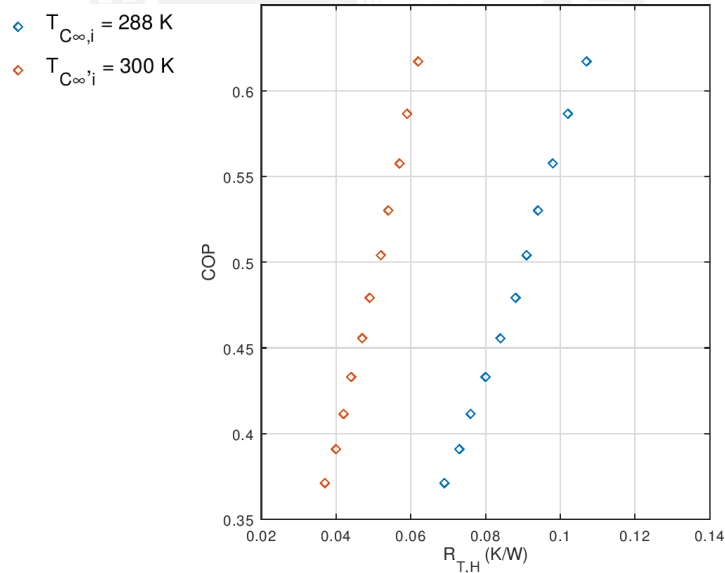


Gráfico 15: Variación del coeficiente de desempeño de la celda Peltier, en función de la resistencia térmica del foco caliente.

4.6 Diseño de prototipo

En las secciones anteriores se analizaron las características de las superficies extendidas (dimensiones geométricas y coeficiente de desempeño) para varias temperaturas de operación, para el foco frío de la celda Peltier y para el rango de temperaturas del aire ambiental.

Puesto que la aplicación propuesta es para un tablero eléctrico, es usual que estos sistemas se encuentren dentro de ambientes ya climatizados, y la temperatura del aire esté en rangos de confort térmico para las personas que operan estos equipos. De acuerdo con Kreider (2000, tabla 2.2.7) la temperatura de diseño óptimo es de 22°C (en invierno) y 24.5°C (en verano). Por lo tanto, para el diseño del prototipo se considerará que el aire circundante al tablero se encuentra a 22°C. El sistema de refrigeración termoeléctrico compensará la carga térmica requerida por el tablero eléctrico, debido al efecto Joule.

4.6.1. Diseño superficies extendidas

Como punto de partida para el diseño se utilizará las mismas restricciones impuestas en el análisis previo, adicionalmente se fijará la temperatura del aire en el ambiente a 295 K (22 °C). Con esta temperatura se recalcula las dimensiones requeridas, para diferentes temperaturas de operación del foco frío. La siguiente tabla resume los resultados obtenidos.

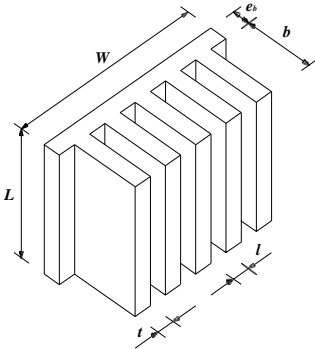
Tabla 20: Resistencias Térmicas del circuito térmico en (K/W)

T_C	$T_{C\infty,i}$	COP	$N_{a,C}$	$N_{a,H}$	W_C	W_H	$b_{opt,C}$	$b_{opt,H}$	$l_{opt,C}$	$l_{opt,H}$
275	295	0,411	22	88	0,078	0,323	0,105085	0,105381	0,002439	0,002640
276	295	0,433	23	81	0,082	0,297	0,105091	0,105381	0,002443	0,002640
277	295	0,456	25	76	0,089	0,279	0,105097	0,105380	0,002447	0,002639
278	295	0,479	26	71	0,092	0,261	0,105103	0,105380	0,002451	0,002639
279	295	0,504	29	66	0,103	0,243	0,105109	0,105380	0,002455	0,002639
280	295	0,530	31	62	0,110	0,228	0,105115	0,105380	0,002459	0,002639
281	295	0,558	34	58	0,120	0,214	0,105121	0,105380	0,002463	0,002639
282	295	0,587	38	55	0,134	0,203	0,105127	0,105380	0,002467	0,002639
283	295	0,617	43	52	0,152	0,192	0,105133	0,105380	0,002471	0,002639
284	295	0,649	50	50	0,176	0,185	0,105139	0,105380	0,002475	0,002639
285	295	0,683	58	47	0,204	0,174	0,105145	0,105379	0,002479	0,002639

T_C : Temperatura del Foco Frío (K); $T_{C\infty,i}$: Temperatura del aire en el ambiente (K);
 b : Longitud de aleta (m); l : Espaciamiento entre Aletas (m);
 N_a Número de Aletas; W : Ancho de la base (m). Los subíndices C y H , hacen referencia al foco frío y caliente, respectivamente.

Con base a los resultados del modelo, notamos que, a mayor temperatura del foco frío, mayor es el coeficiente de desempeño, para las restricciones planteadas. Por lo tanto, se ha fijado la temperatura del foco frío en 284 K. Además, la longitud de la aleta será de 105 mm con espaciamiento de 2.5 mm, que son valores muy cercanos a los obtenidos en la simulación.

Tabla 21: Geometría de diseño de las superficies extendidas

	b	l	$N_{a,C}$	$N_{a,H}$
	105	2.5	50	50

b : Longitud de aleta (mm); l : Espaciamiento entre Aletas (mm); N : Número de Aletas. Los subíndices C y H , hacen referencia al foco frío y caliente, respectivamente. Este número de aletas es inicial, con estas dimensiones, puede variar. Por lo tanto, el número de aletas y la longitud W debe ser recalculada.

4.6.2. Potencia de refrigeración del prototipo

Para el diseño final, se debe considerar los valores establecidos Tabla 21, se recalcula el coeficiente convectivo, con la finalidad de calcular el nuevo número de aletas necesarios para el proceso de transferencia de calor en ambos focos de la celda Peltier. Así mismo, se recalcula la capacidad térmica de refrigeración, para la geometría definida en la sección anterior.

Tabla 22: Recálculo del número de Aletas y Carga de Refrigeración

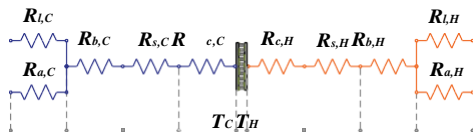
$N_{a,C}$	$N_{a,H}$	Q_C	Q_H
49	49	99,5	253,1
50	50	101,4	257,9
51	51	103,4	262,8

En la celda Peltier, para una carga de refrigeración de 101,4 W, el calor rechazado es de 257,2 W. Por lo tanto, un diseño con 50 Aletas para cada lado de celda es suficiente.

Las resistencias térmicas, con la geometría indicada en la Tabla 21, para cada foco de la celda Peltier, se resumen la siguiente tabla:

Tabla 23: Resistencias Térmicas del circuito térmico del prototipo.

$R_{T,C}$	$R_{T,H}$	$R_{a,C}$	$R_{a,H}$	$R_{l,C}$	$R_{l,H}$	$R_{b,C}$	$R_{b,H}$	$R_{s,C}$	$R_{s,H}$
0,0838	0,0840	0,06986	0,07007	3,6325	3,6492	0,00119	0,00119	0,0838	0,0840



R_T : Resistencia térmica total o equivalente; R_a : Resistencia térmica de las aletas; R_l : Resistencia térmica de la superficie libre de aletas; R_s : Resistencia térmica de propagación (Constricción). Todas las resistencias están expresadas en (K/W). Los subíndices C y H , hacen referencia al foco frío y caliente, respectivamente.

La temperatura del foco frío T_C es de 284 K y la temperatura del foco caliente T_H es de 323 K

Finalmente, la carga térmica nominal para este prototipo se establece en 101,4 W, con un coeficiente de desempeño de 0.65 (COP=0.65). El sistema podría incrementar la carga de refrigeración si se incrementa el coeficiente convectivo, esto implica incrementar el flujo volumétrico o intercambiadores de calor con flujo forzado líquido.

Es importante señalar que los valores obtenidos para las resistencias térmicas ($R_{T,C} = 0,0838$; $R_{T,H} = 0,0840$), se encuentran dentro del rango indicado por Beeby & White (2010, p. 148), quienes refieren que resistencias térmicas, para dispositivos termoeléctricos, están en el rango de [0,5 – 2,0] K/W, para convección natural; [0,02 – 0,5] K/W, para convección forzada y entre [0,005 – 0,02] K/W para convección forzada con líquido.

4.6.3. Desempeño de la celda Peltier – TEC1-24126

Para diseñar el prototipo es necesario conocer el desempeño de la celda Peltier seleccionada. En la sección 3.3., se determinaron las características para los termopares formados por Bi_2Te_3 , con esos valores se reconstruyó la curva de comportamiento de la celda Peltier, para diferentes temperaturas del foco frío.

Con la finalidad de comprobar que la celda Peltier seleccionada, opera en un rango aceptable de diseño; se ha realizado en Gráfico 16, para que el sistema alcance la carga térmica de diseño (101.4 W), la corriente eléctrica necesaria es de 10.82 A, por lo tanto, la ratio: corriente entre corriente máxima, de la celda Peltier es de 0,42, con lo cual se alcanza un coeficiente de desempeño de 0,65. Se toma como un valor aceptable, dado que está cercano al punto de máximo desempeño.

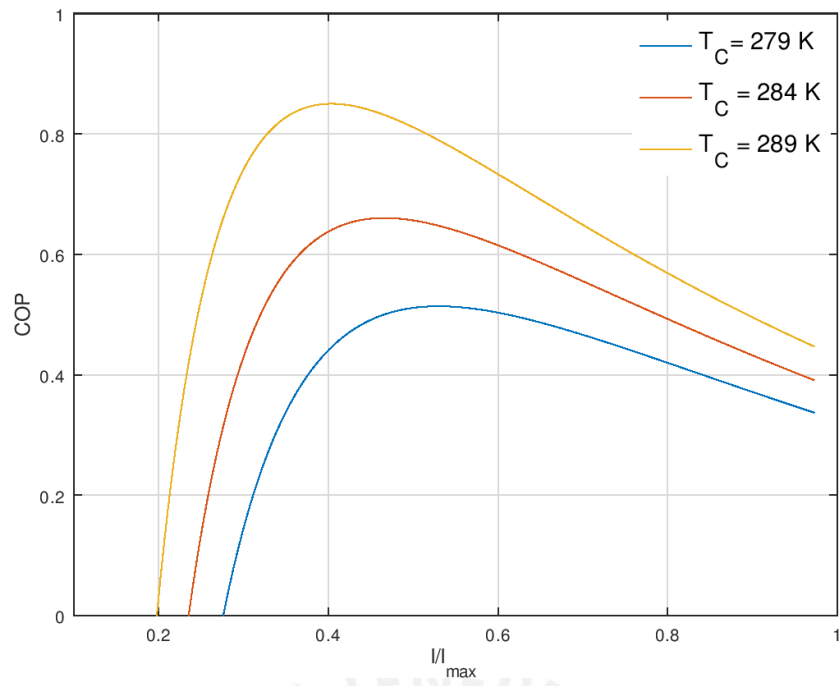


Gráfico 16: Variación del coeficiente de desempeño de la celda Peltier, en función de la ratio corriente/corriente máxima.



CONCLUSIONES

1. Se determinó la magnitud de las resistencias térmicas, de un sistema de refrigeración termoeléctrica, para extraer una carga de refrigeración de 100 W (nominal). La resistencia térmica total del foco frío, de diseño, para el prototipo es de 0,0838 W/K y el del foco caliente es de 0,0840 W/K , con estos valores el sistema propuesto puede extraer 101,4 W de potencia térmica con un coeficiente de desempeño de 0,65, para una temperatura de ingreso del aire de 295 K (22 °C). Durante el proceso de análisis se verificó diferentes condiciones de operación, y se comprobó que la magnitud de la resistencia térmica y la temperatura de ingreso del aire al sistema, determinan el coeficiente de desempeño de la celda Peltier.
2. Se determinó el comportamiento de la celda Peltier seleccionada, para ello, se realizó el balance termodinámico de la misma, de manera que el sistema pueda extraer una carga de refrigeración de 100 W y opere cerca del punto de máximo desempeño. Este balance se realizó para un salto térmico de 39 K, entre el foco frío y caliente, que corresponde a una temperatura del foco caliente igual a 323 K (requerimiento del fabricante) y una temperatura del foco frío igual 284 K. Debido a la geometría final de las superficies extendidas, el diseño del prototipo puede extraer 101,4 W ; por lo tanto, el valor de la corriente eléctrica necesaria para alcanzar dicha potencia se recalculó y se obtuvo un trabajo eléctrico de 155,8 W ; con lo cual, el prototipo alcanza un coeficiente de desempeño de 0,65, que es un valor cercano al punto de máximo desempeño.
3. Se calcularon los flujos de calor en la superficie extendida, debido a la conducción, convección en las superficies libres y el efecto combinado en las aletas. En el lado frío se obtuvo, para una aleta, un flujo de calor de 1,991 W y el flujo de calor debido a la convección en el área libre (flujo de calor en la superficie entre dos aletas) 0,0375 W . Mientras que, en lado caliente, se obtuvo un flujo de calor de 5,061 W para una aleta y en el área libre 0,0953 W . En ambos casos se comprueba que el flujo de calor en el área libre representa solo un 2% respecto del flujo de calor en una aleta. Con ello se comprueba la importancia de incrementar el área de transferencia de calor, para reducir la resistencia térmica.
4. Para el prototipo final, se ha determinado cada resistencia térmica del circuito planteado. Para ambos focos, la resistencia térmica de contacto tiene el mismo valor, dado que depende del área de contacto y del material (aluminio y cerámica), su valor es de 0,0041 K/W . La resistencia térmica de constricción, propagación, también son iguales, dado que dependen de la relación de superficies (base de la superficie extendida y la celda Peltier) el valor calculado es de 0,00997 K/W . También, en la base, hay una resistencia

térmica debido a su espesor, el cual se consideró similar para ambas superficies extendidas, además las áreas de la base son las mismas, por lo tanto, para ambos focos, la resistencia térmica de la base es igual a $0,00119 \text{ K/W}$. Por otro lado, en el foco frío, la resistencia del área libre de aletas (área total) es igual $3,6325 \text{ K/W}$, mientras que el de las aletas es de $0,0701 \text{ K/W}$; en el foco caliente, toman el valor de $3,6492 \text{ K/W}$ y $0,06986 \text{ K/W}$. La resistencia térmica equivalente, de cada superficie extendida, es de $0,0697 \text{ K/W}$ y $0,0699 \text{ K/W}$, para el foco frío y caliente respectivamente. En ambos casos la resistencia térmica de las superficies extendidas, aproximadamente, representan el 83%, la resistencia de contacto 5% y las resistencias de constricción o propagación un 12%. Por lo tanto, estas dos últimas resistencias debido a su magnitud no deben ser consideradas despreciables en el diseño.

5. Se modeló el sistema de refrigeración propuesto, pero considerando ciertas restricciones, para poder solucionar las ecuaciones planteadas. La restricción más importante es la considerada en el proceso de intercambio de calor dentro del gabinete del tablero eléctrico, se ha considerado que toda la carga de refrigeración extraída en la celda Peltier se compensa con el efecto Joule del gabinete. Además, también se considera que los flujos máxicos de entradas y salida son iguales, esto implica que la temperatura del aire se incrementa en similar magnitud dentro del gabinete. Las otras restricciones planteadas corresponden a la geometría y velocidad del aire entre las aletas. La velocidad del aire es un parámetro importante, puesto que de él depende el coeficiente convectivo, por lo tanto, es importante que la velocidad del aire sea el máximo posible, pero se debe tener en cuenta el tamaño de los ventiladores que suministran el flujo del mismo.
6. Para obtener la resistencia térmica necesaria para los procesos de transferencia de calor, se dimensionó cada superficie extendida, esto incluye la longitud de aleta, espesor, ancho de base, etc. Las superficies extendidas pueden tener geometría diferente, en ambos focos; sin embargo, se eligió una geometría similar para ambas, esto con la finalidad de facilitar el proceso de construcción, que sería un siguiente paso para validar experimentalmente el modelo. Las dimensiones de las superficies extendidas, considerando el número de aletas y la superficie libre, tienen un ancho de $155,6 \text{ mm}$ (50 aletas de 1 mm de espesor, espaciadas cada $2,5 \text{ mm}$), alto 105 mm (longitud de aleta) y largo de 100 mm (restricción de diseño). Dichos valores se consideran razonables, dado que un gabinete eléctrico tiene un ancho típico de 60 cm profundidad y un alto de 180 cm .
7. El modelo matemático desarrollado, fue simulado aplicando el software EES (*Engineering Equation Solver*), la ventaja de este programa es que contiene las propiedades termodinámicas de diversas sustancias y proporciona directamente valores como la

densidad, viscosidad, conductividad, etc. La simulación permitió evaluar diversas condiciones de operación y obtener valores de resistencia térmica y coeficiente de desempeño del sistema, antes de plantear el diseño del prototipo.



RECOMENDACIONES

1. Los procesos de transferencia de calor, dentro de los gabinetes eléctricos, son procesos complejos, se recomienda realizar un estudio completo acerca de los mecanismos de transferencia de calor dentro del gabinete, de esta manera, se puede obtener en forma exacta, el gradiente de temperatura y flujo másico del aire.
2. Se recomienda realizar, en un trabajo futuro, la construcción y experimentación del prototipo, para comprobar el modelo establecido. Esto permitirá conocer la desviación (error) entre la predicción del modelo y los valores reales obtenidos en laboratorio.
3. Las dimensiones de las resistencias térmicas de las superficies extendidas, dependen en gran medida de la conductividad térmica, se sugiere utilizar otros materiales, diferente al aluminio, para comprobar si es posible reducir el tamaño de las mismas.



REFERENCIAS

- Banco Mundial. (2016). Mantener el aire fresco sin aumentar el calentamiento del planeta [Text/HTML]. <http://www.bancomundial.org/es/news/feature/2016/10/17/staying-cool-without-heating-up>
- Beeby, S., & White, N. (2010). *Energy Harvesting for Autonomous Systems*. Artech House.
- Bejan, A., & Kraus, A. D. (2003). *Heat Transfer Handbook*. John Wiley & Sons.
- Çengel, Y. A. (2011). *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA*. McGraw-Hill Interamericana de España S.L.
- Elarusi, A., Attar, A., & Lee, H. (2017). Optimal Design of a Thermoelectric Cooling/Heating System for Car Seat Climate Control (CSCC). *Journal of Electronic Materials*, 46(4), 1984-1995. <https://doi.org/10.1007/s11664-016-5043-y>
- Enescu, D., & Virjoghe, E. O. (2014). A review on thermoelectric cooling parameters and performance. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38(Supplement C), 903-916. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.045>
- Favre-Marinet, M., & Tardu, S. (2013). *Convective Heat Transfer*. John Wiley & Sons.
- Goldsmid, H. J. (2016). *Introduction to Thermoelectricity*. Springer.
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. Pearson Educación.
- Klein, S. A. (2013). *Mastering EES*. F-Chart Software.
- Kraus, A. D., Aziz, A., & Welty, J. (2002). *Extended Surface Heat Transfer*. John Wiley & Sons.
- Kreider, J. F. (2000). *Handbook of Heating, Ventilation, and Air Conditioning*. CRC Press.
- Kreith, F., Manglik, R. M., & Bohn, M. S. (2012). *Principles of Heat Transfer, SI Edition*. Cengage Learning.
- Lee, H., Attar, A. M., & Weera, S. L. (2015). Performance Prediction of Commercial Thermoelectric Cooler Modules using the Effective Material Properties. *Journal of Electronic Materials*, 44(6), 2157-2165. <https://doi.org/10.1007/s11664-015-3723-7>

- Lee, H. S. (2010). *Thermal Design: Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells*. John Wiley & Sons.
- Li, T., Tang, G., Gong, G., Zhang, G., Li, N., & Zhang, L. (2009). Investigation of prototype thermoelectric domestic-ventilator. *Applied Thermal Engineering - APPL THERM ENG*, 29, 2016-2021. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.10.007>
- Madhusudana, C. V. (2013). *Thermal Contact Conductance*. Springer Science & Business Media.
- Muzychka, Y. S., Culham, J. R., & Yovanovich, M. M. (2003). Thermal Spreading Resistance of Eccentric Heat Sources on Rectangular Flux Channels. *Journal of Electronic Packaging*, 125(2), 178-185. <https://doi.org/10.1115/1.1568125>
- Remsburg, R. (2011). *Advanced Thermal Design of Electronic Equipment*. Springer Science & Business Media.
- Riffat, S. B., & Ma, X. (2004). Improving the coefficient of performance of thermoelectric cooling systems: a review. *International Journal of Energy Research*, 28(9), 753-768. <https://doi.org/10.1002/er.991>
- Riffat, S. B., & Qiu, G. (2004). Comparative investigation of thermoelectric air-conditioners versus vapour compression and absorption air-conditioners. *Applied Thermal Engineering*, 24(14), 1979-1993. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.02.010>
- Roj, R., & Katenbrink, N. (2015). Investigation on the Application of Different Air-Cooling-Systems in a Thermoelectric Setup. *Materials Today: Proceedings*, 2(2), 714-720. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2015.05.102>
- Rostami, A. A., Hassan, A. Y., & Lim, P. C. (2001). Parametric study of thermal constriction resistance. *Heat and Mass Transfer*, 37(1), 5-10. <https://doi.org/10.1007/s002310000087>
- Shames, I. H. (1995). *Mecánica de fluidos* (3a ed). Santa Fé de Bogotá: McGraw-Hill.
- Twaha, S., Zhu, J., Yan, Y., & Li, B. (2016). A comprehensive review of thermoelectric technology: Materials, applications, modelling and performance improvement. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 65(Supplement C), 698-726. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.07.034>
- White, F. M., & Chul, R. Y. (2016). *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill Education.

Yovanovich, M. M., Culham, J. R., & Teertstra, P. (1997, mayo 1). Calculating interface resistance. Recuperado 25 de mayo de 2018, de <https://www.electronics-cooling.com/1997/05/calculating-interface-resistance/>

Yovanovich, M. Michael. (1969). Overall constriction resistance between contacting rough, wavy surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 12(11), 1517-1520. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(69\)90031-3](https://doi.org/10.1016/0017-9310(69)90031-3)

Zhao, D., & Tan, G. (2014). A review of thermoelectric cooling: Materials, modeling and applications. *Applied Thermal Engineering*, 66(1), 15-24. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.01.074>



ANEXO A: EFECTO DE LA RADIACIÓN EN LAS ALETAS DE LAS SUPERFICIES EXTENDIDAS

En los procesos reales de transferencia de calor, la radiación y la convección frecuentemente coexisten. Sin embargo, en los procesos donde existe convección forzada, suele despreciarse el efecto de la radiación, dado que la radiación es significativa con relación a la conducción y la convección natural (Çengel, 2011, p. 29). Para verificar este hecho se ha realizado el análisis del coeficiente de transferencia de calor por radiación (h_r), en una aleta, donde se verifica la magnitud del error cometido por despreciar el efecto de la radiación.

A lo largo de la aleta se produce el efecto combinado, conducción y convección; mientras que en la superficie se produce la transferencia de calor por radiación, desde el área de la superficie hacia los alrededores, tal como se puede ver en la siguiente figura.

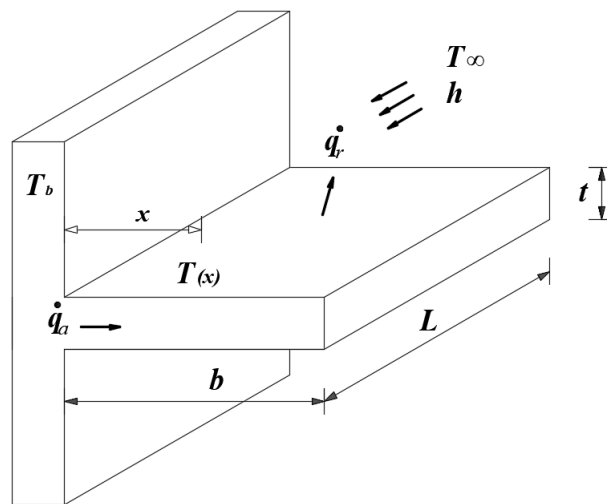


Figura A.1: Convección y radiación en una Aleta

El flujo de calor y la distribución de temperaturas a lo largo de la aleta, sin considerar la radiación, se puede calcular con las siguientes expresiones:

$$\dot{q}_a = \sqrt{hPk}A_c(T_b - T_\infty)\tanh(mb) \quad (\text{A.1})$$

$$\frac{T(x) - T_\infty}{T_b - T_\infty} = \frac{\cosh[m(b - x)]}{\cosh(mb)} \quad (\text{A.2})$$

Donde,

$T(x)$: Temperatura en cualquier punto a lo largo de la aleta (K)

T_∞ : Temperatura del fluido en los alrededores (K)

- T_b : Temperatura en la base de la aleta (K)
 x : Distancia entre la base y cualquier punto de la aleta (m)
 b : Longitud de la aleta (m)
 P : Perímetro de la aleta (m)
 k : Conductividad térmica del material (W/m - K)
 h : Coeficiente convectivo del fluido (W/m² - K)
 A_c : Área de la Sección transversal (m²)
 \dot{q}_a : Flujo de calor disipado por la aleta (W)
 $m = \sqrt{hP/kA_c}$

Por conveniencia y para facilitar los cálculos, se define el coeficiente combinado de transferencia de calor; el cual incluye el efecto convectivo y la radiación y se calcula como la suma entre el coeficiente convectivo y el coeficiente transferencia por radiación. El coeficiente de transferencia de calor por radiación (h_r) se calcula de la siguiente manera:

$$h_r = \epsilon \sigma (T_s + T_\infty)(T_s^2 + T_\infty^2) \quad (\text{A.3})$$

Donde,

- h_r : Coeficiente de transferencia de calor por radiación (W)
 A : Área de transferencia de calor (m²)
 ϵ : Emisividad del cuerpo
 σ : Constante de Boltzmann ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 - \text{K}^4$)
 T_s : Temperatura de la superficie (K)
 T_∞ : Temperatura del fluido en los alrededores (K)

Puesto que la temperatura en la superficie de la aleta varía a lo largo en función de la longitud, para estimar el valor total de la radiación entre la superficie y los alrededores se debe considerar una temperatura promedio.

$$T = \frac{1}{L_0} \int_0^L T(x) dx \quad (\text{A.4})$$

Donde,

- T : Temperatura promedio en la superficie de la Aleta (K)
 $T(x)$: Temperatura en cualquier punto a lo largo de la aleta (K)

Luego, con la temperatura promedio se puede estimar el coeficiente de transferencia de calor por radiación promedio (\bar{h}) en la superficie de la aleta.

$$\bar{h} = \epsilon\sigma(\bar{T} + T_{\infty})(\bar{T}^2 + T_{\infty}^2) \quad (\text{A.5})$$

Es importante notar que la distribución de temperaturas (ecuación A.2) también depende del coeficiente convectivo; por lo tanto, para calcular el coeficiente de radiación promedio se debe de tener en cuenta este aspecto.

En la Tabla A.1, se plantea una geometría de aleta, donde se realiza el análisis del efecto de la transferencia de calor por radiación.

Tabla A.1: Dimensiones Geométricas de la Aleta

Parámetro	Valor	Unidades
t	0,001	m
L	0,10	m
b	0,10	m

Así mismo, la transferencia de calor, se analiza para los siguientes rangos de coeficiente convectivo y de temperatura (temperatura de la base y del fluido en los alrededores).

Tabla A.2: Valores de Coeficiente Convectivo y Temperaturas, para el Análisis

Parámetro	Valor	Unidades
h	[5 – 25]	$(W/m^2 - K)$
T_b	[285 – 320]	K
T_{∞}	[288 – 300]	K

Bajo las premisas antes indicadas, se obtienen los siguientes resultados (Tabla A.3).

Tabla A.3: Diferencia porcentual, debido al efecto de la radiación en una aleta.

h	T_b	T_∞	T	\dot{q}_a	\dot{q}_r	\bar{h}	$(\frac{\bar{h}}{h + \bar{h}}) 100\%$	$(\frac{\dot{q}_a - \dot{q}_r}{\dot{q}_r}) 100\%$
		288	285,9	-0,65	-0,67	0,48	3,1	2,4
		291	286,7	-1,30	-1,34	0,49	3,2	2,4
	285	294	287,6	-1,96	-2,00	0,50	3,2	2,5
		297	288,4	-2,61	-2,67	0,51	3,3	2,5
		300	289,3	-3,26	-3,34	0,52	3,4	2,5
		288	293,0	1,52	1,56	0,50	3,2	2,4
		291	293,9	0,87	0,89	0,51	3,3	2,5
	295	294	294,7	0,22	0,22	0,52	3,4	2,5
		297	295,6	-0,43	-0,45	0,53	3,4	2,6
		300	296,4	-1,09	-1,12	0,54	3,5	2,6
		288	300,1	3,70	3,79	0,52	3,3	2,5
		291	301,0	3,04	3,12	0,53	3,4	2,6
15	305	294	301,8	2,39	2,45	0,54	3,5	2,6
		297	302,7	1,74	1,79	0,55	3,5	2,7
		300	303,6	1,09	1,12	0,56	3,6	2,7
		288	307,3	5,87	6,02	0,54	3,5	2,6
		291	308,1	5,22	5,36	0,55	3,5	2,7
	315	294	309,0	4,57	4,69	0,56	3,6	2,7
		297	309,8	3,91	4,02	0,57	3,7	2,8
		300	310,7	3,26	3,35	0,58	3,7	2,8
		288	310,8	6,96	7,14	0,55	3,5	2,7
		291	311,7	6,30	6,48	0,56	3,6	2,7
	320	294	312,5	5,65	5,81	0,57	3,7	2,8
		297	313,4	5,00	5,14	0,58	3,7	2,8
		300	314,3	4,35	4,47	0,59	3,8	2,9
		288	286,0	-0,80	-0,81	0,48	2,4	1,7
		291	287,1	-1,60	-1,63	0,49	2,4	1,7
	285	294	288,1	-2,40	-2,45	0,50	2,5	1,7
20		297	289,1	-3,21	-3,26	0,51	2,5	1,8
		300	290,1	-4,01	-4,08	0,52	2,6	1,8
		288	292,6	1,87	1,90	0,50	2,4	1,7

Tabla A.3: Diferencia porcentual, debido al efecto de la radiación en una aleta.

295	291	293,6	1,07	1,09	0,51	2,5	1,8
	294	294,7	0,27	0,27	0,52	2,5	1,8
	297	295,7	-0,53	-0,54	0,53	2,6	1,8
	300	296,7	-1,34	-1,36	0,54	2,6	1,9
305	288	299,2	4,54	4,62	0,52	2,5	1,8
	291	300,2	3,74	3,81	0,53	2,6	1,8
	294	301,2	2,94	2,99	0,54	2,6	1,9
	297	302,3	2,14	2,18	0,55	2,7	1,9
	300	303,3	1,34	1,36	0,56	2,7	1,9
315	288	305,8	7,21	7,34	0,53	2,6	1,8
	291	306,8	6,41	6,53	0,55	2,7	1,9
	294	307,8	5,61	5,72	0,56	2,7	1,9
	297	308,8	4,81	4,90	0,57	2,8	2,0
	300	309,9	4,01	4,09	0,58	2,8	2,0
320	288	309,1	8,55	8,71	0,54	2,6	1,9
	291	310,1	7,75	7,89	0,55	2,7	1,9
	294	311,1	6,94	7,08	0,57	2,8	1,9
	297	312,1	6,14	6,26	0,58	2,8	2,0
	300	313,2	5,34	5,45	0,59	2,9	2,0
285	288	286,2	-0,93	-0,94	0,48	1,9	1,3
	291	287,3	-1,86	-1,89	0,49	1,9	1,3
	294	288,5	-2,79	-2,83	0,50	2,0	1,3
	297	289,7	-3,73	-3,78	0,52	2,0	1,3
	300	290,8	-4,66	-4,72	0,53	2,1	1,4
25	288	292,3	2,17	2,20	0,50	2,0	1,3
	291	293,4	1,24	1,26	0,51	2,0	1,3
	294	294,6	0,31	0,31	0,52	2,0	1,4
	297	295,8	-0,62	-0,63	0,53	2,1	1,4
	300	296,9	-1,55	-1,57	0,54	2,1	1,4
305	288	298,4	5,28	5,35	0,51	2,0	1,3
	291	299,6	4,35	4,41	0,53	2,1	1,4
	294	300,7	3,42	3,46	0,54	2,1	1,4
	297	301,9	2,48	2,52	0,55	2,1	1,4

Tabla A.3: Diferencia porcentual, debido al efecto de la radiación en una aleta.

	300	303,1	1,55	1,58	0,56	2,2	1,5
	288	304,5	8,38	8,50	0,53	2,1	1,4
	291	305,7	7,45	7,56	0,54	2,1	1,4
315	294	306,9	6,52	6,62	0,55	2,2	1,4
	297	308,0	5,59	5,67	0,57	2,2	1,5
	300	309,2	4,66	4,73	0,58	2,3	1,5
	288	307,6	9,94	10,08	0,54	2,1	1,4
	291	308,8	9,01	9,14	0,55	2,2	1,4
320	294	309,9	8,07	8,19	0,56	2,2	1,5
	297	311,1	7,14	7,25	0,57	2,2	1,5
	300	312,2	6,21	6,31	0,59	2,3	1,5

h : Coeficiente convectivo del fluido ($W/m^2 - K$); \bar{h} : coeficiente de transferencia de calor por radiación promedio ($W/m^2 - K$); T_b : Temperatura en la base de la aleta (K); T_∞ : Temperatura del fluido en los alrededores (K); T : Temperatura promedio en la superficie de la Aleta (K); \dot{q}_a : Flujo de calor disipado por la aleta, sin considerar el efecto de la radiación (W); \dot{q}_r : Flujo de calor disipado por la aleta, considerando el efecto de la radiación (W)

Los resultados obtenidos en la Tabla A.3 permiten visualizar la importancia del coeficiente convectivo comparado con el efecto de la radiación. Se puede comprobar que cuando el coeficiente convectivo toma el valor de 15, el error máximo obtenido de 2,9%; mientras que, si toma el valor de 25, el error máximo es de 1,5%.

En el presente trabajo, la magnitud del coeficiente convectivo es de $21,5 W/m^2 - K$ y para las diferentes temperaturas analizadas se obtuvo un error máximo de 1,8%. Por lo tanto, despreciar el efecto de la radiación se puede considerar admisible y con esto simplificar el análisis los cálculos.

ANEXO B: DIAGRAMAS DE FLUJO PARA EL CÁLCULO DE VARIABLES

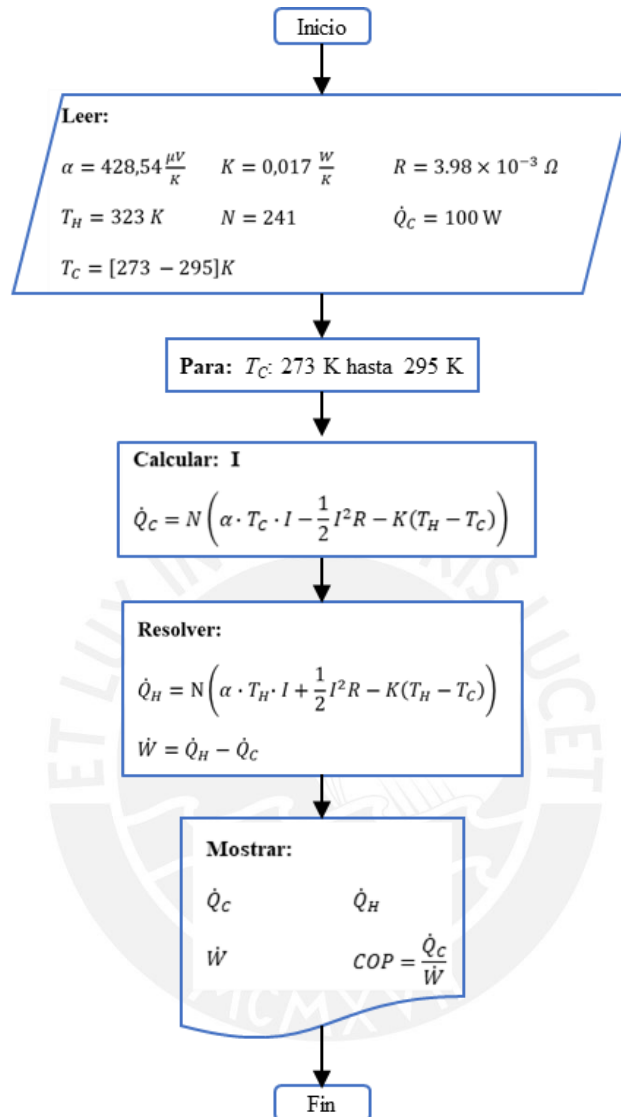
Para resolver las ecuaciones planteadas en el capítulo III, cuyos resultados se han mostrado en el capítulo IV, se ha utilizado el software *Engenering Equation Solver (EES)*, <http://www.fchart.com/ees/>, esta herramienta informática usa una variante del método de Newton para resolver sistemas de ecuaciones algebraicas no lineales (Klein, 2013). EES no es un lenguaje de programación, es un aplicativo para la resolución de ecuaciones; sin embargo, permite escribir rutinas y sentencias de programación, similares a las utilizadas en la mayoría de los lenguajes de programación.

Una de las ventajas del EES, es que las propiedades termodinámicas de diversas sustancias ya se encuentran dentro de la librería del programa y se pueden llamar con sentencias sencillas e incluirlas en las ecuaciones.

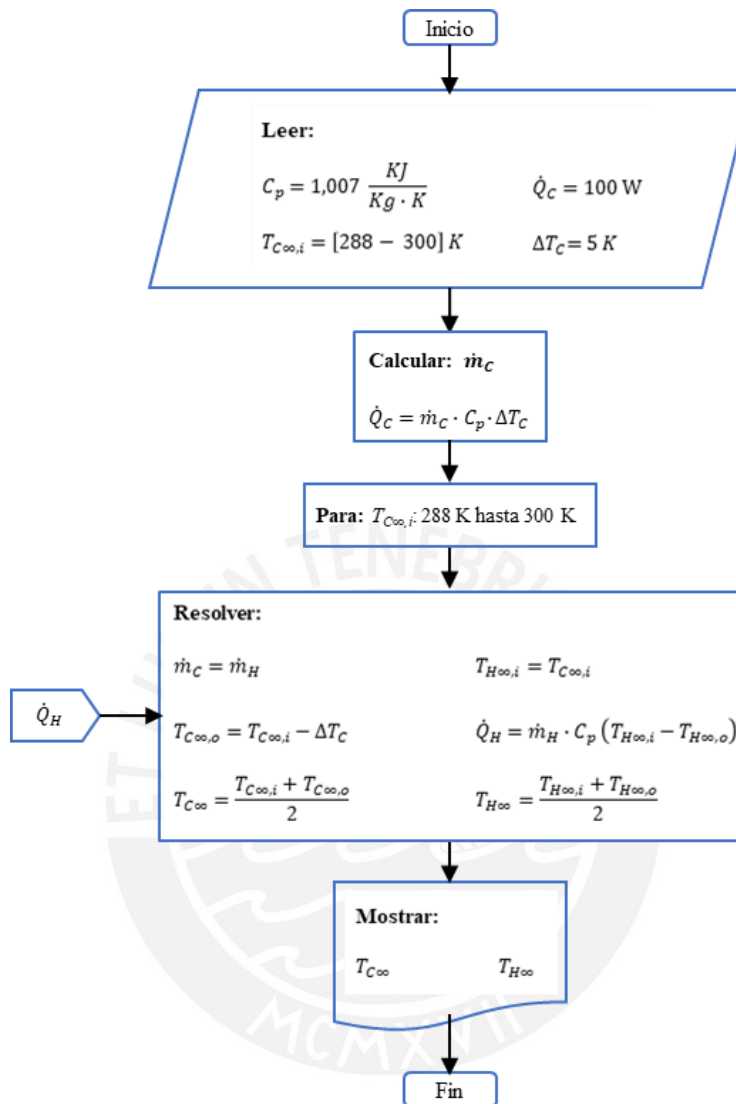
EES plantea como criterio de parada para los procesos iterativos (por defecto), cuando este alcanza las 250 iteraciones; o el error residual relativo es menor a 1×10^{-6} ; o la diferencia entre iteraciones de las variables es menor a 1×10^{-9} . Si bien el programa permite modificar dichos parámetros, los valores se han mantenido, puesto que las soluciones obtenidas con dicho error son mas que suficientes.

Para resolver las ecuaciones del modelo, estas se han escrito en la interfaz del EES y se han complementado con algunas rutinas. El proceso de cálculo, se resume en los siguientes diagramas de flujo.

B.1 Diagrama de Flujo para determinar el Cálculo del Flujo de Calor en la Celda Peltier



B.2 Diagrama de Flujo para determinar las Temperaturas del Flujo aire en las superficies extendidas



B.4 Diagrama de Flujo para Determinar las Resistencias térmicas de las Superficies Extendidas

