

E.T.S. de Ingeniería Industrial,
Informática y de Telecomunicación

Incremento de la potencia calorífica disipada por un sistema de auto-refrigeración termoeléctrica con tubos de calor



Grado en Ingeniería
en Tecnologías Industriales

Trabajo Fin de Grado

Juan González Bastida

Álvaro Martínez Echeverri

Pamplona, 25/06/2014

RESUMEN DEL TRABAJO FIN DE GRADO

Se realizará un análisis teórico y experimental del incremento de potencia calorífica disipada para distintas configuraciones de un sistema de auto-refrigeración termoeléctrica.

Dicho sistema consistirá en una resistencia eléctrica a modo de fuente de calor, un número constante de módulos termoeléctricos, un intercambiador de calor tipo *heat pipe*, un sistema de aletas y varios ventiladores para el aprovechamiento de ese calor residual.

En un primer análisis usaremos un único ventilador y calcularemos el flujo de calor disipado para después, en un segundo análisis, conectar un ventilador más y comprobar el incremento de potencia calorífica disipada.

Para calcular el flujo de calor disipado será necesario obtener el valor de la resistencia del sistema tanto de forma teórica como experimental.

El objetivo final será disipar 50 kW/m^2 para un salto de temperatura entre el ambiente y la resistencia eléctrica de aproximadamente $60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Finalmente aunque solo hemos conseguido disipar unos 20 kW/m^2 hemos obtenido una mejora de la resistencia térmica global de hasta un 20% para el segundo prototipo.

LISTADO DE PALABRAS CLAVE

- Auto-refrigeración termoeléctrica
- Efecto Seebeck
- Heat Pipe
- Resistencia térmica
- Coeficiente de convección
- IGBT

ÍNDICE

1. ANTECEDENTES	1
2. OBJETO DEL TRABAJO FIN DE GRADO	5
3. INTRODUCCIÓN A LA TECNOLOGÍA APLICADA	6
3.1. TERMOELECTRICIDAD	6
3.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO TUBO (HEAT PIPE)	18
3.2.1. PRESIÓN CAPILAR	21
3.2.2. CAÍDA DE PRESIÓN HIDROSTÁTICA NORMAL	22
3.2.3. CAÍDA DE PRESIÓN HIDROSTÁTICA AXIAL	23
3.2.4. CAÍDA DE PRESIÓN EN EL LÍQUIDO	24
3.2.5. CAÍDA DE PRESIÓN EN EL VAPOR	25
4. METODOLOGÍA	29
4.1. PARÁMETROS Y COMPONENTES DESTACADOS	29
4.1.1. FLUJO DE CALOR	29
4.1.2. TENSIÓN EN LOS MÓDULOS TERMOELÉCTRICOS	31
4.1.3. INTERCAMBIO DE CALOR MEDIANTE <i>HEAT PIPE</i>	32
4.2. ESTUDIO PREVIO DEL COMPORTAMIENTO DEL <i>HEAT PIPE</i>	33
4.2.1. EFICIENCIA DE LAS ALETAS	33
4.2.2. CONVECCIÓN NATURAL	36
4.2.3. CONVECCIÓN FORZADA	37
4.3. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL DEL SISTEMA ARTE Y <i>HEAT PIPE</i>	39
4.3.1. PRINCIPALES ELEMENTOS UTILIZADOS EN EL MONTAJE	43
4.3.2. DESCRIPCIÓN DEL MONTAJE 1	49
4.3.3. DESCRIPCIÓN DEL MONTAJE 2	53
4.4. ESTUDIO PREVIO. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE DISIPACIÓN	55
5. RESULTADOS Y ANÁLISIS	61
5.1. RESULTADOS TEÓRICOS	61
5.1.1. MONTAJE 1	61
5.1.2. MONTAJE 2	69
5.1.3. COMPARATIVA ENTRE AMBOS MONTAJES	78

5.2. RESULTADOS EXPERIMENTALES	81
5.2.1. MONTAJE 1	81
5.2.2. MONTAJE 2	82
5.2.3. COMPARATIVA ENTRE AMBOS MONTAJES	84
5.3. COMPARATIVA RESULTADOS TEÓRICOS Y EXPERIMENTALES	86
6. CONCLUSIONES	88
7. LÍNEAS DE FUTURO	90
8. BIBLIOGRAFÍA	93

1. ANTECEDENTES

En el desarrollo del presente trabajo de fin de Grado se expone un estudio sobre una de las múltiples aplicaciones de aprovechamiento de calor residual mediante termo-electricidad. Se trata de una aplicación novedosa y de creciente interés conocida por el nombre de “auto-refrigeración termoeléctrica” (de aquí en adelante ARTE). Dado un dispositivo cualquiera que genera calor, bien puedan ser transistores IGBT para el caso de electrónica de potencia o cualquier otra aplicación con generación de calor en el proceso de funcionamiento y que requiera de una refrigeración, se colocan varios módulos termoeléctricos en contacto con el mismo de tal forma que se aprovecha parte de ese calor generado para producir energía eléctrica mediante el conocido como efecto Seebeck.

La energía eléctrica obtenida se emplea en la alimentación directa de un sistema encargado de la refrigeración del dispositivo. De esta forma, se consigue una refrigeración del mismo sin consumo de energía eléctrica proveniente de una fuente externa de alimentación, algo que a la larga y aplicado de forma adecuada se podría traducir en un ahorro de costes de consumo eléctrico o bien dar solución a la refrigeración de sistemas situados en zonas de difícil acceso.

Como se puede apreciar, el ARTE se sitúa a medio camino entre refrigeración y generación termoeléctrica, ya que emplea tecnología de generación para conseguir una refrigeración del dispositivo.

En la *Figura 1* se puede ver el sistema de refrigeración diseñado y analizado en proyectos anteriores. En él, se muestra la adhesión de un ventilador con objeto de conseguir una convección forzada (aumento del coeficiente de transferencia de calor con respecto a una convección natural) y los módulos termoeléctricos.

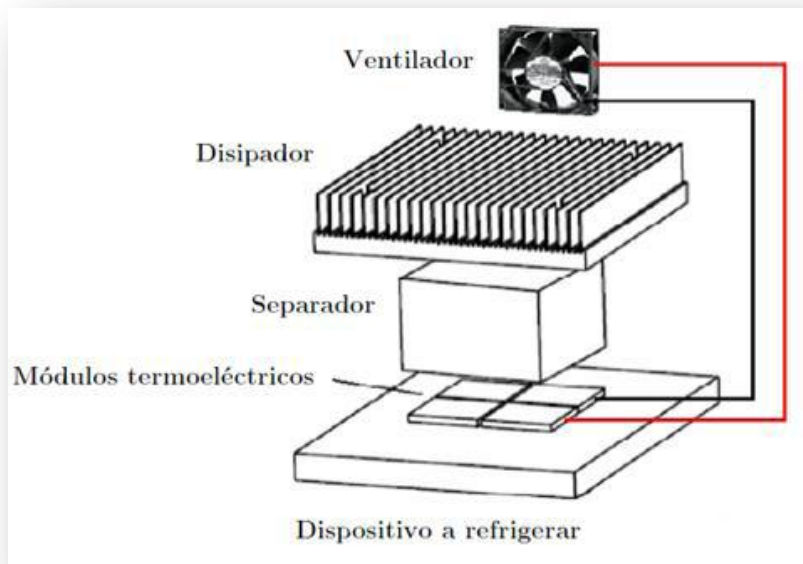


Figura 1: Dispositivo ARTE aplicado a un disipador de aletas

En ese caso particular se añadió un separador que consiguiese una canalización del calor a través de los módulos termoeléctricos, obteniendo una conducción de todo el calor hacia el disipador y evitando así efectos indeseados con transmisiones prásitas de calor, ya que se estaba ante un caso con un área superficial del intercambiador superior a la de los módulos termoeléctricos empleados.

Los módulos conectados entre sí eléctricamente en serie, tienen por función la de alimentar el ventilador que provoca la convección forzada sobre el disipador con el consiguiente aumento de la evacuación de calor.

En proyectos anteriores se utilizaron disipadores de aletas por su simplicidad tanto física como de estudio, y veremos como el concepto de ARTE es perfectamente compatible con otros tipos de intercambiadores de calor basados en la convección natural como mecanismo de transmisión de calor (disipación de calor al ambiente).

Los resultados que se obtuvieron mediante la aplicación del ARTE a un disipador de aletas se entendieron como satisfactorios, se obtuvo una mejora del 25-30% de la resistencia térmica global para unos valores de disipación de calor que no lograban superar los 1.5 kW/m^2 para un salto de temperaturas de $80 \text{ }^\circ\text{C}$, lo que se traducía en un coeficiente global de transferencia de calor, "U", de $20 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

Posteriormente, en el proyecto que da pie al presente estudio, se realizó un análisis de tal sistema de auto-refrigeración, esa vez, mediante el empleo de un *heat pipe* como sistema de evacuación de calor al ambiente. Este estudio buscaba lograr una mejora de tal forma que se lograra alcanzar los valores de potencia térmica por unidad de área y salto de temperatura de los dispositivos IGBT más comunes empleados en los sistemas de electrónica de potencia. Estos dispositivos presentan potencias de unos 50 kW/m^2 , un salto de temperaturas de unos $60 \text{ }^\circ\text{C}$ y en consecuencia un coeficiente global de $830 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Los disipadores *heat pipe* basan su principio de funcionamiento en el aprovechamiento de los altos coeficientes de convección y entalpías de los cambios de fase, para mediante un fluido, enviar el calor a una superficie mayor y de ahí, evacuar el calor al ambiente, reduciéndose así la resistencia térmica global del sistema con el empleo de un disipador de aletas.

Tal estudio empleó un disipador tipo tubo de calor de la marca QUICK-OHM con una potencia máxima de 600W (*Figura 2*). Cabe destacar que no fue posible la introducción de tal potencia íntegra debido al número de resistencias disponibles en el laboratorio.



Figura 2: Disipador de tubos y aletas (*Heat Pipe*)

Por último, en lo concerniente al presente aparatado, cabe destacar la escasez y prácticamente nulidad de referencias bibliográficas sobre aplicaciones de este tipo en la actualidad. El Grupo de Investigación de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Pública de Navarra, junto con los alumnos que han desarrollado los proyectos de fin de carrera previos sobre este tema, se pueden considerar como pioneros en esta línea de investigación.

El estudio actual de esta tecnología a nivel industrial, se centra en la consecución de mayores saltos de temperaturas con flujos de calor pequeños, de tal forma que se mejore la eficiencia de los dispositivos termoeléctricos. Se esta enfocando desde el punto de vista del desarrollo de materiales conductores, algo que entra en conflicto con la aplicación de la auto-refrigeración termoeléctrica que provoca el efecto contrario. Sería interesante la apertura de una nueva línea de investigación de materiales semiconductores que buscase los mayores saltos de temperatura posibles (mejora de la eficiencia de los dispositivos termoeléctricos) sin provocar un descenso en la conductividad de los mismos. Esto último no parece que sea factible a corto plazo pero se aventura por parte de algunos expertos la posibilidad de un cambio de tendencia derivado de una variación de intereses que pueda acabar en una mayor apuesta por el estudio de módulos especialmente adecuados para esta aplicación.

El presente proyecto de fin de Grado busca completar e ir un paso más allá en lo concerniente a la auto-refrigeración termoeléctrica (ARTE) objeto de estudio de proyectos previos, analizando magnitudes de influencia y orientando nuestro diseño a la consecución de los nuevos objetivos planteados.

A continuación se procede al desarrollo explicativo del sistema y su montaje, así como su aplicación y potencialidad en lo referente a sistemas reales. Se analizarán los datos obtenidos de forma experimental y se valorará el grado de aproximación a la consecución de objetivos.

Para finalizar, haremos un balance global comentando en las conclusiones en qué modo y hasta qué extensión hemos cumplido los objetivos propuestos, dando unas pinceladas finales con algunas ideas para el futuro de esta tecnología.

2. OBJETO DEL TRABAJO FIN DE GRADO

En este trabajo fin de grado intentaremos superar las características térmicas conseguidas hasta ahora con un dispositivo ARTE, que como se ha podido ver en proyectos anteriores es una tecnología que consigue los resultados que se plantea.

Para ello, introduciremos una mejora a un sistema de auto-refrigeración termoeléctrica mediante tubos de calor. Esta mejora consistirá en añadir un disipador de aletas con su correspondiente túnel de viento, tendremos de esta forma un ventilador más, aportándose un mayor flujo másico de aire.

Con este nuevo disipador de aletas esperamos ser capaces de evacuar una mayor cantidad de calor y podremos ensayar nuestro prototipo ARTE hasta unos valores de magnitudes térmicas que superan los anteriormente logradas por otros dispositivos ARTE, acercándonos más a los valores utilizados comúnmente en la disipación de calor de componentes electrónicos de potencia.

Nuestro objetivo en este trabajo fin de grado será entonces, conseguir unas capacidades térmicas para un dispositivo ARTE no logradas hasta ahora y hacer una comparación entre el comportamiento térmico del dispositivo ARTE de partida y el nuevo dispositivo.

Veremos de esta forma hasta qué punto, la introducción de nuestra innovación, es capaz de mejorar las capacidades térmicas de los dispositivos ARTE estudiados hasta ahora y analizaremos si esta innovación es viable o no en aplicaciones de los sistemas de refrigeración de componentes electrónicos.

3. INTRODUCCIÓN A LA TECNOLOGÍA APLICADA

Como se comenta anteriormente, en este proyecto se busca continuar con la línea de investigación que lleva a cabo el Departamento de Ingeniería Energética y de Materiales en el ámbito de la autorefrigeración termoeléctrica. Para comprender el funcionamiento en profundidad de estos dispositivos y de este proyecto en particular se presenta una visión de las características más importantes de la tecnología aplicada a tal efecto.

3.1. TERMOELECTRICIDAD

La termo-generación o generación termoeléctrica es un descubrimiento para nada reciente, su fundamento básico data de 1821 cuando el físico alemán T.J. Seebeck realizó una serie de experimentos sentando las primeras bases de tal fenómeno y dando su nombre al fenómeno. Se tiene que si dos materiales conductores diferentes, A y B, son conectados eléctricamente en serie y térmicamente en paralelo (formando el conocido termopar) y expuestos a un gradiente de temperaturas, se induce una fuerza electromotriz que es dada por la siguiente ecuación:

$$E_{Seebeck} = \Delta T_{AB} \cdot (\alpha_A - \alpha_B)$$

Donde $E_{Seebeck}$ es la fuerza electromotriz producida, ΔT_{AB} es el gradiente de temperaturas entre los extremos y α_A , α_B son los coeficientes Seebeck de cada material.

Otro aspecto importante de la termoelectricidad es el conocido como efecto Peltier, mucho más utilizado y donde ha habido un mayor desarrollo en lo que a materiales se refiere. El efecto Peltier, es el efecto contrario al efecto Seebeck, y consiste en la obtención de una disipación o una absorción de calor con el paso de una corriente eléctrica a través de un termopar, dependiendo de la dirección de la corriente.

$$\dot{Q}_{\text{Peltier}} = \mp IT_{AB} \cdot (\alpha_A - \alpha_B)$$

Donde \dot{Q} es el calor absorbido y cedido en cada cara, I es la intensidad que circula por el par y T_{AB} es la temperatura en la unión del termopar.

Este fenómeno se utiliza mucho en refrigeración y en el control de temperaturas debido a las ventajas de robustez, fiabilidad, reversibilidad, funcionamiento silencioso y baja inercia térmica.

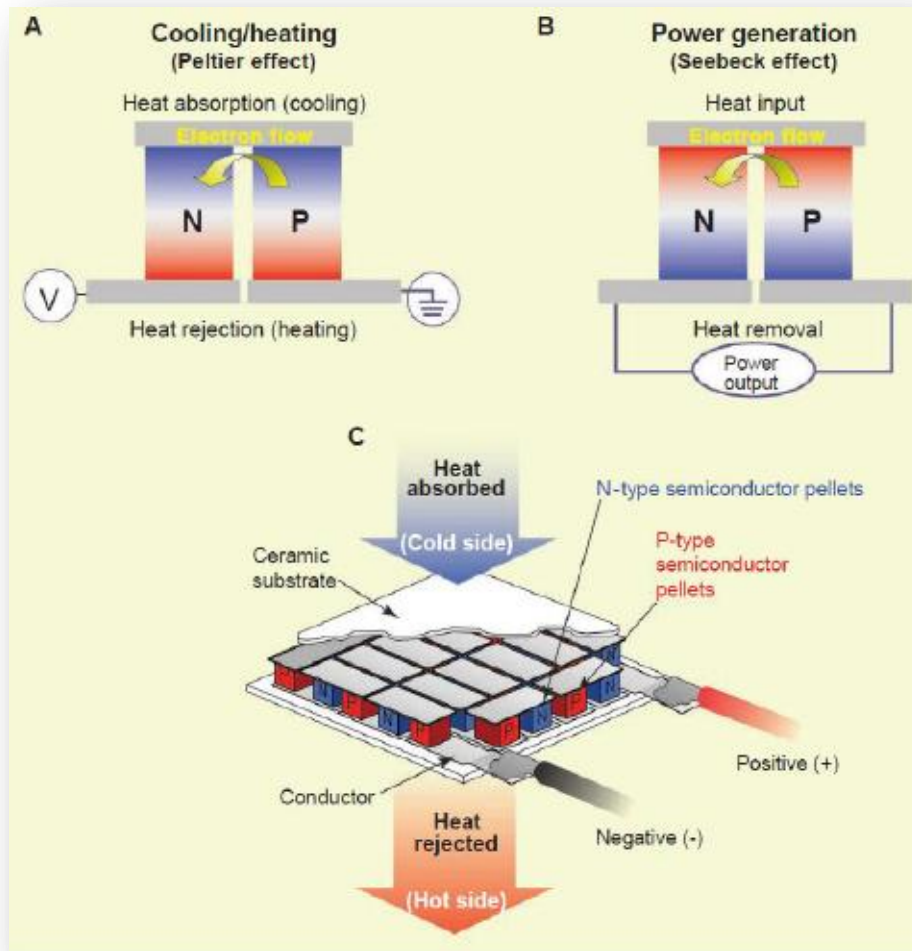


Figura 3: Principio de funcionamiento de la tecnología termoeléctrica

Tal y como se muestra en la *Figura 4*, un generador termoeléctrico como el estudiado en el desarrollo del presente proyecto, se compondrá de varios módulos conectados entre sí de tal forma que transformen el calor que reciben de la fuente con la que están en contacto en energía eléctrica, emitiendo el resto hacia un foco frío.

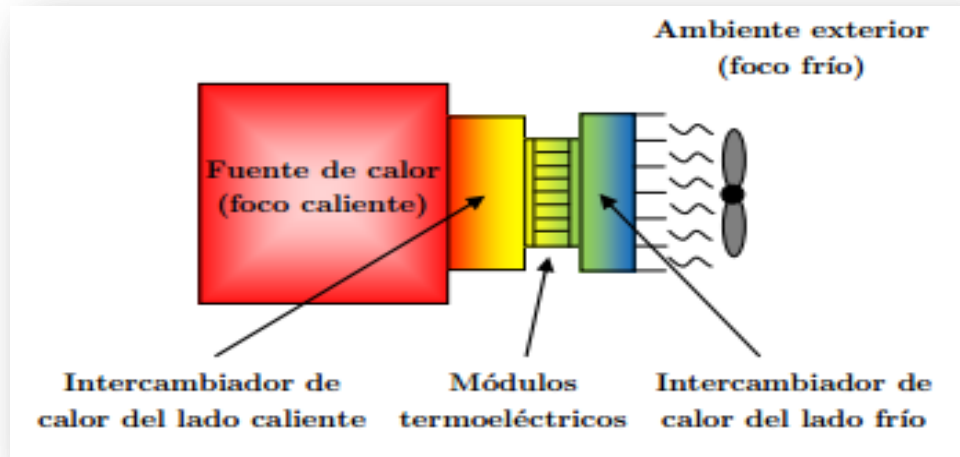


Figura 4: Esquema básico de un generador termoeléctrico

Uno de los elementos más importantes, si no el más importante de tal sistema de generación es el módulo termoeléctrico, y esto se debe a que se trata del componente encargado de la transformación de calor en electricidad. Como se comenta en párrafos anteriores, responde al efecto Seebeck (descubierto en 1821 por el físico alemán T.J. Seebeck) de tal forma que se obtiene una relación entre el gradiente de temperatura aplicado a un módulo y la fuerza electromotriz generada por el mismo.

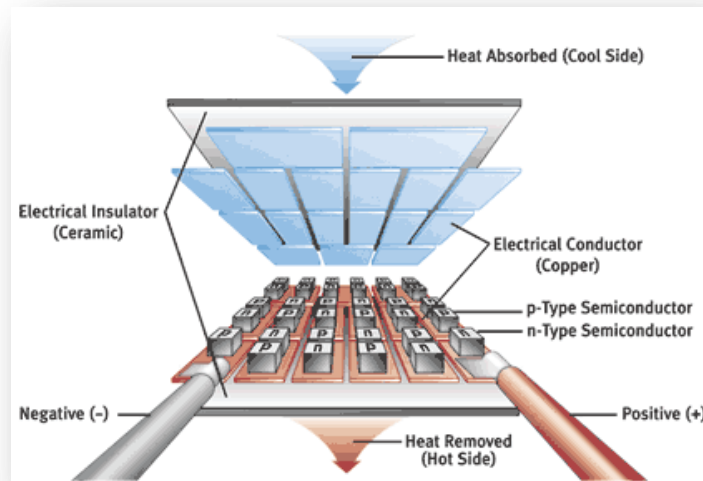


Figura 5: Módulo termoeléctrico convencional

[3] Un módulo convencional se compone de varios pares termoeléctricos, conectados eléctricamente en serie y térmicamente en paralelo. Cada par se compone, a su vez, de dos termoelementos semiconductores, uno de tipo n, donde predominan los electrones libres, y otro de tipo p, donde predominan los huecos libres, conectados físicamente mediante uniones metálicas. Dos substratos rígidos de material cerámico proporcionan firmeza mecánica al conjunto y aíslan eléctricamente el circuito interior. A efectos referenciales, un módulo termoeléctrico presenta entre 200 y 600 termoelementos de base cuadrada de entre 1 y 9 mm² y altura entre 0,5 y 3 mm. El área de la base del módulo es también cuadrada, con lado entre 30 y 60 mm y altura entre 3 y 6 mm.

Esta tecnología se puede catalogar de prometedora y estaría presente en gran cantidad de aplicaciones de no ser por una serie de características que han puesto freno a su desarrollo e implantación.

Para definir la eficiencia de estos materiales supongamos un par termoeléctrico como el de la *figura 5*, compuesto por un semiconductor tipo p y otro tipo n de similares coeficientes Seebeck (α), conductividades térmicas (k) y resistividades eléctricas (ρ), cuyas uniones caliente y fría se encuentran respectivamente a temperatura T_c y T_f ; si se considera que su temperatura de trabajo (T) es la media de

las otras dos, y se desprecia el efecto de las uniones entre semiconductores, el rendimiento en la generación de energía eléctrica (η) viene dado por la expresión:

$$\eta = \frac{T_c - T_f}{T_c} \cdot \frac{\sqrt{1 + Z \cdot T} - 1}{\sqrt{1 + Z \cdot T} + \frac{T_f}{T_c}} \quad Z = \frac{\alpha^2 \cdot \rho}{k}$$

Esta expresión es el producto del rendimiento de Carnot y el rendimiento específico de la aplicación, donde aparece el parámetro Z , denominado “Figura de mérito”, cuyo valor es proporcionado por la expresión de arriba. Como se demuestra, el rendimiento de un par termoeléctrico (y por extensión, de un módulo termoeléctrico) es proporcional a este parámetro adimensional $Z \cdot T$.

Los investigadores buscan materiales con el mayor $Z \cdot T$ posible. Como referencia, cabe destacar que son necesarios materiales con un $Z \cdot T$ mínimo de 2, a precios asequibles, para hacer realmente competitivas las aplicaciones automovilísticas de generación termoeléctrica. Instaurándose tal aplicación en una industria tan potente como la automovilística, se podría aventurar un crecimiento enorme de la misma, derivando en la consiguiente disminución de su precio.

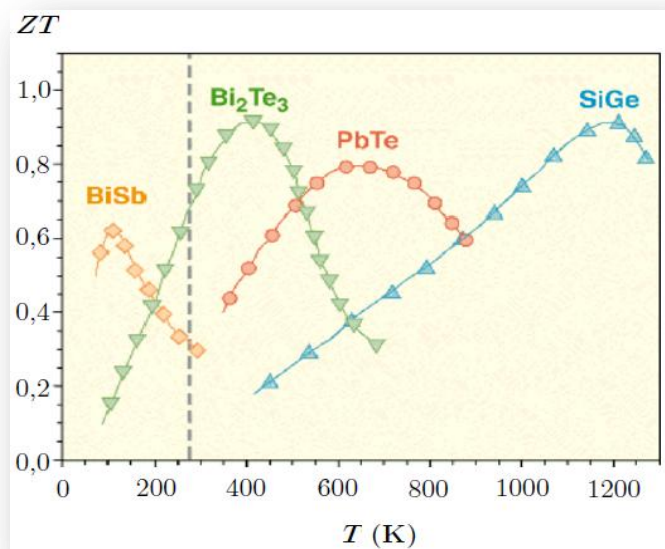


Figura 6: Factor ZT en función de la temperatura para distintos conductores

Como vemos actualmente los materiales disponibles están muy lejos de alcanzar estos niveles, más aún, tienen el máximo de su figura de mérito para rangos de temperatura muy concretos, buscándose sin embargo materiales con figuras de mérito tan altas como sea posible y en un rango de temperaturas suficientemente grande.

En la actualidad existen algunas aplicaciones, como la aplicación de la nanotecnología a la termoelectricidad, que tratan de abrir el camino de la termogeneración, otorgando unas buenas perspectivas de futuro.

La condición primordial para que una fuente de calor pueda producir energía eléctrica, es que dicha fuente sea capaz de establecer un salto de temperatura estable entre las caras de los módulos termoeléctricos, pero, como es lógico, el nivel térmico de la fuente de calor es directamente proporcional a la energía eléctrica producida por el generador. Aquellas aplicaciones que no superan un vatio de producción de potencia eléctrica se engloban dentro de las llamadas de baja potencia, mientras que el resto componen el grupo de las aplicaciones de alta potencia.

En lo referente a las aplicaciones de baja potencia, el objetivo primordial de la investigación ha sido la sustitución de las baterías convencionales –caracterizadas por tener una vida muy limitada y emplear productos químicos perjudiciales para el medio ambiente– por generadores termoeléctricos de pequeño tamaño, con los que alimentar todo el conjunto de aparatos eléctricos y electrónicos autónomos, tales como teléfonos móviles, dispositivos de audio, etc. Las fuentes de calor propuestas han sido diversas, desde el propio calor del cuerpo humano o la energía solar, hasta el calor producido en la descomposición de pequeñas cantidades de isótopos radiactivos. Sin embargo, la excesiva complejidad de estos dispositivos traducida en un alto coste final, junto con la notable investigación que se viene realizando en el desarrollo de baterías y micro-baterías, ha provocado que la mayor parte de estas aplicaciones no hayan pasado de meras curiosidades, sin dar el salto definitivo hasta el mercado civil.

Como excepción, podemos encontrar una aplicación comercial prometedora dentro de esta línea, que consiste en la utilización de generadores termoeléctricos de

pequeñas dimensiones para producir electricidad a partir de calor residual, con la que alimentar todo tipo de sensores.

En este sentido, vemos en la *figura 7*, un generador termoeléctrico de estas características (el área de la base es $60 \times 25 \text{ mm}^2$), diseñado para ser colocado en un punto caliente de cualquier instalación, y generar energía eléctrica para alimentar un sensor acoplado a él y todos los dispositivos electrónicos que precisa para su funcionamiento. La mayor ventaja de estos equipos es su autonomía, ya que no es necesario conectarlos a la red eléctrica, con lo que se evitan los problemas relacionados con el transporte de electricidad hasta el punto en cuestión. Disponen de un tipo especial de módulo termoeléctrico, denominado de película fina, que presenta un carácter flexible pero compacto a la vez, y ha sido optimizado para generar energía eléctrica a partir de pequeños saltos de temperatura entre sus caras. Como ejemplo, el dispositivo es capaz de funcionar con saltos de temperatura de $10 \text{ }^\circ\text{C}$, generando $1,2 \text{ mW}$ de potencia eléctrica ($\approx 0,08 \text{ mW/cm}^2$) con una eficiencia del $0,17 \%$ ($\approx 6 \%$ del rendimiento de Carnot).

A este respecto, el dispositivo que se muestra en la *figura 7* proporciona un posible diseño para un sistema autónomo de alimentación de sensores con un disipador de aletas como intercambiador de calor para el lado frío y un intercambiador de calor para el lado caliente con la forma adecuada para cada aplicación.

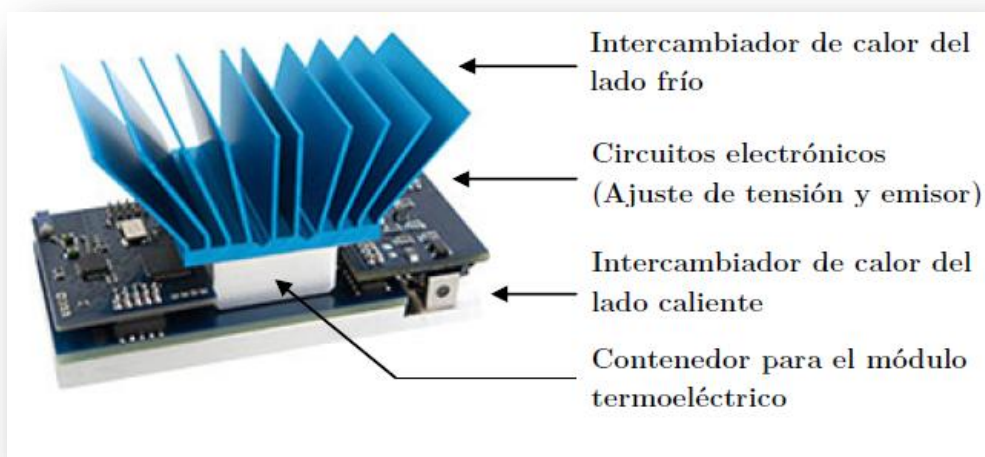


Figura 7: Generador termoeléctrico de baja potencia (Fuente: Micropelt)

Por lo que respecta a alta potencia, fuentes de calor de alto nivel térmico fueron utilizadas desde la década de los 70 y continúan utilizándose en la actualidad en el ámbito aeroespacial mediante generadores termoeléctricos, en lo que supuso la primera y hasta el momento más importante aplicación de la generación termoeléctrica. Más concretamente, el calor generado en la descomposición de isótopos radiactivos de uranio-235 y de óxido de plutonio-IV han sido utilizados para alimentar generadores termoeléctricos de alta potencia, denominados RTG (Radioisotope Thermoelectric Generator), instalados en más de veinte aeronaves tripuladas, sondas y satélites espaciales. De entre todas ellas destacan las sondas Voyager, dotadas de generadores termoeléctricos del tipo MHW (Multi-Hundred Watts), como el de la *figura 8*, alimentados con óxido de plutonio, y capaces de producir 150 W de potencia eléctrica ($\approx 350 \text{ W/m}^2 \approx 4 \text{ W/kg}$) con una eficiencia del 7 % ($\approx 12 \%$ del rendimiento de Carnot).

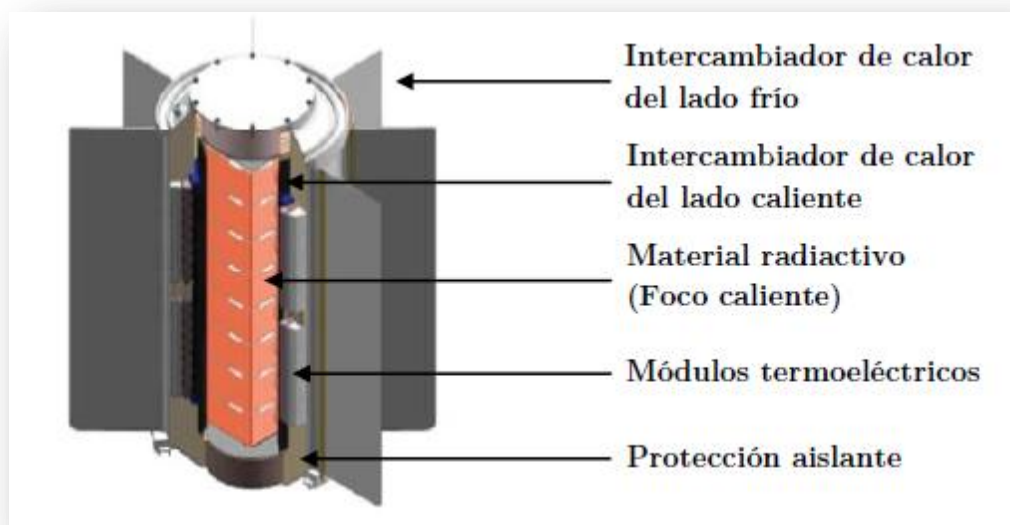


Figura 8: Generador termoeléctrico radioisotópico, tipo MHW, instalado en las sondas Voyager (Fuente: NASA)

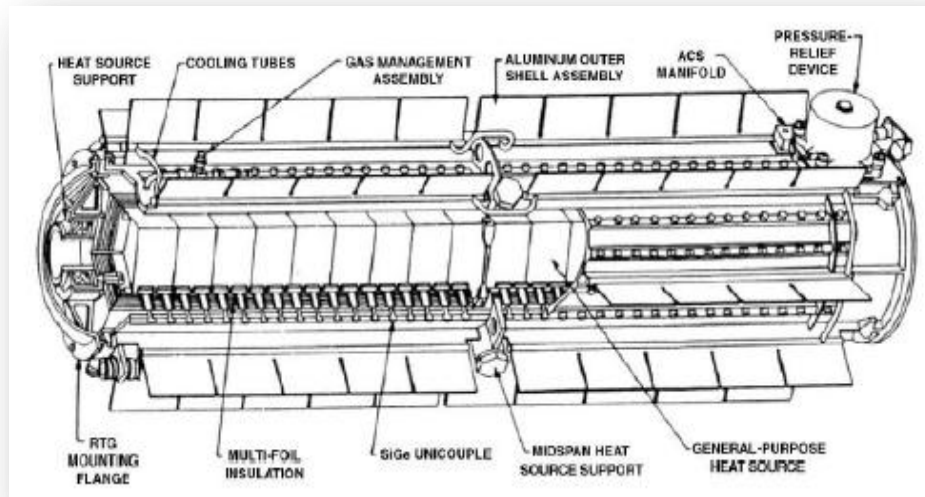


Figura 9: Aplicaciones de alta potencia, RTG espacial

Estos dispositivos se encuentran todavía en servicio desde 1977, y son ejemplo claro de la robustez y durabilidad que ofrece esta tecnología. Su esquema básico es similar al de los generadores de baja potencia, pero su complejidad es bastante mayor. El material radiactivo alcanza una temperatura de 1000 °C en condiciones normales de funcionamiento. Presenta forma cilíndrica y se encapsula dentro de un bloque de base cuadrada de 1 mm de espesor en su parte más estrecha. Este encapsulado se fabrica en una aleación de iridio, y hace las veces de intercambiador de calor del lado caliente. Los módulos termoelectrónicos se colocan entre éste y el intercambiador de calor del lado frío, que se compone de una carcasa de aletas fabricada en aluminio. Desde la carcasa, el calor se emite al espacio por radiación, por lo que el aluminio se recubre con un material de alta emisividad y baja absorptividad. Aun así, las temperaturas que se alcanzan en este elemento rondan los 300 °C, por lo que el salto de temperatura entre focos se sitúa en los 700 °C. Por último, un aislante multicapa de molibdeno y astrocuarzo evita emisiones radiactivas al exterior y aísla térmicamente ambos intercambiadores. Junto a las sondas Voyager, generadores termoelectrónicos han sido incluidos en los satélites de navegación Transit (1961 - 1964), en los proyectos Apolo de inspección lunar (1969 - 1972) y Viking de inspección marciana (1975), así como en las sondas Pioneer (1972 - 1973), Galileo (1989), Ulysses (1990), Mars-96 (1996), Cassini (1997) y New Horizons (2006).

Actualmente, varios RTG forman parte de los vehículos de la misión a Marte MSL-Curiosity, puesta en órbita el 26 de noviembre de 2011, en la que ha sido la primera aplicación de un RTG a un rover marciano. Volviendo al ámbito terrestre, generadores termoeléctricos de alta potencia son utilizados para proporcionar energía eléctrica en lugares de difícil acceso, donde la instalación de tendido eléctrico es inviable, como es el caso de radiofaros, puntos críticos de oleoductos y gaseoductos, instalaciones off-shore, etc. Tienen un aspecto similar al generador de la figura anterior, siquiera utilizan como fuente de calor la combustión de un hidrocarburo (normalmente propano o gas natural), por lo que presentan tomas de entrada para el combustible y el aire, y tomas de salida para los gases de escape. Con esta tecnología se ha conseguido generar hasta 500 W de potencia eléctrica ($\approx 1000 \text{ W/m}^2 \approx 5 \text{ W/kg}$) con rendimientos cercanos al 5 % ($\approx 10 \%$ del rendimiento de Carnot, calculado para un salto de temperatura entre caras de los módulos de alrededor de 400 °C), parte de la cual se utiliza en alimentar todos los dispositivos electrónicos que necesita para operar, así como los ventiladores que producen convección forzada sobre las aletas del disipador. En algunos casos, se ha estudiado aprovechar el calor de los gases de escape y el emitido al ambiente por el disipador, para calentar agua o cualquier otro fluido, y conseguir un efecto de cogeneración.

Por último, dentro de las aplicaciones de alta potencia, el sector donde la generación termoeléctrica presenta mejores perspectivas de futuro tiene que ver con el aprovechamiento de fuentes de calor residual. En estas situaciones, la baja eficiencia de los generadores termoeléctricos se compensa con el hecho de que estas fuentes de calor son gratuitas o muy baratas de mantener. Si a esto se añade la robustez, durabilidad y bajo coste de mantenimiento que caracteriza a todo dispositivo termoeléctrico, se puede explicar por qué los investigadores han puesto sus ojos en este tipo de aplicaciones.

Una primera aplicación de este tipo se circunscribe dentro del ámbito automovilístico. A este respecto, es bien conocido que los fabricantes de automóviles más importantes a nivel mundial se están afanando en optimizar sus vehículos, tratando de aumentar lo más posible la energía útil que se puede obtener por cada unidad de combustible. Así, se han reducido los consumos del equipamiento, se han

disminuido rozamientos internos, se han mejorado los procesos de combustión, etc. En relación con esto, se demuestra que el 40 % de la energía proporcionada por el combustible se pierde a través del tubo de escape en forma de gases calientes que salen al exterior.

Es en esta industria donde la termoelectricidad se puede aplicar con el objetivo de absorber la mayor cantidad posible del calor que llevan los gases de escape y transformarlo en electricidad, pudiendo ser utilizada por el vehículo para su uso interno, derivando en la consiguiente reducción del consumo final de combustible.

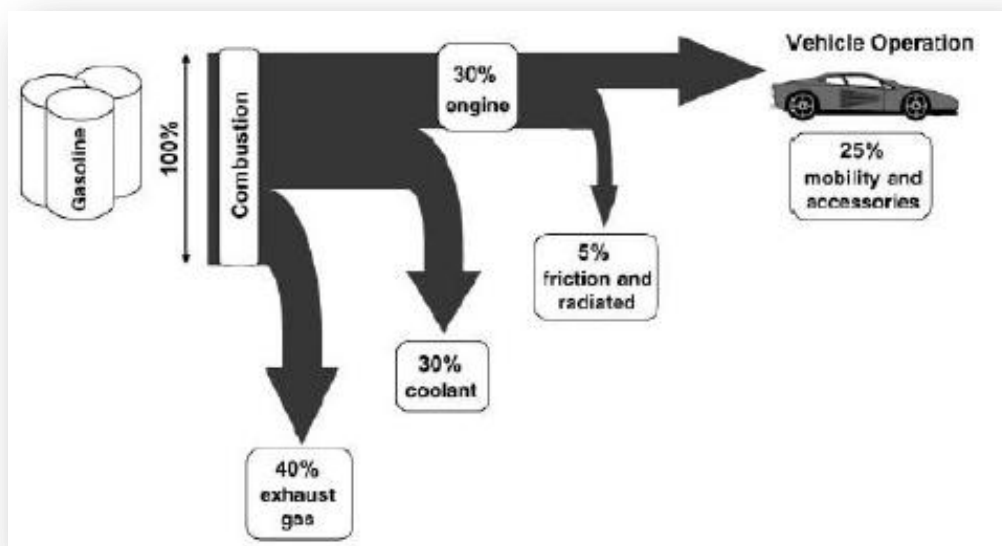


Figura 10: Utilización del combustible en automoción

Varios son los trabajos a este respecto los que indican que, a corto plazo, y siempre con una esperable mejora en la eficiencia de los materiales termoeléctricos, será factible obtener, mediante un generador termoeléctrico, la misma electricidad que produce actualmente el alternador dentro del vehículo, para en un futuro eliminar este dispositivo de todos los automóviles y reducir el consumo de combustible un 5 % aproximadamente.

Sin embargo, en la actualidad, esta línea de investigación se encuentra en punto muerto. Dada la competitividad que existe dentro del mercado automovilístico,

y la gran predisposición que tienen los fabricantes a toda mejora, por mínima que sea, el hecho de que ningún vehículo comercial disponga de un generador termoeléctrico indica que las expectativas no terminan de cumplirse. Y es que este dispositivo introduce en el vehículo una serie de modificaciones que tienen que ver principalmente con el incremento del peso total y con la influencia negativa en la combustión del aumento de las pérdidas de presión que sufren los gases de escape debido al intercambiador del lado caliente. En un análisis general, la potencia producida por el generador no compensa la pérdida de prestaciones que causan estas modificaciones. La solución pasa por doblar la eficiencia de los módulos termoeléctricos, hito que todavía está por llegar.

Además de sus aplicaciones en el ámbito automovilístico, la generación termoeléctrica se está enfocando hacia el aprovechamiento del calor residual en el ámbito industrial, tanto en el sector manufacturero como en el de las plantas convencionales de generación de energía eléctrica.

El mayor problema es que gran parte de este calor residual se encuentra a temperaturas inferiores de 70 °C (como ocurre con el calor emitido por los condensadores de las plantas de generación de energía eléctrica) y su aprovechamiento mediante un generador termoeléctrico resulta inviable, dado el actual estado de la tecnología. Por ello, la generación termoeléctrica en el ámbito industrial se circunscribe al aprovechamiento de calores residuales a temperaturas más altas, que mayoritariamente corresponden a gases de escape procedentes de procesos de combustión.

En esta línea, existe ya un estudio económico de lo que supondría el aprovechamiento, mediante generadores termoeléctricos, del calor de los gases de escape de todas las plantas de cogeneración de Tailandia, resultando una obtención rentable de cerca de 100 MW de potencia eléctrica. Este espectacular dato es necesario colocarlo en su contexto correspondiente, y señalar que actualmente estos estudios se encuentran en un nivel estrictamente teórico, y que es necesario el desarrollo de aplicaciones reales que sirvan para validar las conclusiones obtenidas.

3.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO TUBO (HEAT PIPE)

A su vez, un aspecto relevante en este Trabajo de Fin de Grado, es la inclusión en el montaje de un intercambiador tipo tubo de calor (*Heat pipe*).

Los intercambiadores tipo tubo de calor o *heat pipe*, son disipadores muy utilizados en la industria de la refrigeración. Se trata de intercambiadores con un coste mayor debido a que requieren de una fabricación más compleja, pero que otorgan unas características térmicas que superan con mucho a dispositivos más sencillos de similar función.

Las aplicaciones que habitualmente hacen uso de este tipo de disipadores son las electrónicas, donde un gran flujo de calor debe ser evacuado desde una superficie relativamente reducida.

Un dispositivo de tipo *heat pipe* conduce el calor de una forma muy rápida y eficiente desde la superficie emisora a una superficie mayor desde la que se evacuará al ambiente.

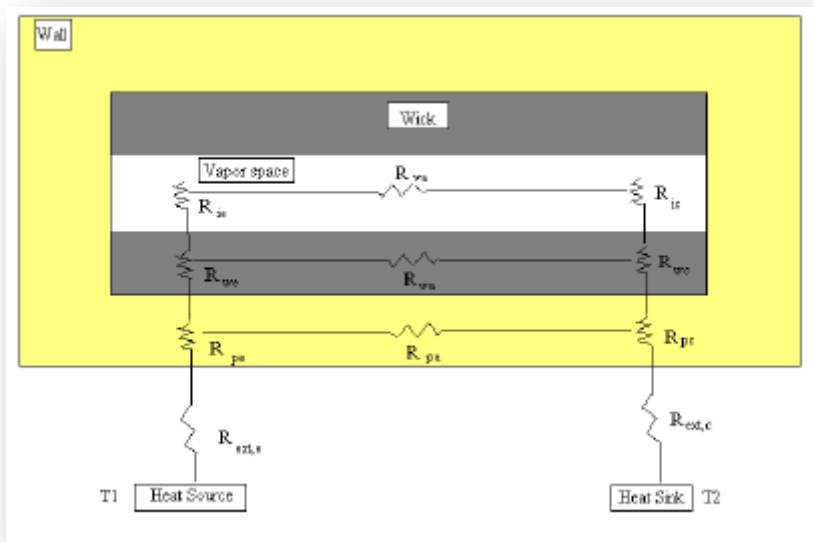


Figura 11: Red de resistencias de un Heat Pipe



Figura 12: Distintas aplicaciones de Heat Pipe (electrónica y grandes instalaciones)

Para comprender como tienen unas características térmicas tan buenas veamos su principio de funcionamiento.

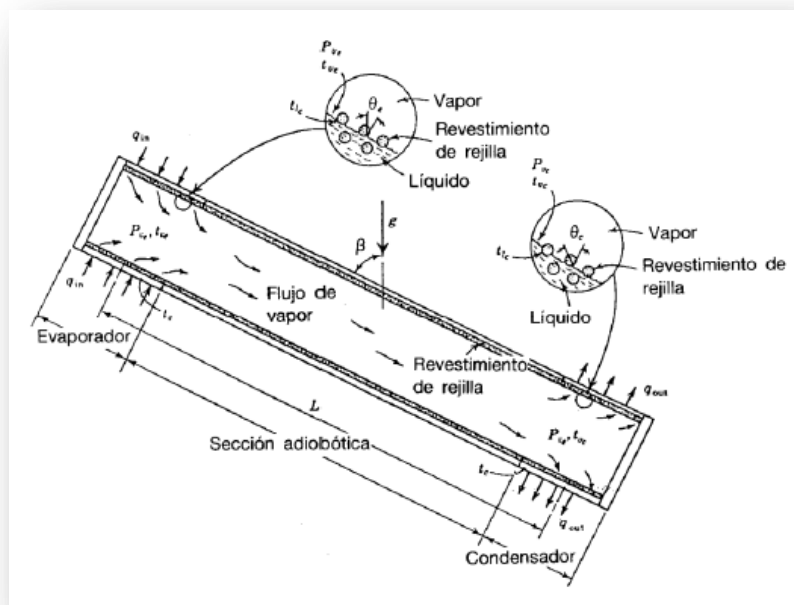


Figura 13: Principio de funcionamiento y partes de un Heat Pipe

En un extremo, en el evaporador, el calor se suministra a una temperatura que evapora el fluido líquido desde el relleno. El fluido evaporado entonces se mueve a

través del núcleo central del tubo hasta llegar al extremo de menor presión, el condensador.

Es aquí donde el vapor es condensado otra vez a líquido con la cesión de su calor latente asociado. El líquido condensado es “bombeado” de nuevo al evaporador a través de la acción de tensión superficial que se produce en el material de relleno del tubo.

Debido a la baja caída de presión que se produce en el vapor se puede decir que la diferencia de temperatura del vapor a través del tubo es en comparación con el calor latente transportado despreciable.

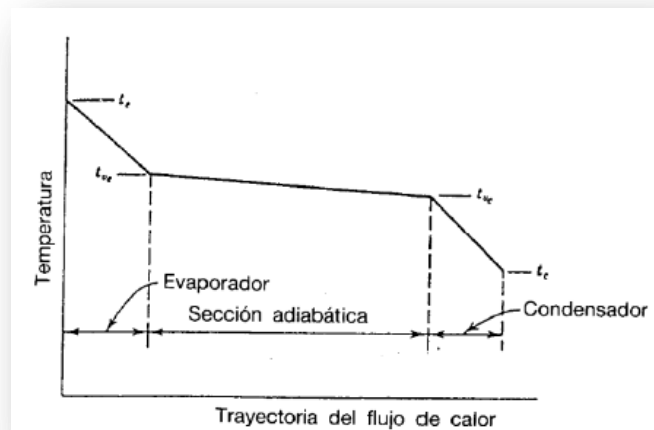


Figura 14: Variación de la temperatura a lo largo del intercambiador

Debido también a los altísimos coeficientes de convección que se dan en la ebullición y condensación, este tipo de intercambiadores tienen tan buenas características térmicas.

Aunque el funcionamiento de los *heat pipe* depende fuertemente de su forma, el fluido de trabajo, y el material de relleno, el fenómeno fundamental que gobierna la operación de estos intercambiadores viene de la diferencia de presión capilar a lo largo de las regiones del evaporador y condensador. La evaporación que se produce en el evaporador produce que el menisco del líquido aumente, mientras que en el condensador se establece un menisco menor debido a la mayor cantidad de líquido

condensado. Entonces para que el líquido retorne al evaporador la presión capilar neta debe ser mayor que la suma de todas las pérdidas de presión que se producen en el conjunto de líquido/vapor. Esta relación se conoce como límite de capilaridad y matemáticamente se establece:

$$(\Delta P_c)_m \geq \int_{L_{\text{eff}}} \frac{\partial P_v}{\partial x} dx + \int_{L_{\text{eff}}} \frac{\partial P_l}{\partial x} dx + \Delta P_{PT,e} + \Delta P_{PT,c} + \Delta P_+ + \Delta P_{\parallel}$$

Figura 15: Variación de presión

Veamos qué son cada uno de estos términos y que variables afectan más a cada uno de ellos.

3.2.1. PRESIÓN CAPILAR

En la superficie de una interfaz líquido-vapor existe una diferencia de presión capilar definida como $(P_v - P_l)$ o ΔP_c . Esta diferencia de presión capilar se describe matemáticamente por la ecuación de Laplace-Young.

$$\Delta P_c = \sigma \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

Donde r_1 y r_2 son los radios de curvatura principales y σ es la tensión superficial.

Para la mayoría de rellenos de *heat pipe*, la máxima diferencia de presión capilar puede ser escrita para un solo radio de curvatura r_c . Utilizando esta expresión, la máxima diferencia de presión capilar entre los puntos “húmedo” (punto donde se da el mayor radio de curvatura) y “seco” (punto donde se da la menor curvatura) puede expresarse como la diferencia entre la presión de capilaridad a través del menisco en el punto “húmedo” y la presión de capilaridad en el punto “seco”, o lo que es lo mismo:

$$\Delta P_{c,m} = \left(\frac{2\sigma}{r_{c,e}} - \frac{2\sigma}{r_{c,c}} \right)$$

En la *figura 14* se observa como el efecto de la vaporización produce que el menisco del líquido retroceda hacia el relleno, y la condensación a su vez consigue que el menisco sea menor en la zona del condensador. Esta combinación de retroceso y aumento del menisco conlleva una reducción en el radio de capilaridad en el evaporador y un aumento del radio de capilaridad en el condensador lo que produce un aumento de la diferencia de presión capilar y con esto un “bombeo” del líquido, del condensador al evaporador.

En el funcionamiento en estado estacionario, se asume generalmente un radio de menisco en el condensador que tiende a infinito, obteniéndose por tanto la presión capilar máxima siguiente.

$$\Delta P_{c,m} = \left(\frac{2\sigma}{r_{c,e}} \right)$$

Los datos sobre los radios de los meniscos para los tipos de *heat pipe* más comunes y para diferentes rellenos se pueden encontrar en bibliografía o bien se pueden calcular teóricamente a través de expresiones propuestas por distintos autores.

3.2.2. CAÍDA DE PRESIÓN HIDROSTÁTICA NORMAL

Hay dos caídas de presión hidrostática que tienen relevancia en ámbitos de *heat pipe*; una caída de presión hidrostática normal ΔP_+ , que ocurre solamente en intercambiadores de tubo de calor con conexión circular del líquido y el relleno, y otra caída de presión hidrostática axial.

La primera de estas es el resultado de la componente de la fuerza gravitacional perpendicular al eje longitudinal del *heat pipe*, y se expresa como:

$$\Delta P_{+} = \rho_l g d_v \cos \varphi$$

Siendo ρ_l es la densidad del líquido, g es la aceleración gravitacional, d_v es el diámetro de la sección de vapor del *heat pipe* y φ es el ángulo que forma *el heat pipe* con la horizontal.

3.2.3. CAÍDA DE PRESIÓN HIDROSTÁTICA AXIAL

La segunda caída de presión hidrostática es la axial o ΔP_{ll} , que resulta de la componente de la fuerza gravitacional sobre el eje longitudinal del *heat pipe*. Este término puede expresarse como:

$$\Delta P_{ll} = \rho_l g L \sin \varphi$$

Donde L es la longitud total del *heat pipe*.

En un ambiente sometido a la gravedad, estos términos pueden mejorar o empeorar el retorno del líquido hacia el evaporador dependiendo de la orientación del *heat pipe* en el campo gravitatorio, esto es, si el condensador está por encima o por debajo del evaporador.

3.2.4. CAÍDA DE PRESIÓN EN EL LÍQUIDO

Mientras la presión capilar bombea el flujo de líquido a través del material de relleno, las fuerzas viscosas de éste producen una caída de presión ΔP_l , que se opone al flujo capilar a través del material de relleno. Este gradiente de presión líquida puede variar a lo largo de la longitud del eje longitudinal del heat pipe, por tanto la pérdida de presión total será la integral de este gradiente para toda la longitud.

$$\Delta P_l = - \int_0^x \frac{dP_l}{dx} dx$$

Donde los límites de integración son desde el final del evaporador hasta el final del condensador ($x=0$) y dP_l/dx es el gradiente de la presión del líquido producido por la resistencia de fricción. Introduciendo el número de Reynolds, el coeficiente de fricción f_l y sustituimos la velocidad local, que está relacionada con el flujo de calor local, la sección perpendicular del relleno, la porosidad del relleno ϵ , y el calor latente de vaporización λ , obtenemos una formula sin necesidad de integración.

$$\Delta P_l = \left(\frac{\mu_l}{KA_w \lambda \rho_l} \right) L_{eff} q$$

Donde L_{eff} es la longitud efectiva del *heat pipe*, definida como:

$$L_{eff} = 0,5L_e + L_{adiab} + 0,5L_c$$

Y la permeabilidad del relleno se obtiene de tablas para distintas construcciones de intercambiadores.

3.2.5. CAÍDA DE PRESIÓN EN EL VAPOR

El aumento y la reducción de la cantidad de vapor que se produce en el evaporador y condensador junto con la compresibilidad de éste complican el estudio de la caída de presión en la fase vapor del *heat pipe*. Aplicando la continuidad a la sección adiabática del intercambiador sabemos que el flujo másico en el líquido y en el vapor debe ser igual, teniendo en cuenta la diferencia de densidades entre el líquido y el vapor vemos cómo la velocidad del vapor será sustancialmente mayor que la del líquido. Por esta razón, además del gradiente de presión producido por la fricción tenemos que considerar el gradiente de presión que conllevan las variaciones en la presión dinámica. Diferentes autores han constatado que en el resultado de la integración del gradiente de presión de vapor los efectos dinámicos se cancelan, dando como conclusión una ecuación similar a la de la fase líquida.

$$\Delta P_v = \left(\frac{C(f_v Re_v)\mu_v}{2(r_{h,v})^2 A_v \lambda \rho_v} \right) L_{eff} q$$

Donde $r_{h,v}$ es el radio hidráulico de la sección de vapor y C es una constante que depende del número de Mach.

Cuando la presión capilar es menor que la suma de estas pérdidas de presión, el líquido condensado no es capaz de regresar al evaporador y ocurre el conocido *burn out*, el evaporador se seca y el *heat pipe* deja de funcionar correctamente pudiendo fenecer en fallos catastróficos.

Otro de los límites más importantes para los intercambiadores de tubo de calor es el conocido como *boiling limitation* o límite de ebullición, que sucede al quedarse atrapadas burbujas de vapor en el relleno e impedir el retorno del líquido. Esto ocurre cuando el flujo de calor radial es suficientemente grande como para producir ebullición nucleada. Para conocer el flujo de calor que nos llevará a tener ebullición nucleada y por ende burbujas dentro del relleno se utiliza.

$$q_{b,e} = \left(\frac{2\pi L_e K_{eff} T_v}{\lambda \rho_v \ln(r_i / r_v)} \right) \left(\frac{2\sigma}{r_n} - \Delta P_{c,m} \right)$$

$\Delta P_{c,m}$ = maximum difference in capillary pressure

σ = surface tension (function of fluid and temperature)

r_n = nucleation site radius (assumed to be between 2.54×10^{-5} m to 2.54×10^{-7} m).

T_v = vapor temperature

L_e = length of evaporator

r_v = vapor space (radius of open heat pipe allowing vapor to pass through)

r_i = inner radius of heat pipe

ρ_v = density of vapor

λ = latent heat of vaporization

K_{eff} = effective conductivity

Figura 16: Flujo de calor

Donde K_{eff} es la conductividad térmica efectiva del líquido-relleno; se obtiene por medio de tablas para distintas geometrías y combinaciones.

Obtenemos esta expresión utilizando la teoría de ebullición nucleada que se basa en dos fenómenos distintos, la formación de burbujas y el consecuente aumento o colapso de estas. La primera, la formación de burbujas, es debida al número y tamaño de las zonas de nucleación en una superficie solida; la segunda, aumento o colapso de las burbujas, depende de la temperatura y de la correspondiente presión, causadas por la presión del vapor y la tensión superficial del líquido. Aplicando un balance de presiones a cualquier burbuja y la relación de Clasius-Clapeyron obtenemos la relación anterior que nos da el flujo máximo de calor aplicable antes de que haya ebullición nucleada.

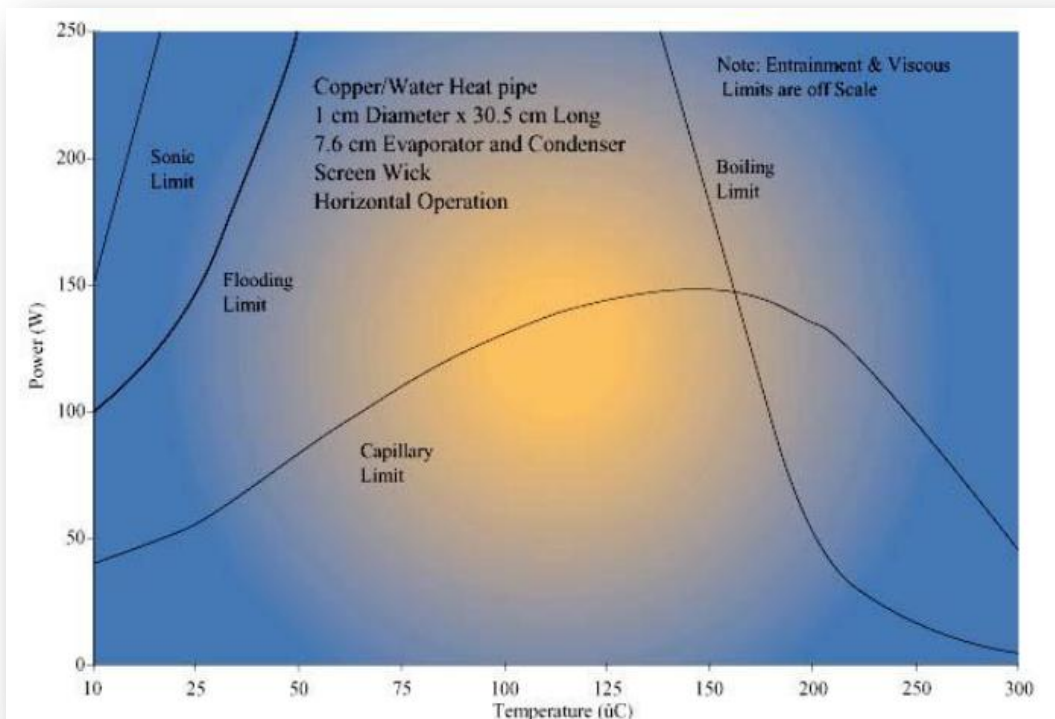


Figura 17: Distintos límites de funcionamiento de un Heat pipe comercial

Como se observa, los límites que más afectan en las aplicaciones más comunes son los ya comentados; existen otros límites de funcionamiento que afectan en una mayor medida en aplicaciones de criogenia o cuando el líquido que utilizamos sea un

metal líquido como sodio o plata, y pueden llegar a ser en estos casos la limitación que determinará el uso de nuestro intercambiador.

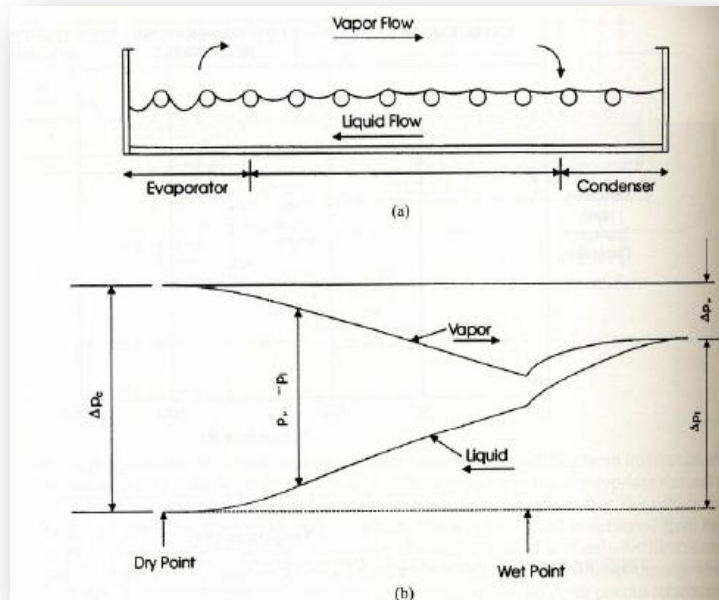


Figura 18: Variación del menisco y la presión capilar en el Heat Pipe

4. METODOLOGÍA

4.1. PARÁMETROS Y COMPONENTES DESTACADOS

En lo referente al diseño experimental tratado en el presente proyecto, se deben tener en cuenta las magnitudes más importantes que aparecerán durante el desarrollo del mismo.

- Flujo de calor (W)
- Tensión en los módulos (V)
- Tensión en el ventilador (V)
- Resistencias eléctricas de los dispositivos (Ω)
- Resistencias térmicas (K/W)

4.1.1. FLUJO DE CALOR

En lo referente a este parámetro, en el desarrollo experimental abordado en el presente trabajo fin de grado se establecen diversos flujos de calor por medio de la resistencia térmica empleada (generador de calor).

Para la elección de tales flujos, lo que se ha hecho es continuar la línea de investigación de proyectos anteriores y establecer unos valores de flujo de calor adaptados en la mayor medida posible a una de las aplicaciones típicas en la refrigeración de componentes electrónicos, los IGBT [7]. En concreto, el conocido como *coldplate*, superficie donde se refrigeran varias unidades diferentes de electrónica de potencia, es el candidato que hemos escogido por tener un uso muy extendido.

En nuestro caso, con los materiales disponibles en el laboratorio hemos elegido una potencia que oscila entre 100 y 300 W para realizar las diferentes comparaciones. Si bien los *coldplate* comerciales [8] son capaces de evacuar una potencia calorífica mayor, el estudio realizado sirve como análisis de una parte aislada de los mismos. Cabe destacar, que mediante un montaje modular del sistema de refrigeración ARTE,

conseguiríamos llegar a disipar valores de potencia como los que se encuentran en la industria (en torno al 1-1,5 kW).



Figura 19: Módulo IGBT

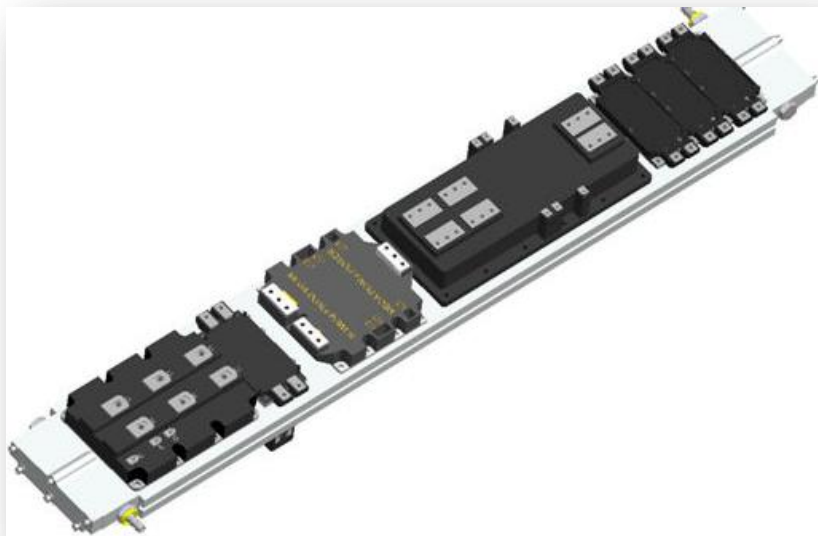


Figura 20: Coldplate convencional de refrigeración líquida anexo a otros componentes

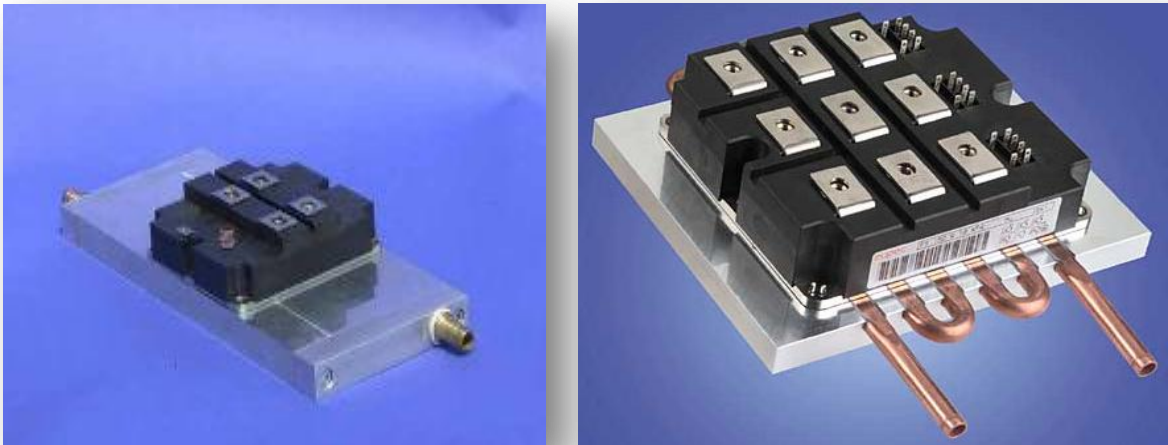


Figura 21: Modelos de Coldplate comerciales de refrigeración líquida

4.1.2. TENSIÓN EN LOS MÓDULOS TERMOELÉCTRICOS

En este prototipo utilizaremos los módulos termoeléctrico TG12-8L de Marlow Industries, inc.

La tensión generada por los módulos será la que alimente al ventilador provocando su funcionamiento o no.



Figura 22: Módulos termoeléctricos TG12-8L de Marlow Industries, Inc.

4.1.3. INTERCAMBIO DE CALOR MEDIANTE *HEAT PIPE*

Como se comenta en párrafos anteriores, en este proyecto intentamos obtener una mejora de la resistencia global de un intercambiador de calor de tipo *heat pipe* utilizando el concepto de ARTE. Para el caso seleccionado tenemos un disipador de calor de aletas y tubos de la marca *QUICK-OHM* con una potencia máxima de disipación de 600 W, siendo esta potencia considerablemente mayor que la utilizada en el desarrollo experimental, con lo cual en principio no debería surgir ningún problema a este respecto.

El disipador utilizado consta de un total de 56 aletas con unas dimensiones:

- Área de la base, 120x156 mm²
- 10 tubos, de diámetro 8 mm y longitud de 35mm.
- Área cada aleta, 130x56 mm² (10 agujeros de diámetro 8 mm en su interior)



Figura 23: Heat pipe de la marca *QUICK-OHM*

4.2. ESTUDIO PREVIO DEL COMPORTAMIENTO DEL *HEAT PIPE*

Antes de comenzar con las pruebas para cada uno de los distintos elementos de refrigeración tuvimos que realizar diversos experimentos para conocer con exactitud el comportamiento del intercambiador de tubo de calor. Dado que un elemento de comparación es el comportamiento de un *heat pipe* como disipador del calor, debíamos conocer cuál era la potencia máxima que podía disipar en convección natural así como qué posición era la más adecuada –si bien los *heat pipe* son capaces de funcionar en cualquier posición sin importar la dirección de la gravedad, las aletas y su posición afectan de manera crucial a la correcta disipación del calor–

En el laboratorio disponíamos únicamente de un tipo de *heat pipe*, el mejor en convección forzada, con mayor número de aletas y menor separación entre ellas.

Un paso previo antes de realizar todos los experimentos y que nos permitirá realizar una serie de supuestos que agilizarán mucho el análisis de resultados es el estudio de la eficiencia de las aletas de los distintos intercambiadores. Con ello veremos qué diferencia existe entre el calor extraído por una aleta ideal toda ella a la temperatura de la base respecto al extraído por la aleta real de nuestro intercambiador. Para ello nos basaremos en la metodología de cálculo del *Handbook of heat transfer* [4] que explicaremos a continuación.

4.2.1. EFICIENCIA DE LAS ALETAS

Como hemos dicho, *op. Cit.* nos da la manera de obtener la eficiencia para casos iguales al nuestro, como muestra la *figura 25*.

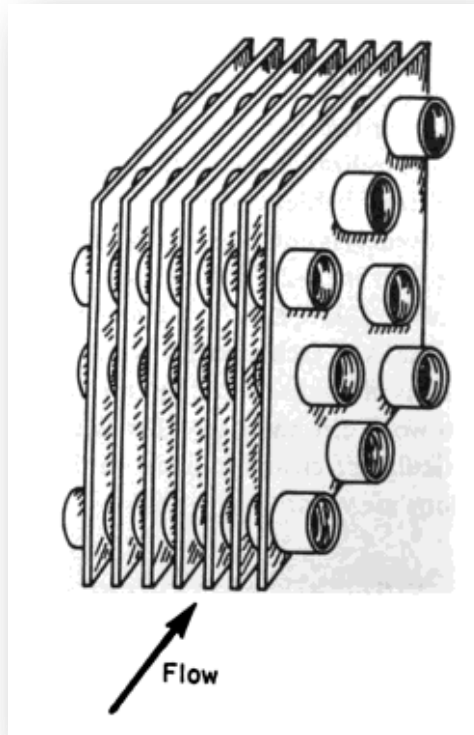


Figura 24: Casos donde se aplica la metodología de cálculo

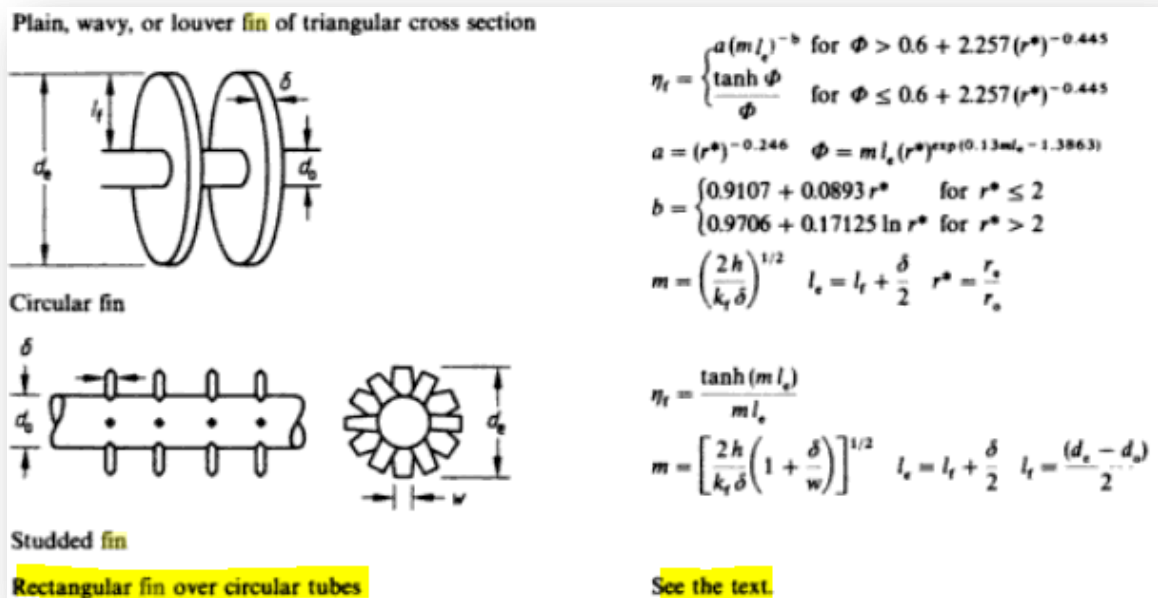


Figura 25: Tablas para los distintos casos

En esta metodología debemos seleccionar de las tablas cuál es nuestro caso particular y continuar con los cálculos que en éstas se explican. Para nuestro caso, aletas rectangulares sobre tubos circulares, vemos cómo en el cuerpo del texto nos explican cómo aplicar la analogía de aletas circulares teniendo en cuenta la disposición y las distintas dimensiones geométricas de la construcción propia de nuestro intercambiador.

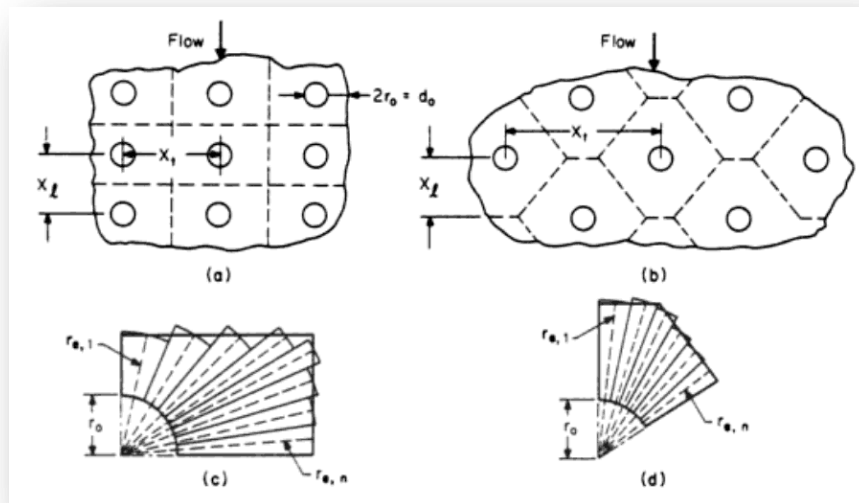


Figura 26: Valores geométricos necesarios para la analogía circular

Con los valores geométricos medidos en nuestro tipo de aletas calculamos los valores de los distintos parámetros dados en la *figura 25* a propósito de aletas circulares y de este modo obtendremos η_f o la eficiencia de una de las aletas de todo el conjunto. Para obtener la eficiencia global de nuestro sistema de aletas utilizamos la siguiente ecuación que tiene en cuenta el área aleteada y el área de la base.

$$\eta_0 = \frac{A_p}{A} + \eta_f \cdot \frac{A_f}{A} = 1 - \frac{A_f}{A} \cdot (1 - \eta_f)$$

Realizando este cálculo para cada uno de los casos vemos como los valores obtenidos son de 0.99 %, esto nos permite suponer una eficiencia perfecta de las

aletas agilizando así los cálculos y pudiendo utilizar la temperatura de los tubos como una acertada aproximación de la temperatura de las aletas.

Pasamos entonces a los distintos ensayos para conocer de forma precisa el comportamiento de este tipo de intercambiadores.

4.2.2. CONVECCIÓN NATURAL

Teóricamente se puede asegurar que la posición que llamamos horizontal será la mejor para la disipación de calor en convección natural, ya que exhibe la mejor sección para el flujo de aire. Tendremos a su vez, para mayor potencia térmica introducida una mejor resistencia térmica, debido al aumento de la temperatura de las aletas se mejora el coeficiente de convección natural. Para los ensayos en convección forzada pensamos que la posición no será muy relevante si bien es posible una ligera mejora en la posición de pie –la gravedad ayuda al retorno del líquido condensado–

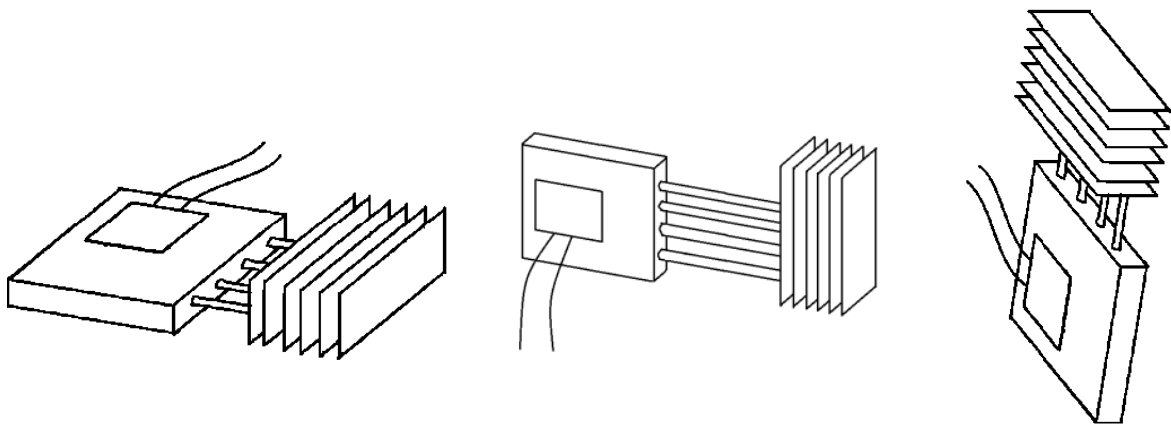
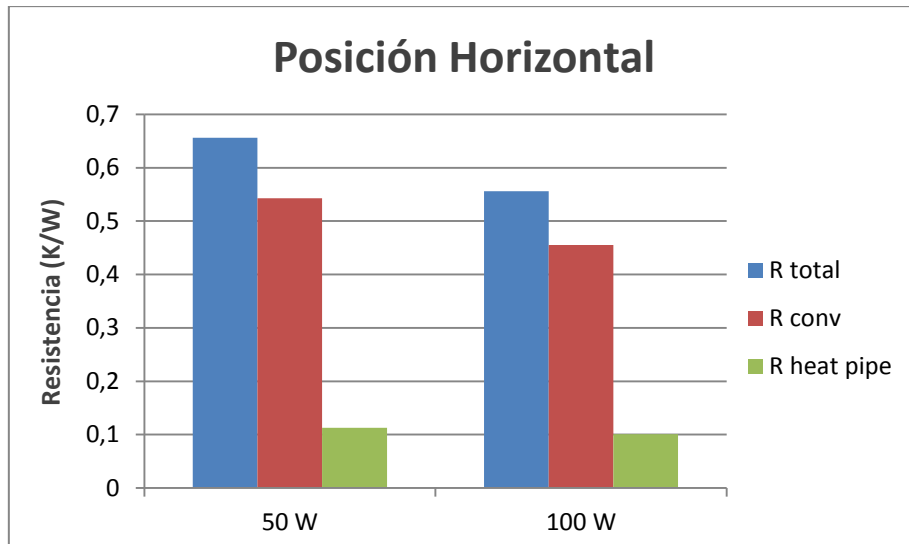


Figura 27: Posiciones horizontal, de pie y vertical

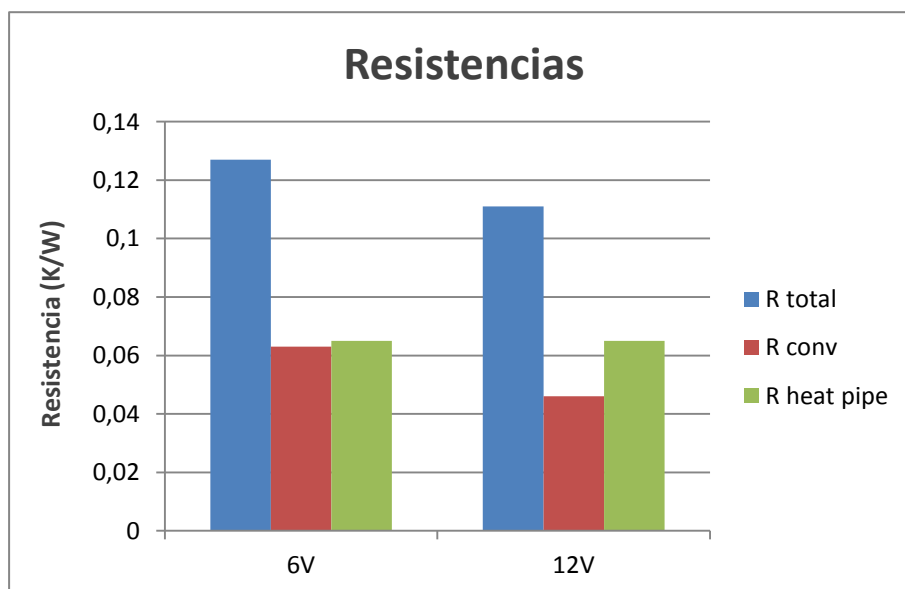
Por proyectos anteriores sabemos experimentalmente que efectivamente esta posición es la que mejores resultados obtiene, dado que presenta una resistencia total menor que el resto de configuraciones. [1]



Observamos también el comportamiento descendiente de la resistencia con el aumento de la potencia debido a la mejora del coeficiente de convección con el aumento del salto de temperaturas.

4.2.3. CONVECCIÓN FORZADA

Realizamos el estudio en convección forzada para una potencia de entrada de 100 W y dos tensiones diferentes del ventilador (6 y 12 V). De esta forma obtendremos valores de las resistencias de convección y *heat pipe*, necesarias para los estudios teóricos posteriores.



Comprobamos, a la luz de las últimas gráficas, como la resistencia térmica del *heat pipe* tiene un valor más o menos constante de $0,065 \text{ K/W}$ independientemente del valor de la tensión (distinto flujo de aire).

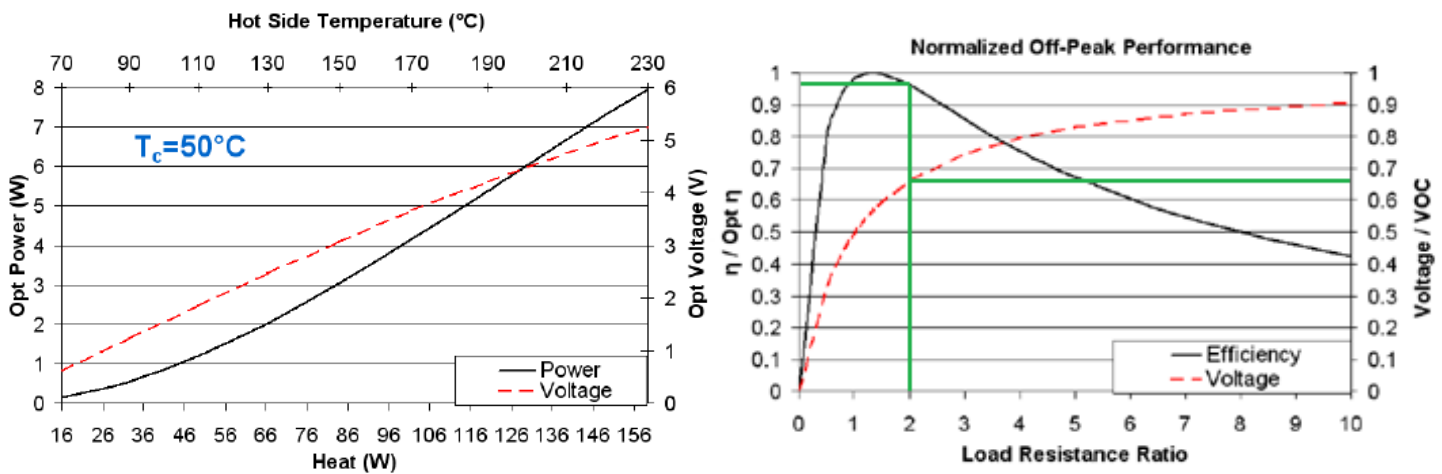
Con este estudio previo podemos comprobar además como mejora la resistencia térmica total simplemente mejorando la convección, empezando con valores en convección natural de $0,45 \text{ K/W}$ y llegando a valores de $0,065 - 0,045 \text{ K/W}$. Esto se debe, como ya habíamos comprobado en el estudio de convección natural, a que la mayor parte de la resistencia total es debida a la resistencia de convección, por tanto y simplemente mejorando la convección, la resistencia total disminuye drásticamente.

Extraemos también de este estudio previo el mejor valor de resistencia térmica global posible para el estudio que realizaremos, dado que lo obtenemos con el intercambiador unido directamente al foco caliente y con el ventilador funcionando en sus condiciones nominales, alimentado por una fuente de tensión independiente. De esta forma, este valor nos servirá como referencia para conocer si alcanzamos un aprovechamiento total de las capacidades del *heat pipe* en los estudios posteriores con el sistema ARTE. Dicho valor es el de una resistencia térmica global de $0,111 \text{ K/W}$ – resistencia de convección de $0,045 \text{ K/W}$ y resistencia del *heat pipe* de $0,065 \text{ K/W}$ –

4.3. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL DEL SISTEMA ARTE Y HEAT PIPE

Apartándonos del estudio del intercambiador de calor nos centramos ahora en la parte más intrínseca al concepto ARTE, el aprovechamiento del calor que se debe evacuar para generar energía eléctrica por medio de módulos termoeléctricos.

En nuestros prototipos utilizaremos los módulos termoeléctricos TG12-8 de *Marlow Industries, inc.* cuyas curvas de funcionamiento son las siguientes [10]:



Hot Side Temperature ($^\circ\text{C}$)	230	170	110
Cold Side Temperature ($^\circ\text{C}$)	50	50	50
Optimum Efficiency, η (%)	4.97	4.08	2.39
Optimum Power (W)	7.95	4.17	1.19
Optimum Voltage (V)	5.25	3.65	1.86
Load Resistance for Opt η (Ω)	3.46	3.20	2.90
Open Circuit Voltage, VOC (V)	9.43	6.48	3.27
Closed Circuit Current (A)	3.38	2.60	1.48
Thermal Resistance ($^\circ\text{C}/\text{W}$)	1.13	1.17	1.20

Figura 28: Tablas de funcionamiento de los módulos termoeléctricos

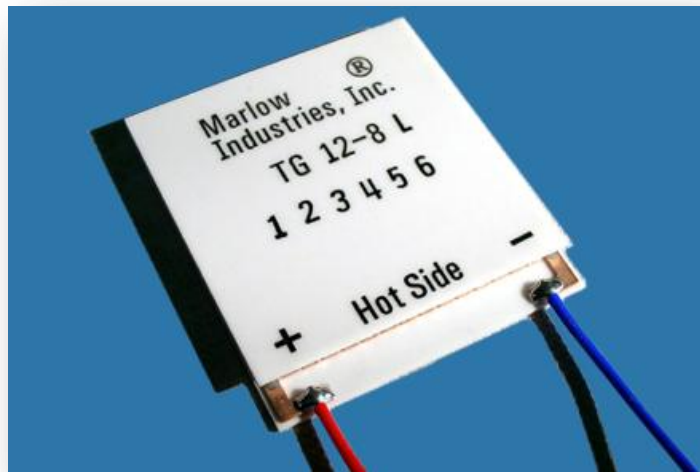


Figura 29: Módulo termoeléctrico TG12-8 [10]

Como vemos, la resistencia eléctrica interna de las placas es de unos $2,5 \Omega$, dado que el ventilador que usaremos en nuestros prototipos se comporta como una resistencia de aproximadamente 30Ω , vemos que para que nuestra aplicación funcione cerca de la eficiencia máxima y pueda mover el ventilador, es necesario que pongamos menos de 12 módulos, de otro modo el punto de funcionamiento quedaría a la izquierda del valor máximo de eficiencia y el ventilador trataría de pararse continuamente. Podría pensarse, en este caso, en poner el menor número de módulos posibles para disminuir el coste de la aplicación, sin embargo empeoraríamos la eficiencia y sobre todo la temperatura que alcanzaría el foco caliente. Para disminuir esta temperatura es necesario meter tantos módulos termoeléctricos como sea posible. Para nuestra aplicación, por limitaciones geométricas, hemos llegado al compromiso de poner seis. De esta forma, tenemos una resistencia de salida de 15Ω . En consecuencia, el punto de funcionamiento está en la zona estable de la curva ya que se encuentra a la derecha del máximo. A pesar de que el ventilador seleccionado tiene una resistencia a circuito abierto de 60Ω , el prototipo es capaz de comenzar a moverlo y una vez en movimiento la resistencia del ventilador cae a valores cercanos a 30Ω , acercándose de este modo al pico de óptima eficiencia. Tenemos un ratio de resistencia de carga de $30/15$ (2) que nos acerca mucho al punto de eficiencia máxima para funcionamiento estacionario, con lo que creemos haber acertado con el diseño.

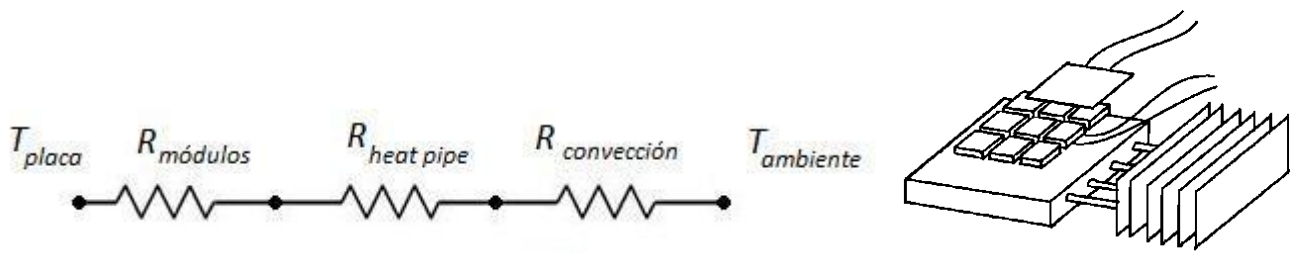


Figura 30: Analogía eléctrica

Como ya sabemos por proyectos anteriores, la mejor posición es sin duda la posición que llamamos “horizontal” y también conocemos para cada tipo de intercambiador cuál es la potencia máxima que podemos utilizar para no sobrepasar el límite de las resistencias (120 °C).

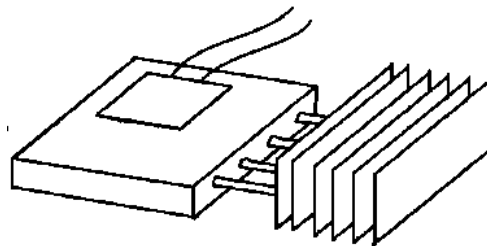


Figura 31: Posición horizontal

Para el prototipo ARTE, calculamos ahora cuál será la potencia térmica mínima necesaria para comenzar a mover el ventilador.

A través de los experimentos realizados al ventilador sabemos que son necesarios unos 5,5 V para que comience a moverse, dividiendo entre cada módulo vemos que necesitamos que cada módulo aporte aproximadamente 1 V de diferencia de potencial.

Mirando en la gráfica de funcionamiento de los módulos, para que obtengamos 1 V significa que debe pasar una potencia por cada módulo de aproximadamente unos

18 W térmicos (o lo que es lo mismo, un salto de temperaturas entre ambas caras de uno 20 °C) multiplicando por los 6 módulos utilizados, tenemos una potencia total de 108 W.

De esta forma somos capaces de diferenciar las dos zonas de un prototipo ARTE, una en la que la potencia térmica introducida no produce un salto de temperaturas suficiente como para que comience a moverse el ventilador y en consecuencia se empeore la disipación de calor (potencias inferiores a 100 W aproximadamente), y otra donde la potencia térmica introducida es suficiente para producir un salto de temperaturas lo bastante grande como para mover el ventilador y así mejorar la convección.

Una vez conocidos estos datos podemos dimensionar la potencia térmica que introduciremos al sistema (nuestra magnitud de entrada) de forma más precisa. Damos valores de 100 W, 150 W, 200 W y 250 W. La variable de salida que mediremos en este trabajo será la temperatura de diferentes puntos del sistema, usando para ello sondas de temperatura.

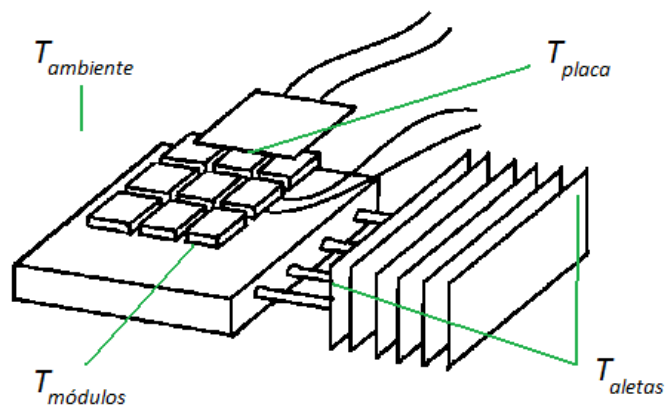


Figura 32: Posición y variables de medida de cada sonda

Para todos los casos las variables que utilizaremos a la hora de caracterizar el comportamiento térmico será la resistencia térmica entre el foco caliente (placa) y el ambiente. Sabiendo que esta resistencia total será suma de la resistencia de conducción en los módulos termoeléctricos, la resistencia del propio *heat pipe* y la resistencia de convección, veremos para cada caso también que magnitud adquieren estas últimas.

$$R_T = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{\dot{Q}}$$

$$R_{heat\ pipe} = \frac{T_{placa} - T_{aletas}}{\dot{Q}}$$

$$R_{módulos} = \frac{T_{placa} - T_{módulos}}{\dot{Q}}$$

$$R_{convección} = \frac{T_{aletas} - T_{ambiente}}{\dot{Q}} = \frac{1}{h \cdot A}$$

4.3.1. PRINCIPALES ELEMENTOS UTILIZADOS EN EL MONTAJE

Los elementos que hemos utilizado para la construcción y experimentación en este trabajo fin de grado son los siguientes:

Para su construcción:

- Resistencia eléctrica plana



- Placa de aluminio para ajustar todo el prototipo



- Aislante térmico de lana de roca



- 6 módulos termoeléctricos TG 12-8



- Pasta térmica
- Intercambiador de calor tipo tubo



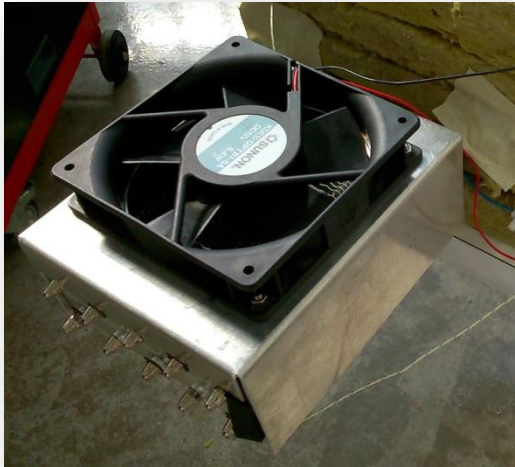
- Ventilador SUNON KDE1212PTB1-6^a (5,4W)



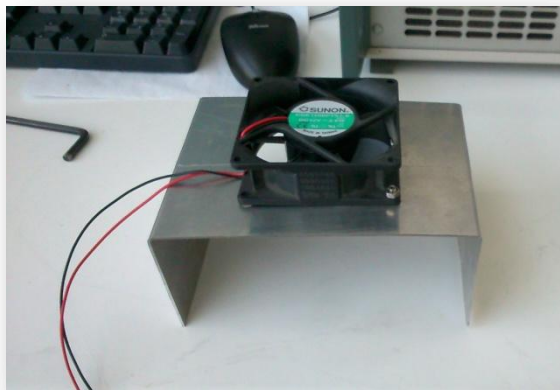
- Ventilador SUNON KDE1208PTS1-6 (2,6W)



- Túnel de viento *heat pipe*



- Túnel de viento disipador



- Tornillos y tuercas M6 y arandelas



Para el sensado y alimentación:

- Sondas de temperatura por contacto NiCr-Ni marca ALMEMO. El número varía en función del prototipo [11]



- Adquisidor de datos ALMEMO 2890-9 [11]



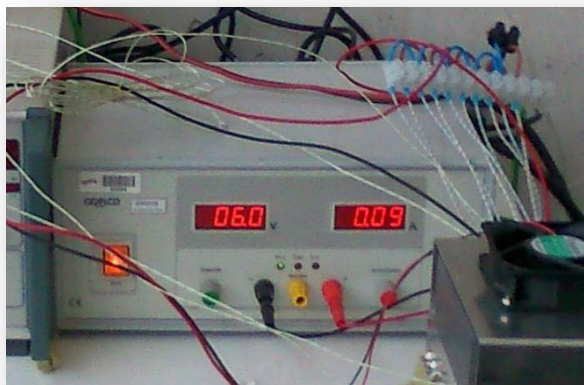
- Ordenador y Software "AMR Data Control 4.0"



- Fuente de alimentación para la resistencia térmica



- Fuente de alimentación auxiliar



- Voltímetro



Dado que hemos realizado dos experimentos a sistemas diferentes se explicará el montaje de cada uno de ellos y las diferencias entre uno y otro.

4.3.2. DESCRIPCIÓN DEL MONTAJE 1

El montaje número uno consiste en un dispositivo ARTE, formado por un intercambiador de tubos de calor al que añadimos un túnel de viento alimentado por 6 módulos termoeléctricos. El prototipo disipa el calor aportado por una resistencia eléctrica. Parte del sistema se encontrará aislado como se indicará más adelante.

Una de las primeras consideraciones a tener en cuenta es saber dónde colocaremos las distintas sondas de temperatura para poder medir así las magnitudes más interesantes, estas son, la temperatura de la placa (temperatura de la cara caliente de los módulos), la temperatura de los módulos (temperatura de la cara fría), la temperatura de las aletas y la temperatura ambiente.

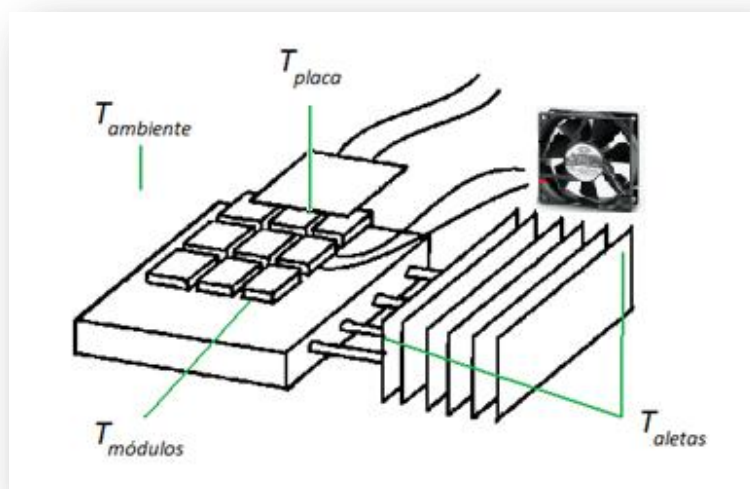


Figura 33: *Sondas de temperatura*

Comenzaremos el montaje de este prototipo colocando las sondas en los lugares indicados en la *Figura 33*, dado que se trata de sondas de temperatura por contacto es importante aplicar una fina capa de pasta conductora para así mejorar el contacto de las sondas y asegurar unas medidas precisas dentro de los rangos que

proporcionan. Colocamos también aislante en la punta de la sondas para fijarlas a las zonas que queremos sensar.

Colocaremos también pasta térmica sobre los módulos termoelectricos para asegurar un buen contacto y los uniremos a la resistencia térmica. Antes de colocar encima el *heat pipe* es necesario realizar las conexiones eléctricas entre los módulos. Como se menciona más adelante se hace una conexión en serie con la ayuda de regletas eléctricas.

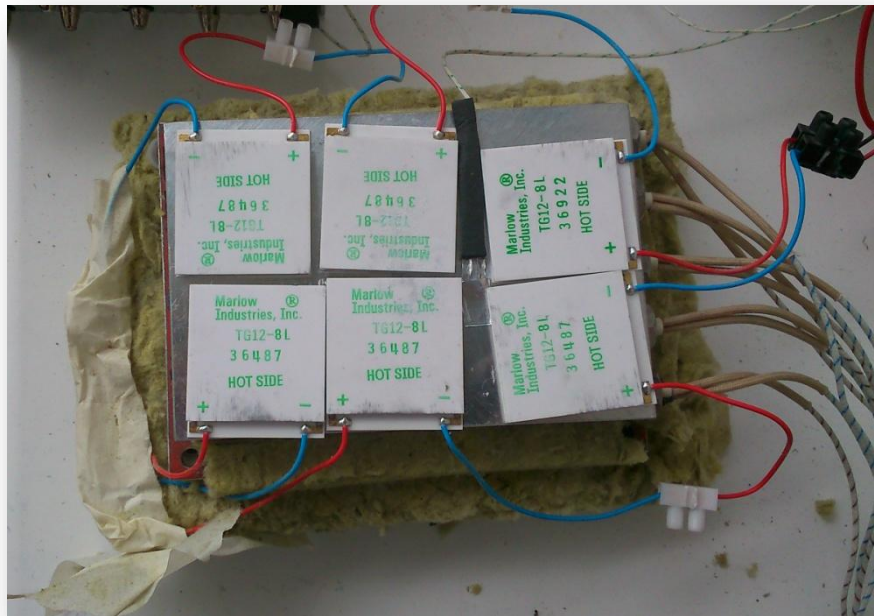


Figura 34: Resistencia térmica con la sonda y los módulos termoelectricos conectados

A continuación y cerciorándonos de que todos los módulos están correctamente posicionados, colocaremos el intercambiador encima de estos con su correspondiente sonda.

Apretamos todo el conjunto y asilamos el exterior con lana de roca para evitar así pérdidas de calor. Finalmente colocamos el túnel de viento sobre las aletas del ventilador y conectamos el ventilador a los módulos.

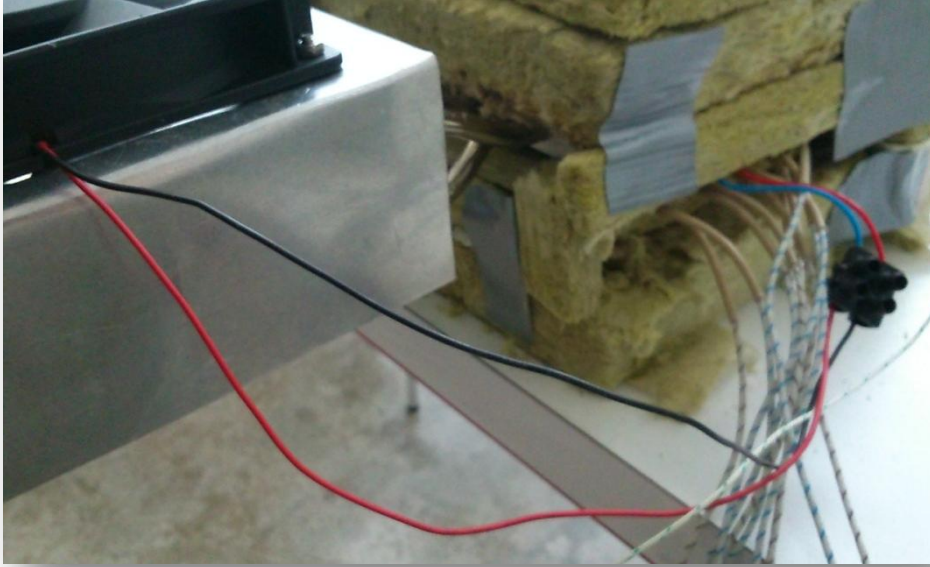


Figura 35: Conexión en serie del ventilador con los módulos termoeléctricos

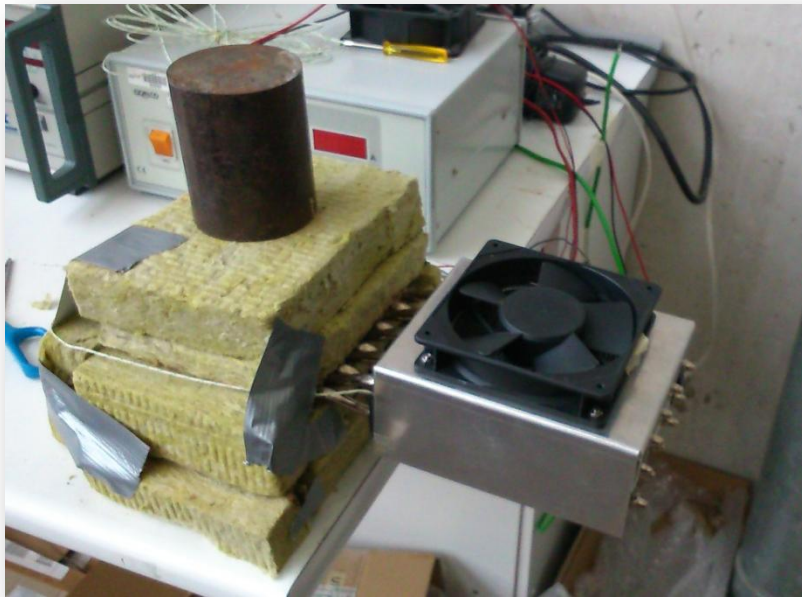


Figura 36: Montaje 1 finalizado

El esquema de las conexiones eléctricas es el siguiente:

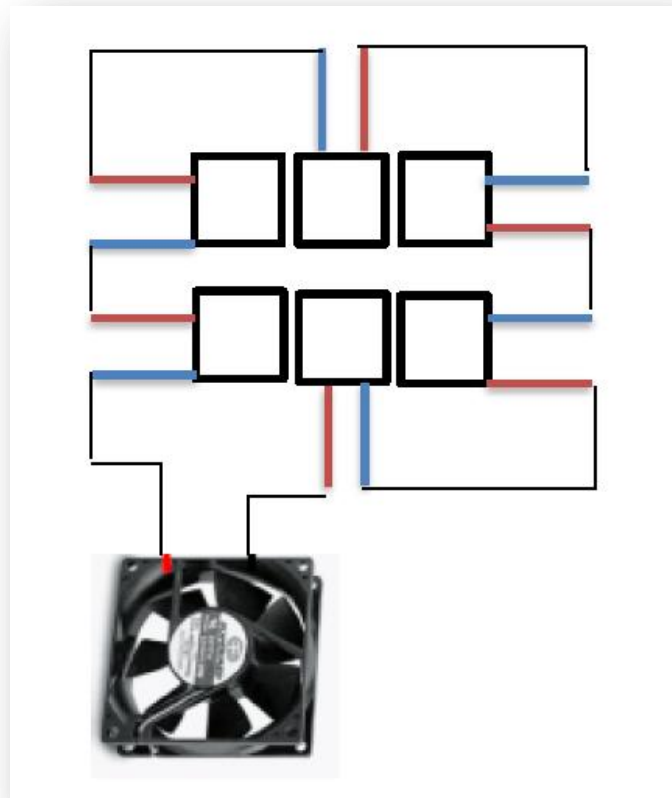


Figura 37: Esquema eléctrico montaje 1

Colocamos los módulos en serie para así conseguir una tensión suficiente para alimentar el ventilador.

4.3.3. DESCRIPCIÓN DEL MONTAJE 2

El montaje 2 es exactamente igual que el anterior pero con la diferencia de que le añadimos un nuevo disipador de aletas con su correspondiente túnel de viento. De esta forma se pretende mejorar la resistencia total del sistema ARTE. Añadimos además una nueva sonda de temperatura, la colocamos en la base del disipador de aletas para poder calcular así la resistencia de contacto y ajustar mejor los resultados.

Para ello es necesario aflojar todo el prototipo anterior para poder así acoplar el disipador de aletas, volvemos a apretar todo el conjunto y colocamos el nuevo túnel de viento. Finalmente se aísla la zona de la resistencia térmica y del *heat pipe* para evitar pérdidas de calor. Se hará una conexión de los ventiladores en paralelos por las razones que se indicarán más adelante.



Figura 38: *Montaje 2 finalizado*

El esquema de las conexiones eléctricas es el siguiente:

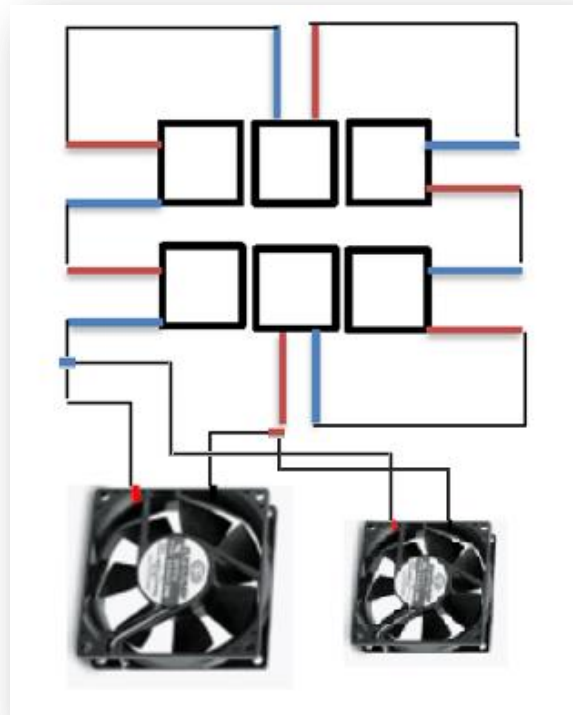


Figura 39: Esquema eléctrico montaje 2

Como ya habíamos mencionado en apartados anteriores la resistencia interna del ventilador que utilizamos en el montaje 1 es de unos 30Ω . Además añadimos el nuevo ventilador, más pequeño, y con una resistencia interna de unos 60Ω .

Conectamos ambos ventiladores en paralelo, lo hacemos para tener una resistencia interna menor. La resistencia eléctrica interna de los ventiladores será:

$$R_{T\text{ventilador}} = \frac{R_{\text{ventilador pequeño}} \cdot R_{\text{ventilador grande}}}{R_{\text{ventilador pequeño}} + R_{\text{ventilador grande}}} = \frac{60 \cdot 30}{60 + 30} = 20 \Omega$$

Si los conectamos en serie la resistencia que tendríamos sería de 90Ω , demasiado grande, se nos iría demasiado a la derecha de la curva de potencia donde obtenemos eficiencias muy malas.

Tenemos un ratio de resistencia de carga de $20/15$ (1,33) que nos acerca mucho al punto de eficiencia máxima, más incluso que en el montaje 1 por lo que la adición de este nuevo ventilador es si cabe más beneficiosa aún.

4.4. ESTUDIO PREVIO. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE DISIPACIÓN

Realizamos una serie de ensayos en el laboratorio con el objetivo de calcular la resistencia del disipador de aletas que posteriormente usaremos en el montaje 2 de nuestra instalación ARTE. El valor de esta resistencia solo se puede calcular de forma experimental y es necesario para realizar los cálculos teóricos del montaje 2.

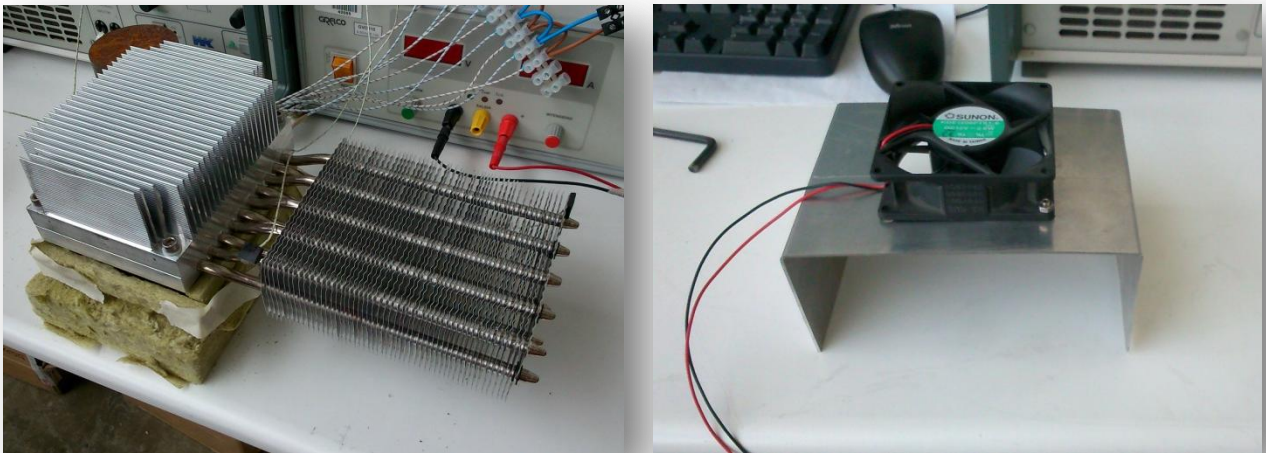


Figura 40: Disipador de aletas y túnel de viento con su correspondiente ventilador

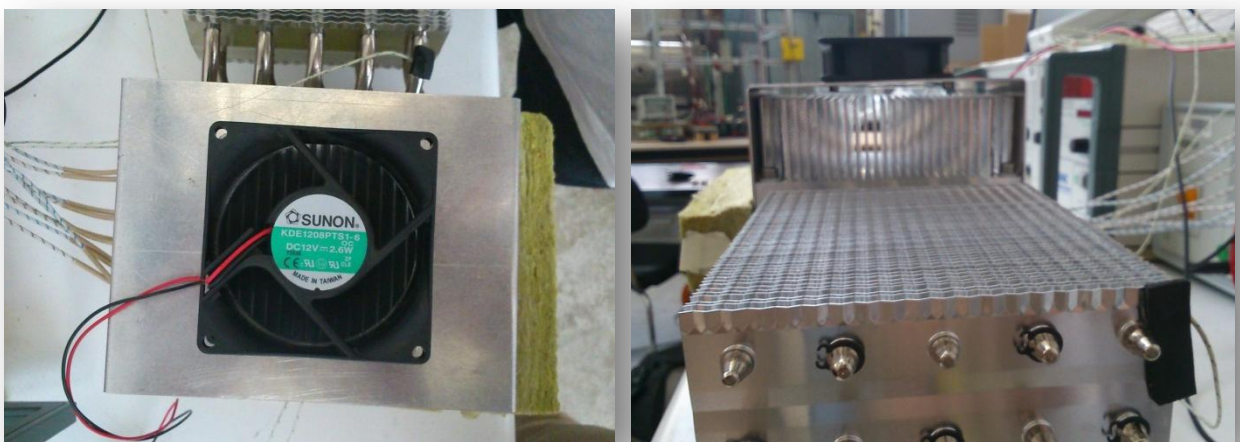
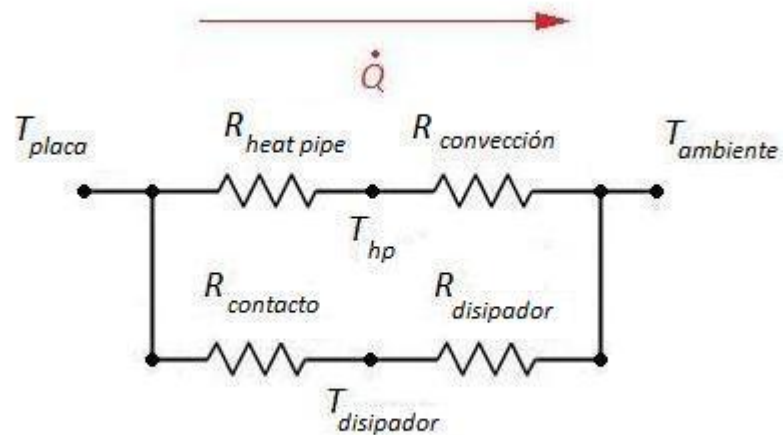


Figura 41: Disipador de aletas en convección forzada

En estos ensayos obtenemos todos los saltos de temperatura necesarios mediante una serie de sondas de temperatura colocadas en los lugares indicados a continuación en el siguiente esquema de resistencias térmicas:



Podríamos haber calculado la resistencia ensayando únicamente el disipador de aletas pero decidimos aprovechar los montajes ya realizados con el objetivo de economizar tiempo. Esto hace que el cálculo de la resistencia del disipador sea algo más tedioso pero compensa con creces el tiempo ahorrado en los ensayos.

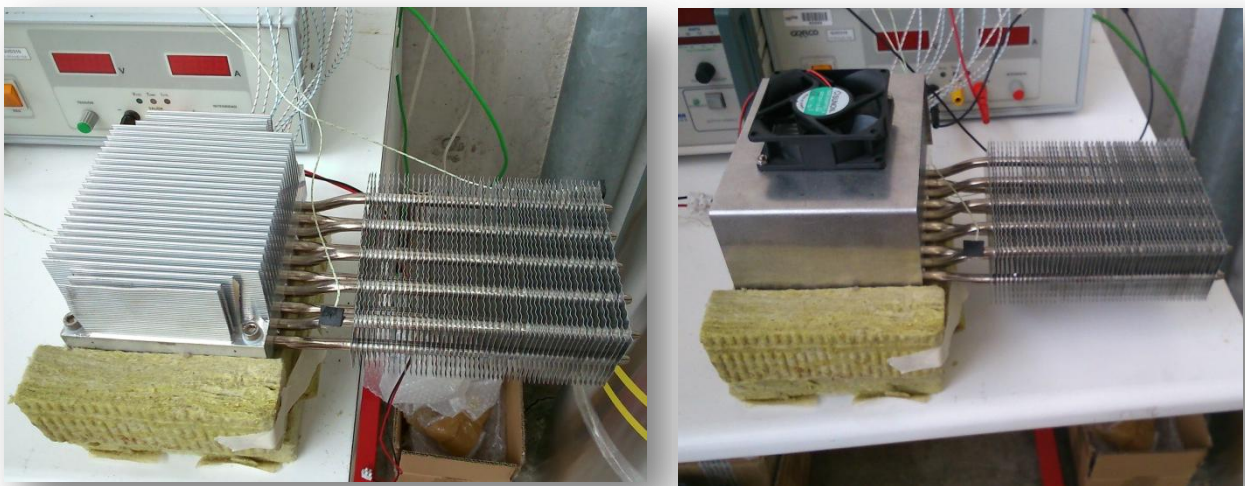


Figura 42: Ensayos para el cálculo de la resistencia del disipador en convección natural y forzada

Una vez realizados los distintos ensayos, las temperaturas obtenidas por las distintas sondas son las siguientes:

Disipador Grande	T placa	T inicio hp	T final hp	T hp *	T disipador	T amb	R total*
Convección Natural	65,8	61,5	56,3	58,9	61,6	22,5	0,433
Convección Forzada 6V	49,7	46,1	42,4	44,3	42,8	22,3	0,274
Convección Forzada 12V	48,1	44,4	41,3	42,9	40,6	23,7	0,244

*T hp **: Calculada mediante la media de las dos temperaturas tomadas en aletas opuestas del heat pipe.

*R total**: Calculadas mediante la diferencia de temperaturas total y el flujo de calor conocido de 100 W

Con estos datos y suponiendo una de las resistencias podemos calcular cada uno de los flujos que se dividen por ambas ramas de resistencias, y con ellos tendremos todas las resistencias. Después comprobamos los resultados con la resistencia total e iteramos en caso de ser necesario. Realizamos el primer caso.

- **Caso 1: Convección Natural**

Suponemos $R_{hp} = 0,08 \text{ K/W}$ luego el flujo de calor que atraviesa la primera rama será:

$$\dot{Q}_1 = \frac{T_{placa} - T_{hp}}{R_{hp}} = \frac{65,8 - 58,9}{0,08 \text{ K/W}} = 86,25 \text{ W}$$

Como conocemos el flujo total $\dot{Q}_T = 100 \text{ W}$ podemos calcular el flujo que recorre la segunda rama de resistencias:

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_T - \dot{Q}_1 = 13,75 \text{ W}$$

Con ambos flujos calculamos todas las resistencias

$$R_{convección} = \frac{T_{hp} - T_{ambiente}}{\dot{Q}_1} = \frac{58,9 - 22,5}{86,25} = 0,42 \text{ K/W}$$

$$R_{contacto} = \frac{T_{placa} - T_{disipador}}{\dot{Q}_2} = \frac{65,8 - 61,6}{13,75} = 0,3 \text{ K/W}$$

$$R_{disipador} = \frac{T_{disipador} - T_{ambiente}}{\dot{Q}_2} = \frac{61,6 - 22,5}{13,75} = 2,84 \text{ K/W}$$

Como conocemos la resistencia total y las resistencias están en serie una con otra y ambas ramas en paralelo comprobamos la suposición realizada:

$$\begin{aligned} R_{total} &= \frac{(R_{hp} + R_{convección}) \cdot (R_{contacto} + R_{disipador})}{(R_{hp} + R_{convección}) + (R_{contacto} + R_{disipador})} \\ &= \frac{(R_{hp} + 0,42) \cdot (0,3 + 2,84)}{(R_{hp} + 0,42) + (0,3 + 2,84)} = 0,433 \text{ K/W} \rightarrow \\ &\rightarrow R_{hp} = 0,082 \text{ K/W} \end{aligned}$$

Realizamos una iteración para comprobar el anterior resultado, partimos de $R_{hp} = 0,082 \text{ K/W}$

$$\dot{Q}_1 = 84,14 \text{ W} ; \dot{Q}_2 = 15,86 \text{ W}$$

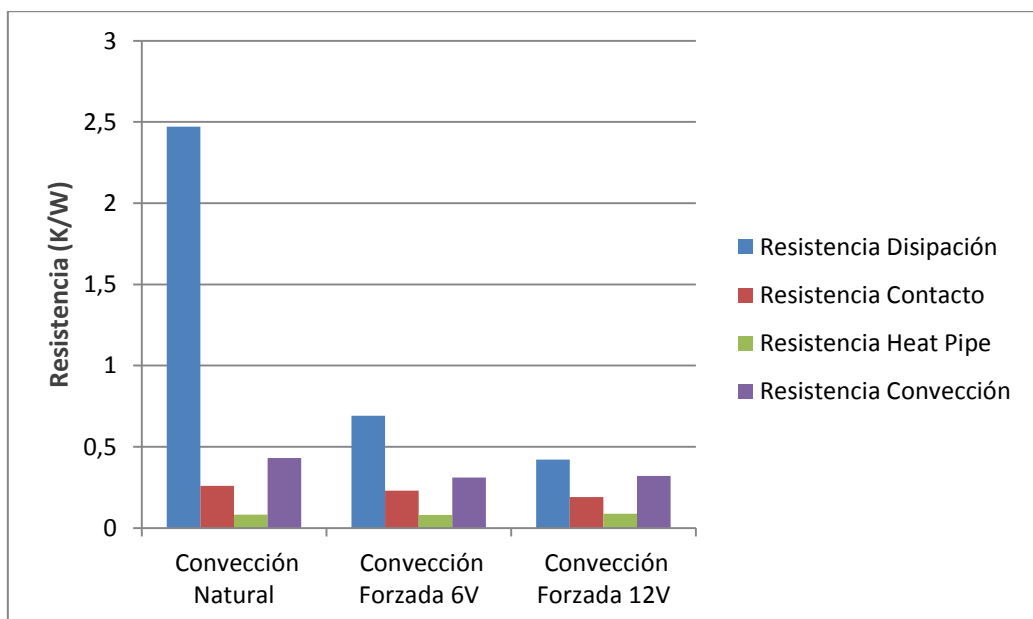
$$R_{convección} = 0,43 \text{ K/W} ; R_{contacto} = 0,26 \text{ K/W} ; R_{disipador} = 2,46 \text{ K/W}$$

$$R_{total} = \frac{(R_{hp} + 0,43) \cdot (0,26 + 2,47)}{(R_{hp} + 0,43) + (0,26 + 2,47)} = 0,433 \text{ K/W} \rightarrow R_{hp} = 0,082 \text{ K/W}$$

Si repetimos este mismo proceso con los ensayos en convección forzada, obtendremos la resistencia del disipador para dos tensiones diferentes del ventilador, valores necesarios para los cálculos teóricos del montaje 2.

Disipador/Situación	Resistencia disipación (K/W)	Resistencia de contacto (K/W)
Convección Natural	2,47	0,26
Convección Forzada 6V	0,69	0,23
Convección Forzada 12V	0,42	0,19

Disipador/Situación	Resistencia Hp (K/W)	Resistencia Convección (K/W)
Convección Natural	0,082	0,43
Convección Forzada 6V	0,08	0,31
Convección Forzada 12V	0,087	0,32



A la luz de la anterior gráfica, podemos ver como la resistencia del disipador disminuye drásticamente al pasar de convección natural a convección forzada. Como era de esperar la resistencia del disipador disminuye al aumentar la tensión pues el flujo másico de aire también aumentará.

Lo mismo ocurre con la resistencia de convección, disminuye al pasar a convección forzada, sin embargo una vez cambiada la configuración la resistencia se mantiene prácticamente constante. En teoría la resistencia de convección no debería variar pues el túnel de viento se añade al disipador y no al *heat pipe*, la pequeña variación puede deberse a la afección del flujo de aire a toda la instalación.

Tanto la resistencia de *heat pipe* como la de contacto se mantienen prácticamente constantes en los tres ensayos. Hemos añadido esta resistencia de contacto entre la resistencia térmica y el disipador para ajustar lo máximo posible los resultados.

5. RESULTADOS Y ANÁLISIS

En primer lugar calculamos de forma teórica el salto de temperaturas que tendremos entre la placa calefactora y el ambiente. Conociendo el flujo de calor, que será un dato de partida, podremos obtener así la resistencia total del sistema ARTE para luego poder compararla con los datos obtenidos de forma experimental en el laboratorio.

5.1. RESULTADOS TEÓRICOS

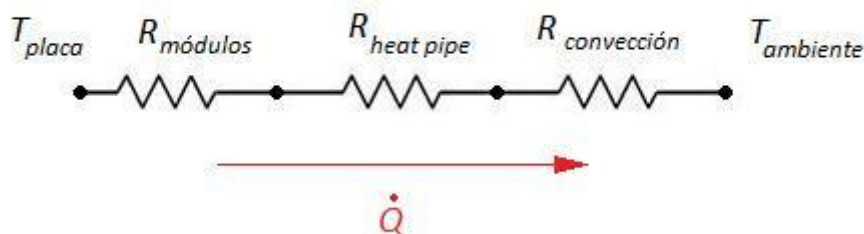
5.1.1. MONTAJE 1

Datos de partida

$$R_{\text{heat pipe}} = 0,065 \text{ (cte)} \text{ K/W}$$

$$R_{\text{convección}} = 0,063 \text{ K/W para } 6 \text{ V y } 0,046 \text{ K/W para } 12 \text{ V}$$

Flujo de calor = 100 W



Suponemos que tendremos una caída de tensión en los módulos de 6 V por tanto la resistencia de convección que tendremos (obtenida experimentalmente) será:

$$R_{convección} = 0,063 \text{ K/W}$$

Además conocemos (también obtenida de forma experimental), la resistencia del *heat pipe* (constante):

$$R_{heat\ pipe} = 0,065 \text{ K/W}$$

Suponemos además un salto de temperatura en los módulos de 60 °C, luego la resistencia de cada módulo proporcionada por el fabricante será $R_{cada\ módulo} = 1,20 \text{ K/W}$

Como tenemos 6 módulos en paralelo (resistencia térmica), la resistencia total de los mismos será:

$$\frac{1}{R_{módulos}} = \sum \frac{1}{R_{cada\ módulo}} \rightarrow R_{módulos} = 0,2 \text{ K/W}$$

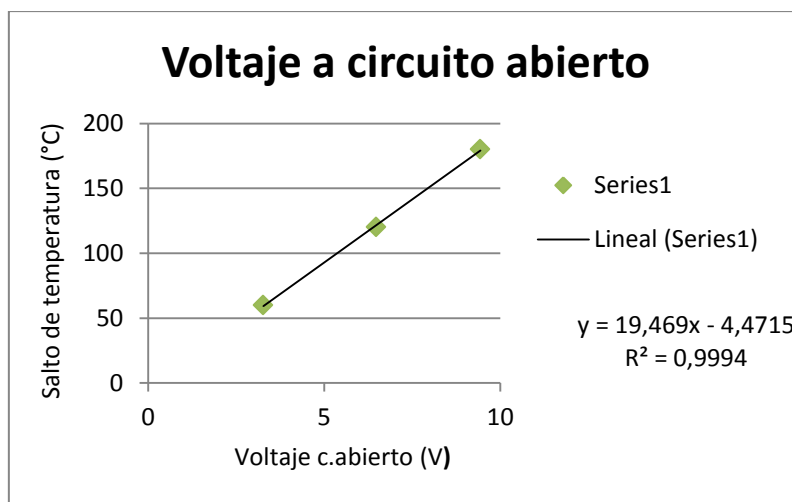
Con todas las resistencias podemos obtener la resistencia total y con ella el salto de temperatura total:

$$R_{total} = R_{módulos} + R_{heat\ pipe} + R_{convección} = 0,328 \text{ K/W}$$

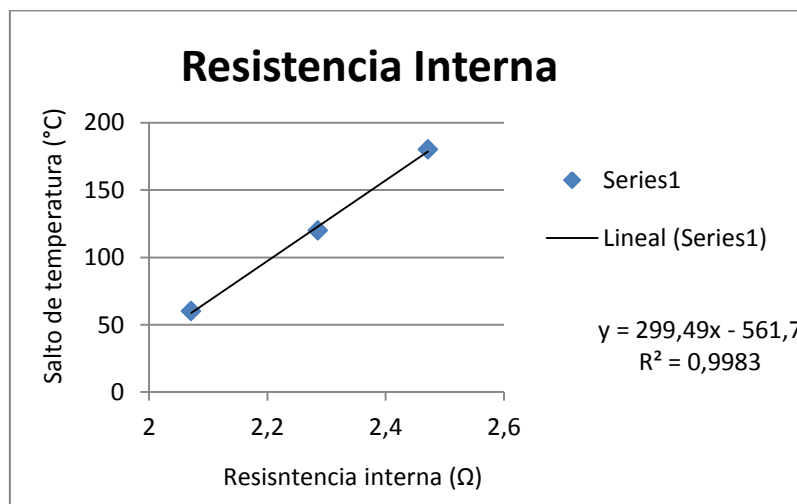
$$\dot{Q} = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{R_{Total}} \rightarrow 100 \text{ W} = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{0,328 \text{ K/W}}$$

$$T_{placa} - T_{ambiente} = 32,8 \text{ °C}$$

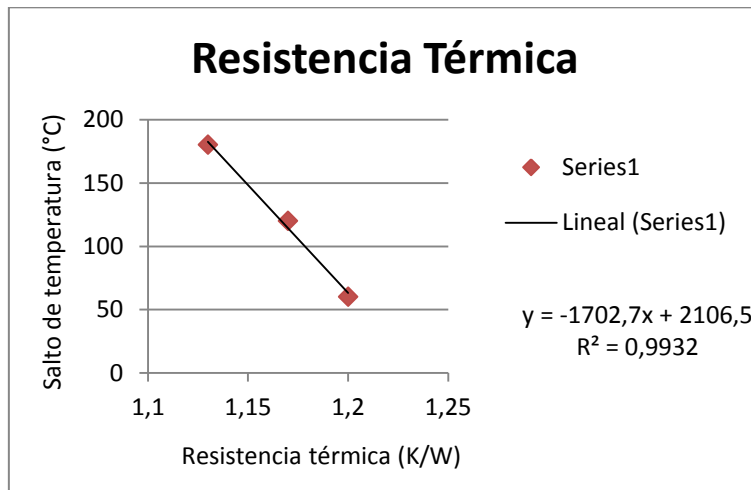
En realidad el salto de temperaturas en los módulos no será de 60 °C sino de 20 °C, tenemos por tanto que recalculamos la resistencia con este salto de temperatura, para ello interpolamos los datos que nos proporciona el fabricante obteniendo el voltaje a circuito abierto de cada módulo, la resistencia interna de cada módulo y la resistencia térmica de los mismos.



$$E_{c.abierto}(20^{\circ}\text{C}) = 1,257 \text{ V}$$



$$R_o(20^{\circ}\text{C}) = 1,942 \Omega$$



$$R_{cada\ módulo}(20^{\circ}\text{C}) = 1,2254 \text{ K/W}$$

Con estos nuevos datos podemos calcular el voltaje real del ventilador, como tenemos seis módulos conectados en serie:

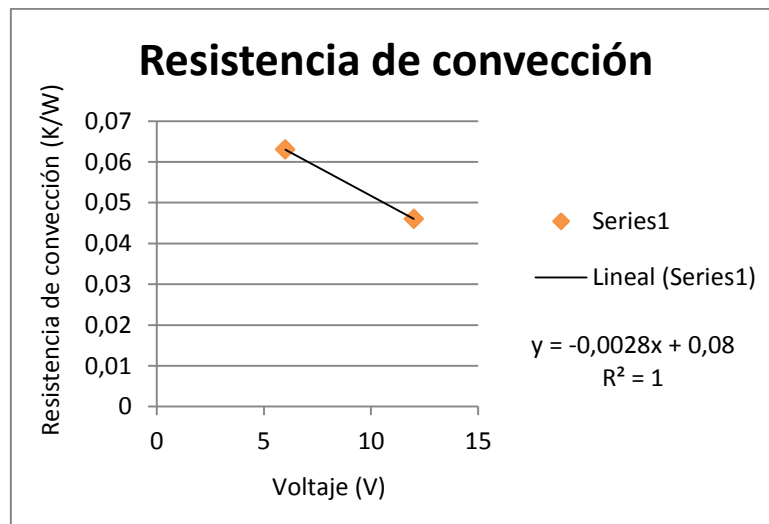
$$E_{c.abierto}(20^{\circ}\text{C}) = 6 \cdot 1,257 \text{ V} = 7,542 \text{ V}$$

$$R_o(20^{\circ}\text{C}) = 6 \cdot 1,942 \Omega = 11,652 \Omega$$

Sabemos además que la resistencia de carga del ventilador es de 30Ω , mediante un divisor de resistencias obtenemos el voltaje que cae en nuestro ventilador (habíamos supuesto 6 V):

$$E_{\text{ventilador}} = \frac{E_{c.\text{abierto}} \cdot R_{\text{Load}}}{R_{\text{Load}} + R_o} = \frac{7,542 \cdot 30}{30 + 11,652} = 5,43 \text{ V}$$

No caen 6 V sino menos, por tanto tenemos que recalculamos la resistencia total con esos 5,43 V.



$$R_{\text{convección}}(5,43 \text{ V}) = 0,065 \text{ K/W}$$

Como son 20 °C y no 60 también varía la resistencia de los módulos

$$R_{\text{módulos}} = 0,2042 \text{ K/W}$$

La nueva resistencia total será

$$R_{total} = R_{módulos} + R_{heat\ pipe} + R_{convección} = 0,3342\ K/W$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{R_{Total}} \rightarrow 100\ W = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{0,3342\ K/W}$$

Luego el salto de temperatura que tendremos para ese flujo de calor establecido será

$$T_{placa} - T_{ambiente} = 33,42\ ^\circ C$$

Iteramos con este salto de temperatura para comprobar la veracidad del mismo, el salto de temperatura en los módulos será de 20,42 °C

$$E_{c.abierto}(20,42^\circ C) = 1,279\ V$$

$$R_o(20,42^\circ C) = 1,944\ \Omega$$

$$R_{cada\ módulo}(20,42^\circ C) = 1,2252\ K/W$$

$$E_{c.abierto}(20,42^\circ C) = 6 \cdot 1,279\ V = 7,674\ V$$

$$R_o(20,42^\circ\text{C}) = 6 \cdot 1,944 \Omega = 11,664 \Omega$$

$$E_{\text{ventilador}} = \frac{E_{c.\text{abierto}} \cdot R_{\text{Load}}}{R_{\text{Load}} + R_o} = \frac{7,674 \cdot 30}{30 + 11,664} = 5,53 \text{ V}$$

$$R_{\text{convección}}(5,53 \text{ V}) = 0,065 \text{ K/W}$$

$$R_{\text{módulos}} = 0,2042 \text{ K/W}$$

$$R_{\text{total}} = R_{\text{módulos}} + R_{\text{heat pipe}} + R_{\text{convección}} = 0,3342 \text{ K/W}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{ambiente}}}{R_{\text{total}}} \rightarrow 100 \text{ W} = \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{ambiente}}}{0,3342 \text{ K/W}}$$

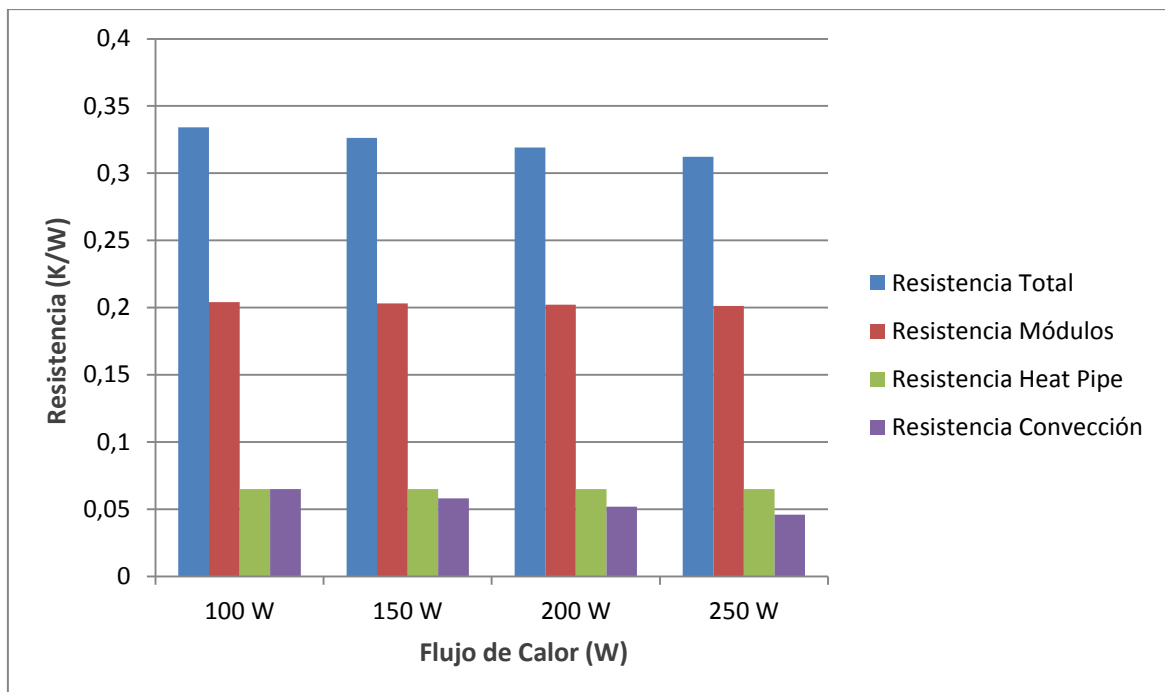
Luego el salto de temperatura que tendremos para ese flujo de calor, dando por buena la iteración, será:

$$T_{\text{placa}} - T_{\text{ambiente}} = 33,4^\circ\text{C}$$

Si repetimos este proceso para distintos flujos de calor, obtendremos los siguientes datos:

Datos Teóricos					
Flujo de calor \dot{Q} (W)	Salto de temperatura (°C)	Resistencia Total (K/W)	Resistencia módulos (K/W)	Resistencia HP (K/W)	Resistencia Conv (K/W)
100	33,4	0,3342	0,2042	0,065	0,065
150	48,9	0,3262	0,2032	0,065	0,058
200	63,8	0,3192	0,2022	0,065	0,052
250	78,1	0,3123	0,2013	0,065	0,046

Si representamos los resultados obtenidos de forma analítica en una gráfica podremos ver de forma muy intuitiva que es lo que ocurre para cada uno de los flujos de calor impuestos.



Como era de esperar al aumentar el flujo de calor disminuye la resistencia total, vemos además como la mayor parte de la resistencia térmica es debida a la conducción en los módulos termoeléctricos que además se mantiene prácticamente constante para los cuatro flujos de calor. Dado que la resistencia del *heat pipe* es constante se deduce que la mejora en la resistencia total se debe a la disminución en la resistencia de convección que como vemos, es además la más pequeña en todos los casos.

Viendo cómo la mayor parte de la resistencia es debida a la conducción de los módulos nos preguntamos si sería posible una mejora aún mayor mejorando este aspecto. Esto se tratará más adelante en las distintas líneas de futuro con varios planteamientos posibles.

El siguiente paso es el cálculo teórico de los distintos saltos de temperatura para el segundo montaje, una vez tengamos las distintas resistencias podremos compararlas con los del primer prototipo y ver así que diferencias hay entre ambos.

5.1.2. MONTAJE 2

Como ya hemos señalado en apartados anteriores, para este segundo montaje se añade un disipador de aletas con su correspondiente túnel de viento. Los datos de partida se han calculado experimentalmente en el laboratorio.

Al igual que en el anterior montaje describimos el cálculo para un flujo de calor y después vamos variando ese flujo obteniendo los distintos saltos de temperatura.

Datos de partida

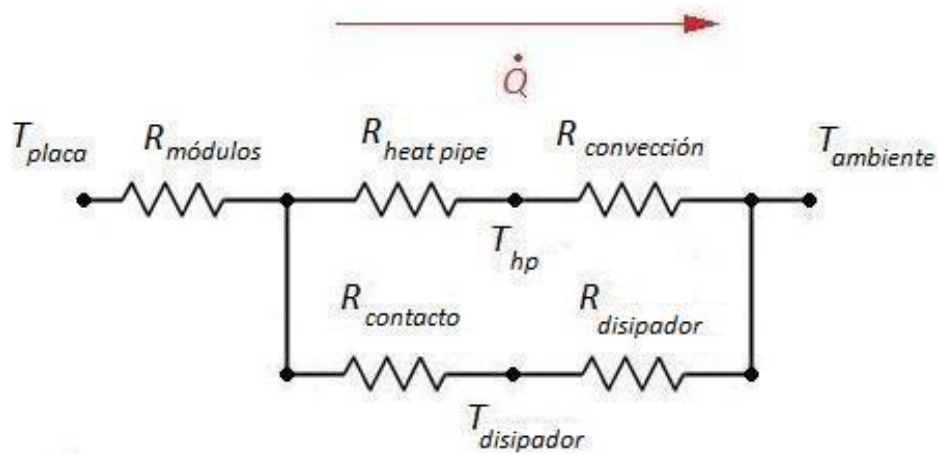
$$R_{heat\ pipe} = 0,065\ K/W$$

$$R_{convección} = 0,063\ K/W\ para\ 6\ V\ y\ 0,046\ K/W\ para\ 12\ V$$

$$R_{contacto} = 0,2\ K/W$$

$$R_{disipador} = 0,69 \text{ K/W para } 6 \text{ V y } 0,42 \text{ K/W para } 12 \text{ V}$$

Flujo de calor (W) = 100 W



Suponemos que tendremos una caída de tensión en los módulos de 6 V por tanto las resistencias que tendremos (obtenidas experimentalmente) serán:

$$R_{convección} = 0,063 \text{ K/W} ; R_{disipador} = 0,69 \text{ K/W}$$

Además conocemos (también obtenidas de forma experimental), las resistencias de contacto y *heat pipe* (ambas constantes):

$$R_{heat\ pipe} = 0,065 \text{ K/W} ; R_{contacto} = 0,2 \text{ K/W}$$

Suponemos además un salto de temperatura en los módulos de 60 °C, luego la resistencia de cada módulo proporcionada por el fabricante será $R_{cada\ módulo} = 1,20 \text{ K/W}$

Como tenemos 6 módulos en paralelo (resistencia térmica), la resistencia total de los mismos será:

$$\frac{1}{R_{\text{módulos}}} = \sum \frac{1}{R_{\text{cada módulo}}} \rightarrow R_{\text{módulos}} = 0,2 \text{ K/W}$$

Con todas las resistencias podemos obtener la resistencia total y con ella el salto de temperatura total:

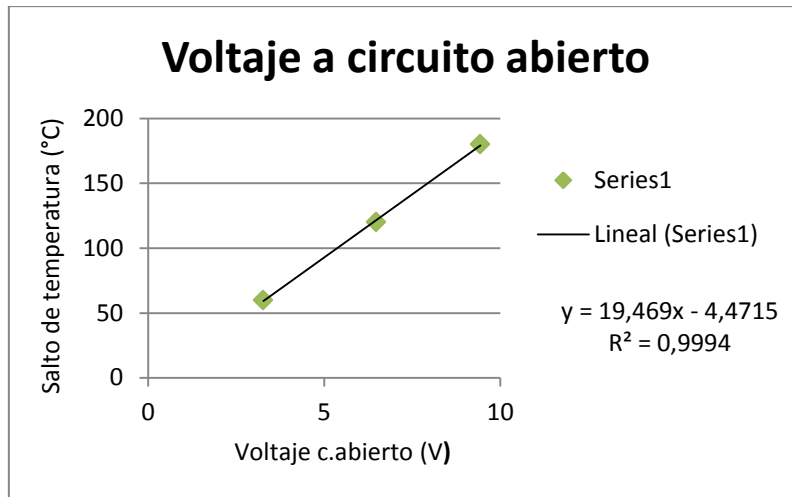
$$R_{\text{total}} = R_{\text{módulos}} + \frac{(R_{\text{heat pipe}} + R_{\text{convección}}) \cdot (R_{\text{contacto}} + R_{\text{disipador}})}{(R_{\text{heat pipe}} + R_{\text{convección}}) + (R_{\text{contacto}} + R_{\text{disipador}})}$$

$$= 0,2 + \frac{(0,065 + 0,063) \cdot (0,2 + 0,69)}{(0,065 + 0,063) + (0,2 + 0,69)} = 0,3119 \text{ K/W}$$

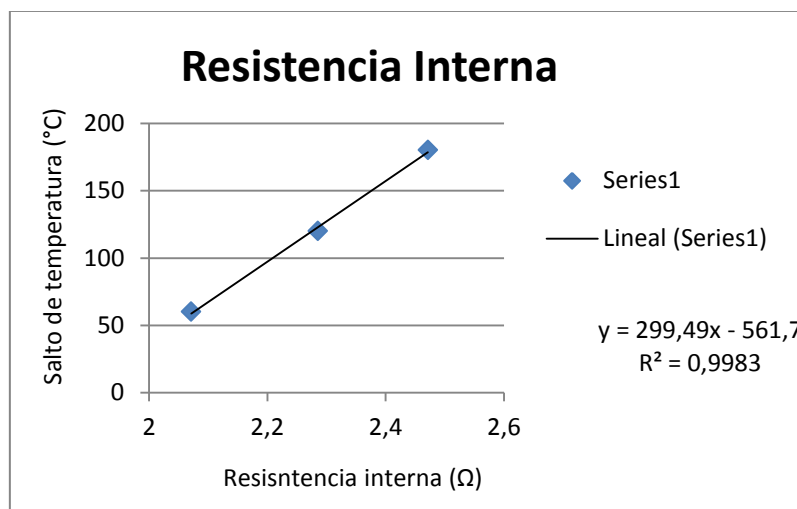
$$\dot{Q} = \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{ambiente}}}{R_{\text{total}}} \rightarrow 100 \text{ W} = \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{ambiente}}}{0,3119 \text{ K/W}}$$

$$T_{\text{placa}} - T_{\text{ambiente}} = 31,19 \text{ °C}$$

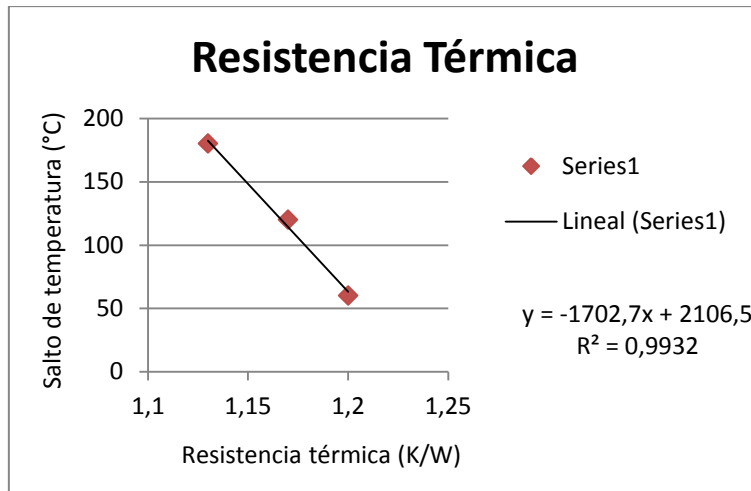
En realidad el salto de temperaturas en los módulos no será de 60 °C sino de 20 °C, tenemos por tanto que recalcular las resistencia con éste salto de temperatura, para ello interpolamos los datos que nos proporciona el fabricante obteniendo el voltaje a circuito abierto de cada módulo, la resistencia interna de cada módulo y la resistencia térmica de los mismos.



$$E_{c.abierto}(20^{\circ}\text{C}) = 1,257 \text{ V}$$



$$R_o(20^{\circ}\text{C}) = 1,942 \Omega$$



$$R_{cada\ módulo}(20^{\circ}C) = 1,2254\ K/W$$

Con estos nuevos datos podemos calcular el voltaje real que cae en los ventiladores en paralelo, como tenemos seis módulos conectados en serie:

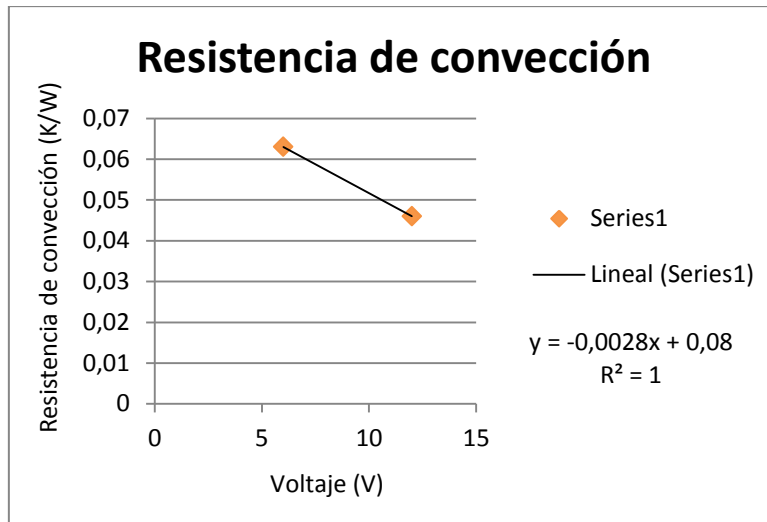
$$E_{c.abierto}(20^{\circ}C) = 6 \cdot 1,257\ V = 7,542\ V$$

$$R_o(20^{\circ}C) = 6 \cdot 1,942\ \Omega = 11,652\ \Omega$$

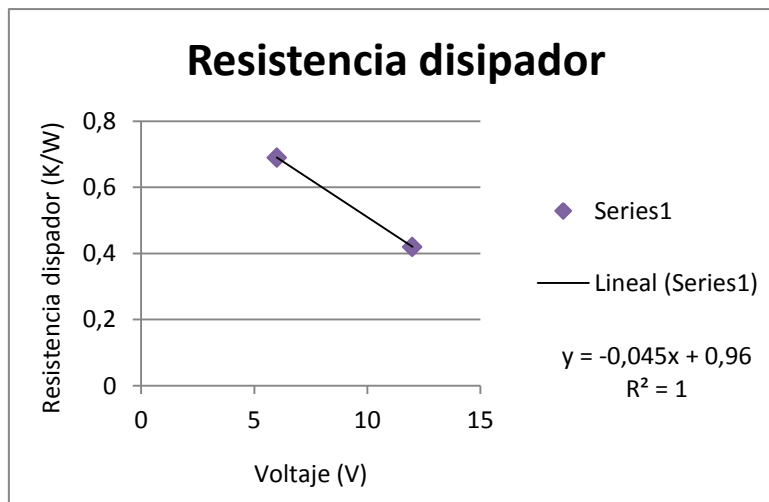
Sabemos además que la resistencia de carga del ventilador es de 20 Ω (ventilador grande y pequeño en paralelo), mediante un divisor de resistencias obtenemos el voltaje que cae en nuestro ventilador (habíamos supuesto 6 V):

$$E_{ventilador} = \frac{E_{c.abierto} \cdot R_{Load}}{R_{Load} + R_o} = \frac{7,542 \cdot 20}{20 + 11,652} = 4,77\ V$$

No caen 6 V sino menos, por tanto tenemos que recalcular la resistencia total con esos 4,77 V.



$$R_{convección}(4,77 V) = 0,067 \text{ K/W}$$



$$R_{disipador}(4,77 V) = 0,75 \text{ K/W}$$

Como son 20 °C y no 60 también varía la resistencia de los módulos

$$R_{módulos} = 0,2042 \text{ K/W}$$

La nueva resistencia total será

$$R_{total} = R_{módulos} + \frac{(R_{heat\ pipe} + R_{convección}) \cdot (R_{contacto} + R_{disipador})}{(R_{heat\ pipe} + R_{convección}) + (R_{contacto} + R_{disipador})}$$

$$= 0,2042 + \frac{(0,065 + 0,067) \cdot (0,2 + 0,75)}{(0,065 + 0,067) + (0,2 + 0,75)} = 0,32 \text{ K/W}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{R_{Total}} \rightarrow 100 \text{ W} = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{0,32 \text{ K/W}}$$

Luego el salto de temperatura que tendremos para ese flujo de calor establecido será

$$T_{placa} - T_{ambiente} = 32 \text{ °C}$$

Iteramos con este salto de temperatura para comprobar la veracidad del mismo, el salto de temperatura en los módulos será de 20,42 °C

$$E_{c.abierto}(20,42\text{°C}) = 1,279 \text{ V}$$

$$R_o(20,42\text{°C}) = 1,944 \text{ } \Omega$$

$$R_{cada\ módulo}(20,42\text{°C}) = 1,2252 \text{ K/W}$$

$$E_{c.abierto}(20,42\text{°C}) = 6 \cdot 1,279 \text{ V} = 7,674 \text{ V}$$

$$R_o(20,42\text{°C}) = 6 \cdot 1,944 \text{ } \Omega = 11,664 \text{ } \Omega$$

$$E_{ventilador} = \frac{E_{c.abierto} \cdot R_{Load}}{R_{Load} + R_o} = \frac{7,674 \cdot 20}{20 + 11,664} = 4,85 \text{ V}$$

$$R_{convección}(4,85 \text{ V}) = 0,066 \text{ K/W}$$

$$R_{disipador}(4,85 V) = 0,74 \text{ K/W}$$

$$R_{módulos} = 0,2042 \text{ K/W}$$

$$R_{total} = R_{módulos} + \frac{(R_{heat\ pipe} + R_{convección}) \cdot (R_{contacto} + R_{disipador})}{(R_{heat\ pipe} + R_{convección}) + (R_{contacto} + R_{disipador})}$$

$$= 0,2042 + \frac{(0,065 + 0,066) \cdot (0,2 + 0,74)}{(0,065 + 0,066) + (0,2 + 0,74)} = 0,319 \text{ K/W}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{R_{Total}} \rightarrow 100 \text{ W} = \frac{T_{placa} - T_{ambiente}}{0,319 \text{ K/W}}$$

Luego el salto de temperatura que tendremos para ese flujo de calor, dando por buena la iteración, será:

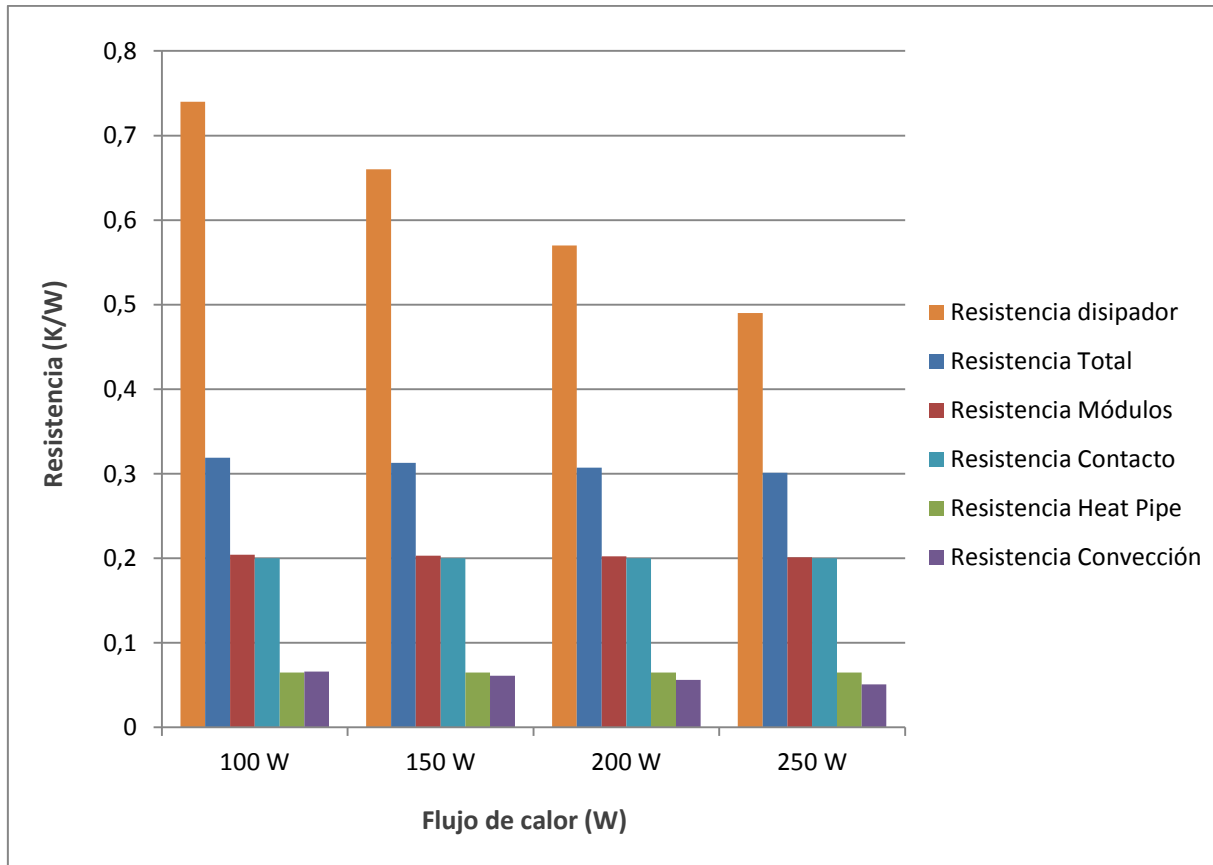
$$T_{placa} - T_{ambiente} = 31,9 \text{ °C}$$

Si repetimos este proceso para distintos flujos de calor, obtendremos los siguientes datos:

Datos Teóricos							
Flujo \dot{Q} (W)	Salto de temperatura (°C)	Res Total (K/W)	Res módulos (K/W)	Res HP (K/W)	Res Conv (K/W)	Res Cont (K/W)	Res Disp (K/W)
100	31,9	0,319	0,2042	0,065	0,066	0,2	0,74
150	47,0	0,313	0,2032	0,065	0,061	0,2	0,66
200	61,3	0,307	0,2022	0,065	0,056	0,2	0,57
250	75,2	0,301	0,2013	0,065	0,051	0,2	0,49

Como se puede ver en la anterior tabla resumen, nos han aparecido dos nuevas resistencias, una resistencia de contacto entre el disipador de aletas y el *heat pipe* y la resistencia del propio disipador.

Representamos de nuevo todos estos valores en una gráfica para así poder compararlos de forma intuitiva.



Como ya ocurría en el montaje anterior la resistencia térmica total disminuye a medida que aumentamos el flujo de calor, pues al hacerlo aumenta el salto de temperatura en los módulos termoeléctricos y la tensión que proporcionan es mayor. Por tanto el flujo másico de aire en la convección forzada de los dos ventiladores es mayor disminuyendo así la resistencia de convección.

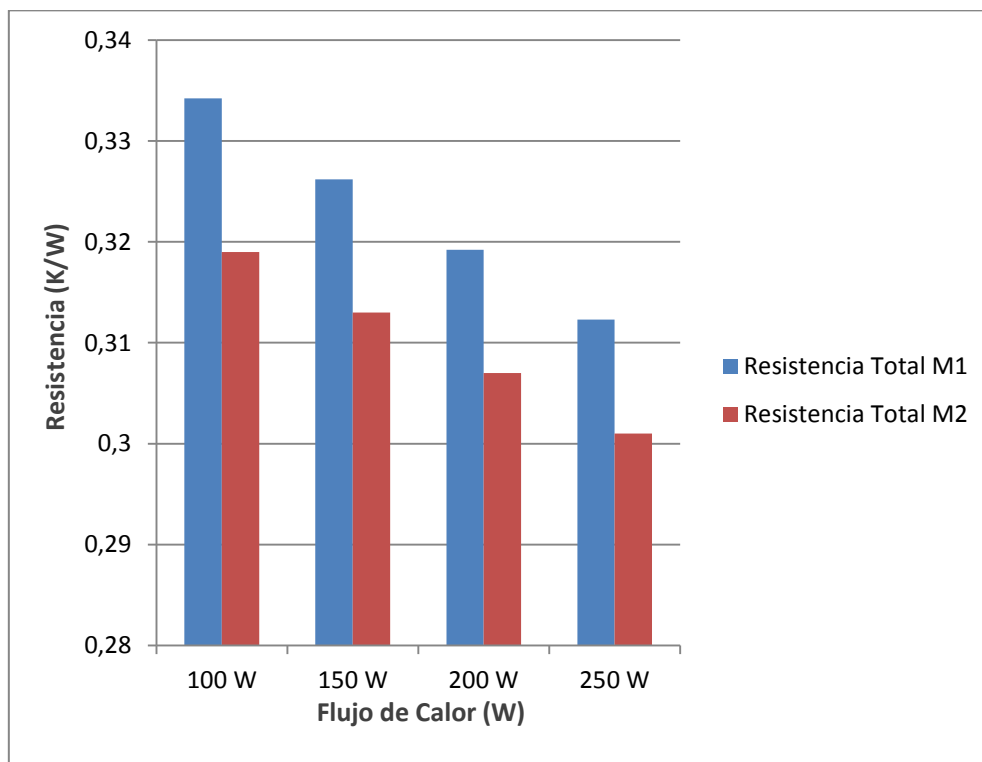
Se puede observar que las resistencias responsables de que disminuya la resistencia térmica total son las del disipador y la de convección, pues el resto de

resistencias (módulos, contacto y *heat pipe*) se mantienen constantes. Al aumentar el flujo másico de aire no solo disminuye la resistencia de convección sino que también lo hace la del dissipador de aletas.

Comparemos ahora los dos montajes para ver como han variado las distintas resistencias y así poder ver de forma analítica las mejoras que luego deberán cumplirse tras los ensayos en el laboratorio.

5.1.3. COMPARATIVA ENTRE AMBOS MONTAJES

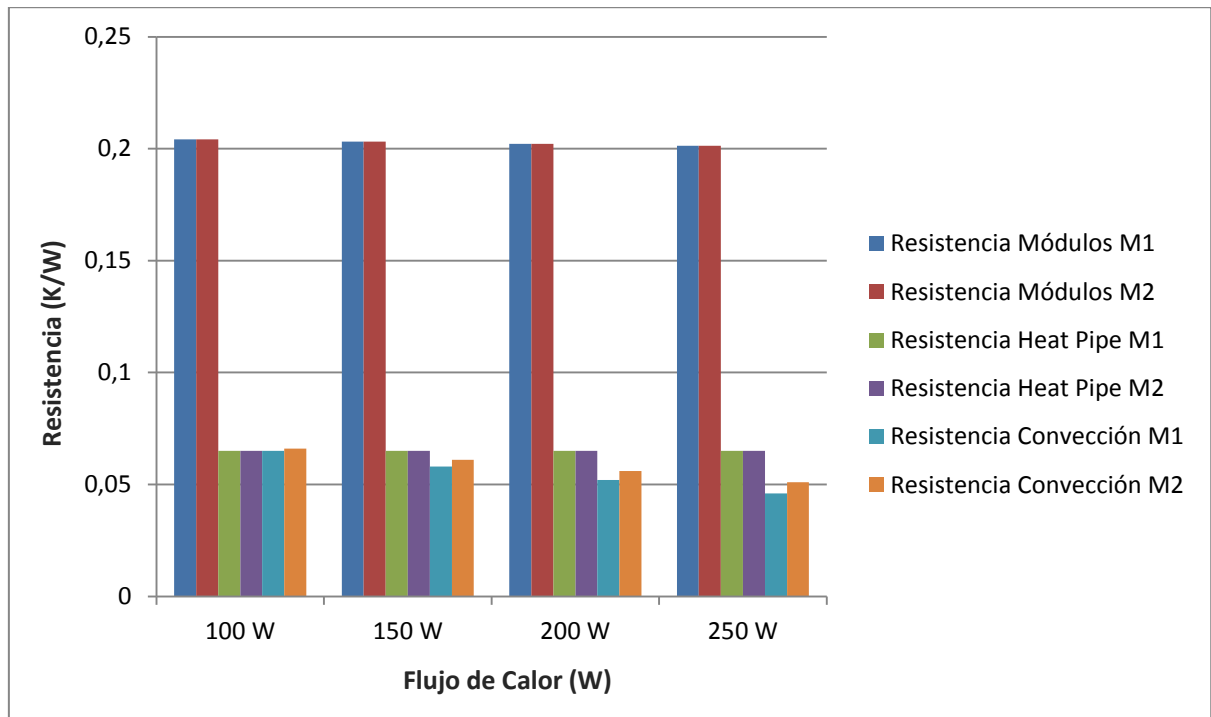
En primer lugar comparemos la resistencia total, pues el objetivo primero es la reducción de la misma.



A la luz de la anterior gráfica, se comprueba claramente como la resistencia térmica total mejora en el caso del segundo montaje, por lo que la introducción del

disipador de aletas con su correspondiente túnel de viento es un claro acierto en cuanto a diseño.

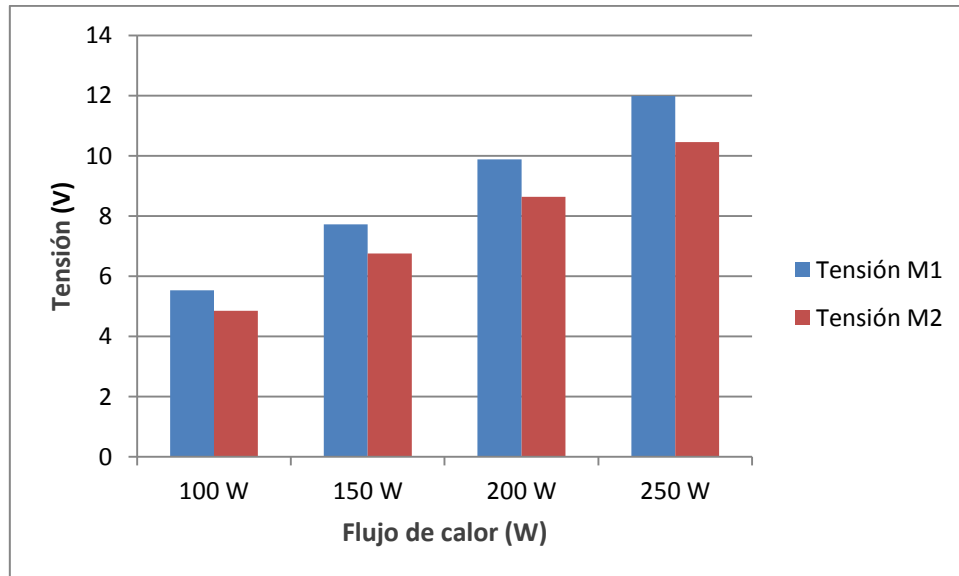
Veamos ahora que ocurre con las resistencias comunes a ambos montajes para deducir las razones de la disminución de la resistencia térmica global.



Vemos como tanto la resistencia de contacto en los módulos termoeléctricos como la resistencia del *heat pipe* se mantienen constantes en ambos montajes. Por lo tanto la única resistencia que varía es la de convección, como se puede comprobar en la gráfica, ésta aumenta para el segundo montaje, esto nos llevaría a pensar que la resistencia total debería aumentar también, pero si tenemos en cuenta que en el segundo montaje nos aparecen dos resistencias más, la de contacto y la del disipador, entonces entendemos que el aumento de la resistencia de convección es menor que la disminución de la resistencia total del conjunto de resistencias que forman el segundo montaje.

Por ésta razón disminuye la resistencia total a pesar de empeorar levemente la convección del prototipo, es decir, en el global de la resistencia térmica, la introducción del disipador de aletas es beneficioso.

Por último comparemos las tensiones que nos proporcionan los módulos termoeléctricos en ambos montajes.



La tensión que nos cae en el montaje 1 es mayor que la que nos cae en el montaje 2, esta es la razón por la cual empeoramos la resistencia de convección en el segundo montaje.

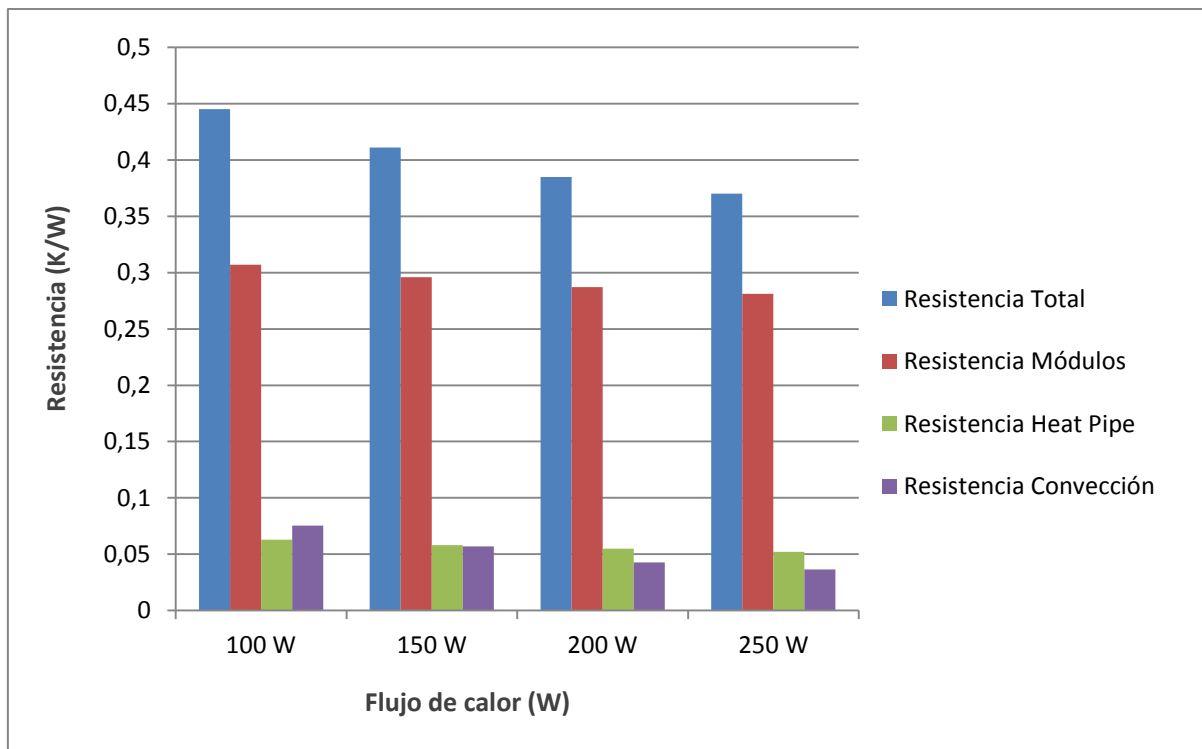
Sin embargo, y a pesar de que la tensión que nos dan los módulos termoeléctricos es menor, es suficiente para mover ambos ventiladores pues la resistencia interna de los ventiladores es menor que la del ventilador del primer montaje, de manera que tenemos un ratio de resistencia de carga mejor y por tanto una eficiencia mejor.

5.2. RESULTADOS EXPERIMENTALES

Una vez terminados los montajes realizamos todos los ensayos en el laboratorio, los resultados obtenidos, para cada montaje, son los siguientes

5.2.1. MONTAJE 1

Datos experimentales					
Flujo de calor \dot{Q} (W)	Salto de temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	Resistencia Total (K/W)	Resistencia módulos (K/W)	Resistencia HP (K/W)	Resistencia Conv (K/W)
100	44,5	0,445	0,307	0,063	0,0755
150	61,6	0,411	0,296	0,058	0,057
200	76,9	0,385	0,287	0,055	0,04275
250	92,5	0,370	0,2812	0,052	0,0366

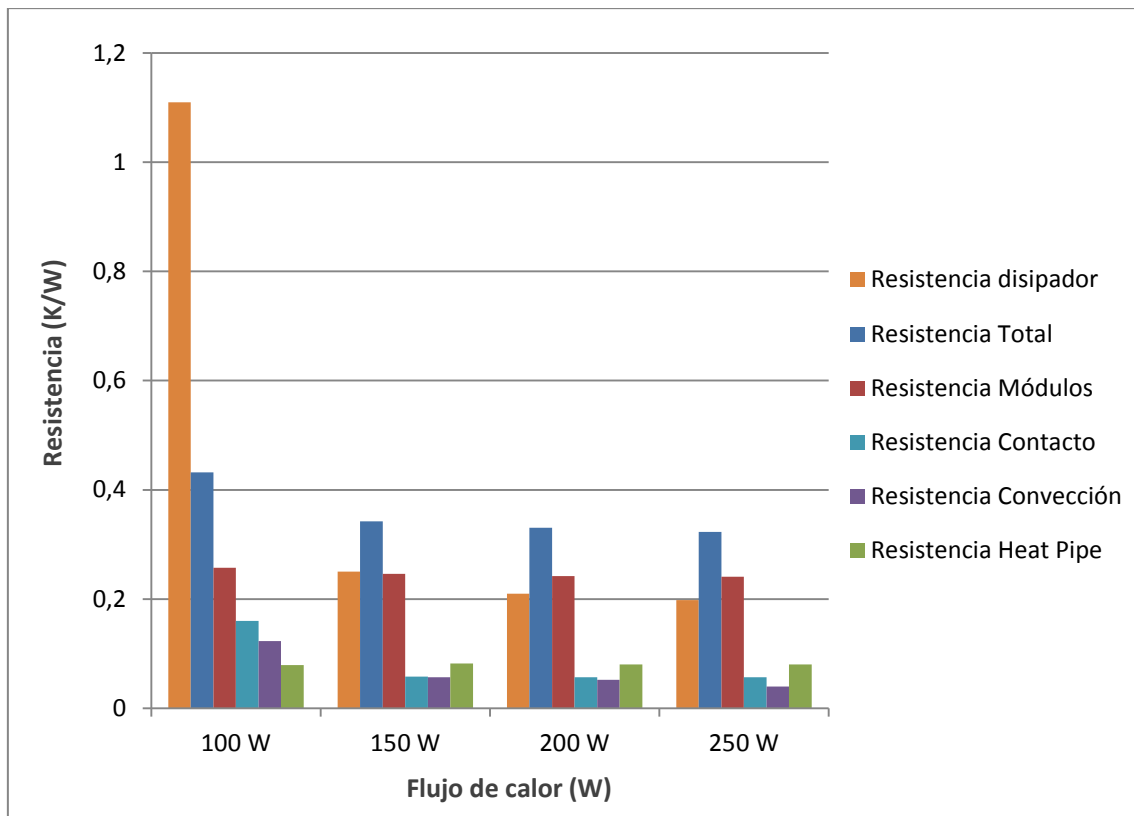


Como ya ocurría antes al aumentar el flujo de calor disminuye la resistencia total, vemos además como la mayor parte de la resistencia térmica es debida a la conducción en los módulos termoeléctricos. La resistencia térmica total disminuye por que disminuyen las tres resistencias que la forman, sin embargo sigue siendo la resistencia de convección la que más varía de un flujo de calor a otro.

Teóricamente las resistencias de contacto en los módulos termoeléctricos y la del *heat pipe* deberían mantenerse más o menos constantes y no lo hacen, esto se debe a que en los ensayos aparecen pérdidas y en cada ensayo varían un poco los resultados obtenidos.

5.2.2. MONTAJE 2

Datos Teóricos							
Flujo \dot{Q} (W)	Salto de temperatura (°C)	Res Total (K/W)	Res módulos (K/W)	Res HP (K/W)	Res Conv (K/W)	Res Cont (K/W)	Res Disp (K/W)
100	43,2	0,432	0,257	0,079	0,123	0,160	1,110
150	51,3	0,342	0,246	0,082	0,057	0,058	0,250
200	66,1	0,3305	0,242	0,080	0,052	0,057	0,210
250	80,7	0,3228	0,241	0,080	0,040	0,057	0,198



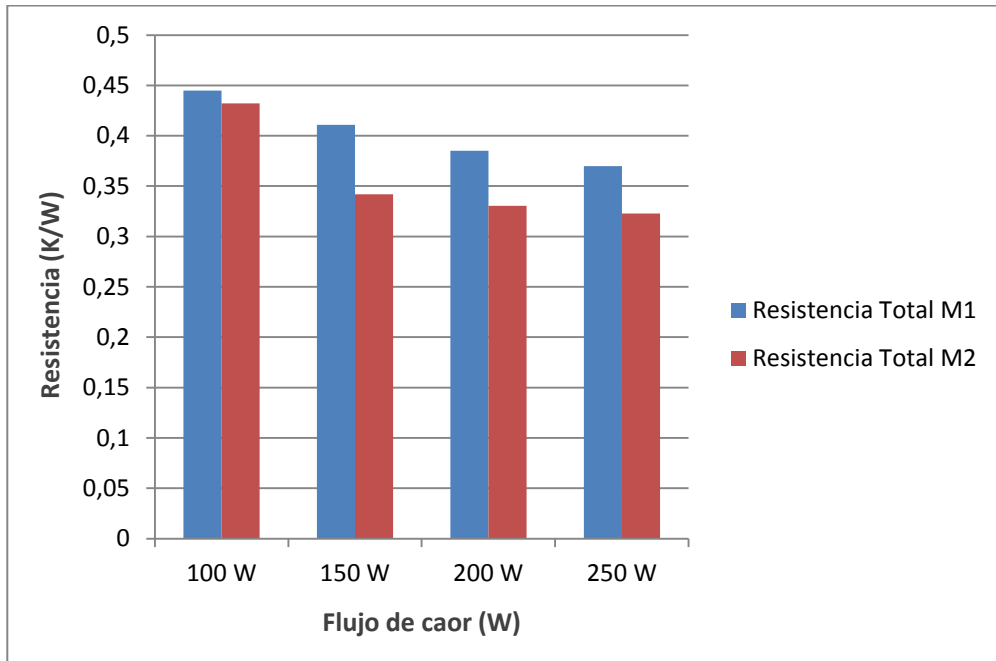
Como ya ocurría en el montaje anterior la resistencia térmica total disminuye a medida que aumentamos el flujo de calor, pues al hacerlo aumenta el salto de temperatura en los módulos termoeléctricos y la tensión que proporcionan es mayor. Por tanto el flujo másico de aire en la convección forzada de los dos ventiladores es mayor disminuyendo así la resistencia de convección.

Vemos como para el flujo de 100 W todas las resistencias a excepción de la resistencia del *heat pipe* son bastante mayores que para el resto de flujos de calor, esto se debe a que para el flujo de calor de 100 W la diferencia de temperatura en los módulos no era suficiente para mover eficientemente los dos ventiladores de manera que giraban muy lentos. Al girar despacio tanto la resistencia del disipador de aletas como la de convección se disparan, pues el flujo másico de aire de la convección forzada disminuye drásticamente. Esta es la razón por la cual en el primer flujo tengamos una resistencia global tan grande.

Para el resto de flujos de calor, una vez los ventiladores funcionan adecuadamente, las resistencias totales son más bajas. Se observa como la resistencia

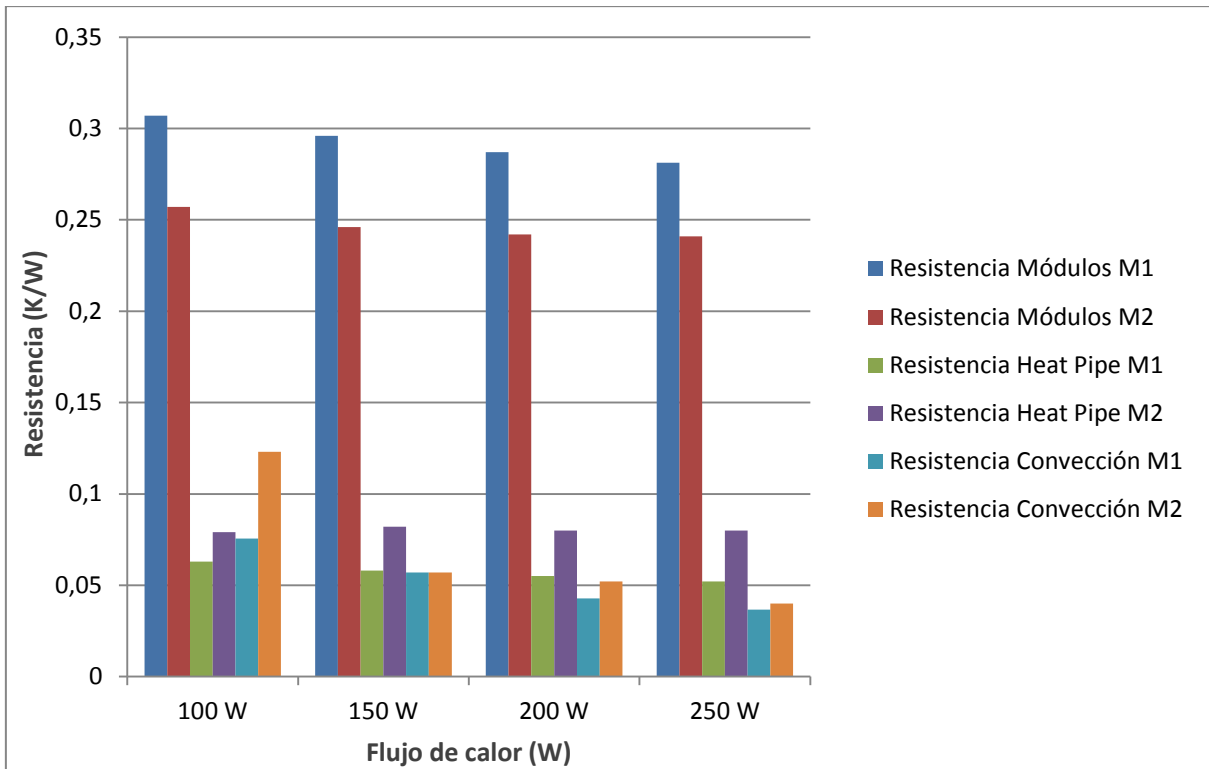
de los disipadores junto con la de convección disminuye mucho a medida que aumenta ese flujo de calor.

5.2.3. COMPARATIVA ENTRE AMBOS MONTAJES

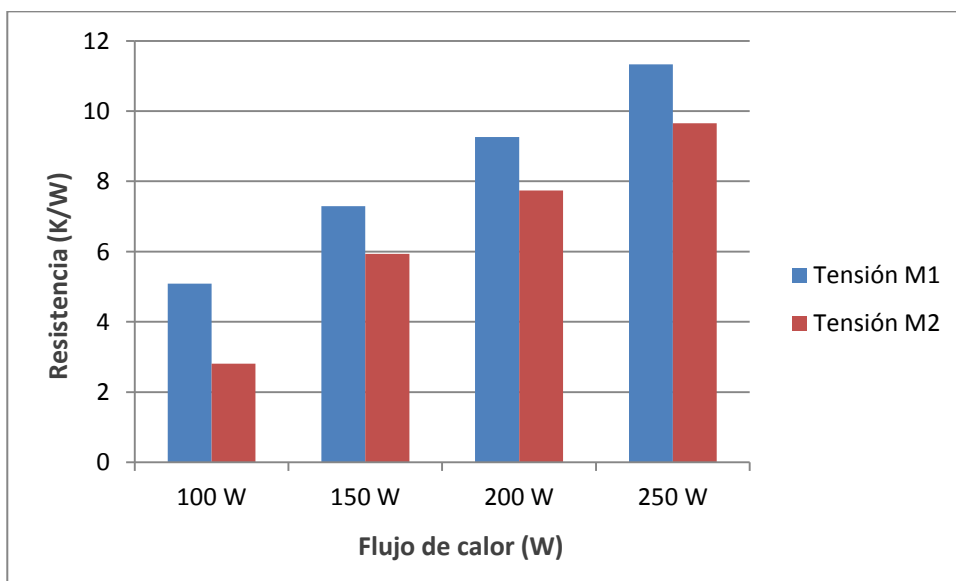


De igual forma que en los cálculos teóricos, la introducción del disipador de aletas en convección forzada hace que disminuya la resistencia térmica global. Incluso en el primero flujo de calor, en el que los ventiladores giraban despacio, se mejora la resistencia térmica total.

Veamos ahora que ocurre con las resistencias comunes a ambos montajes para deducir las razones de la disminución de la resistencia térmica global.



A la luz de la anterior gráfica podemos ver como es la resistencia de contacto entre los módulos la que más disminuye de un montaje a otro. Además se trata de la mayor resistencia de todas por lo que a pesar de que aumenten las resistencias de convección y *heat pipe* en el segundo montaje, la resistencia térmica global disminuye significativamente.



Al igual que ocurría teóricamente, la tensión que nos proporcionan los módulos termoelectricos es menor en el segundo prototipo, por ello la resistencia de convección aumenta levemente para el segundo montaje.

5.3. COMPARATIVA RESULTADOS TEÓRICOS Y EXPERIMENTALES

A continuación compararemos los resultados obtenidos de forma analítica y experimental, veremos así como de desviados han sido los datos y las posibles causas que nos han llevado a tener dicha desviación.

En primer lugar adjuntamos una tabla con todos los valores para el primer montaje.

MONTAJE 1			
Datos Teóricos			
Flujo de calor \dot{Q} (W)	Salto de temperatura (°C)	Resistencia Total (K/W)	Caída de tensión en los ventiladores
100	33,4	0,3342	5,53
150	48,9	0,3262	7,72
200	63,8	0,3192	9,88
250	78,1	0,3123	11,99
Datos experimentales			
100	44,5	0,445	5,09
150	61,6	0,411	7,29
200	76,9	0,385	9,26
250	92,5	0,370	11,33

Los resultados obtenidos son bastante parecidos a los que estudiamos de forma analítica, se puede apreciar como la resistencia total aumenta en los resultados experimentales, debido principalmente al aumento en la resistencia de contacto de los módulos termoeléctricos. Esto se debe a que los módulos en nuestro estudio no alcanzan saltos de temperatura tan altos como los que aparecen en las tablas del fabricante por lo que los valores se desvían de los valores de referencia dados por el fabricante. A pesar de esta desviación los resultados obtenidos son aceptables.

Veamos ahora que ocurre con los datos del segundo prototipo.

Datos Teóricos			
Flujo de calor \dot{Q} (W)	Salto de temperatura (°C)	Resistencia Total (K/W)	Caída de tensión en los ventiladores
100	31,9	0,319	4,85
150	47,0	0,313	6,76
200	61,3	0,307	8,64
250	75,2	0,301	10,46
Datos experimentales			
100	43,2	0,432	2,81
150	51,3	0,342	5,94
200	66,1	0,3305	7,74
250	80,7	0,3228	9,65

Para el segundo montaje los datos obtenidos son incluso más parecidos que los del montaje anterior. Comprobamos como a excepción del primer flujo de calor, para el cual los ventiladores no funcionaban de forma satisfactoria, los datos obtenidos experimentalmente se parecen mucho a los obtenidos analíticamente.

6. CONCLUSIONES

Nuestro objetivo en este trabajo fin de grado es conseguir llegar con un dispositivo ARTE a unas características térmicas similares a las que tienen los sistemas de refrigeración de electrónica de potencia, hacer una comparación entre los resultados de un dispositivo ARTE de partida y ese mismo dispositivo ARTE con una mejora añadida, viendo o no su posible aplicación a los sistemas de refrigeración de componentes electrónicos.

A la vista de los resultados obtenidos, la conclusión más importante que se obtiene de este trabajo es que mediante la innovación introducida al dispositivo ARTE de partida se mejora la refrigeración del dispositivo. Específicamente, vemos como al introducir el disipador de aletas en convección forzada se mejora la resistencia térmica global del sistema entre un 10 y un 20 %, debido principalmente a que al introducir un nuevo disipador de aletas con su ventilador, el flujo másico de aire aumenta, pudiéndose evacuar más calor con una resistencia térmica total menor.

También hemos comprobado que la convección para el dispositivo mejorado empeora levemente debido a la menor tensión que nos proporcionan los módulos termoeléctricos. Sin embargo este empeoramiento es menor que la mejora que ofrece el introducir el disipador de aletas con su ventilador, por lo que en el cómputo global esta mejora es beneficiosa para el prototipo

Cabe decir también que en el segundo prototipo nos aparecen dos nuevas resistencias, por lo que no es fácil hacer una comparativa entre ambos montajes.

Hemos conseguido con el nuevo dispositivo un valor de potencia térmica por unidad de área de unos 20 kW/m^2 con un salto de temperatura de unos $60 \text{ }^\circ\text{C}$ (¿tiene que ser en los módulos o el total?), por lo que tenemos un coeficiente global de transmisión de calor, "U", de $330 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Comprobamos experimentalmente como con el prototipo ensayado todavía quedan muy lejos los 50 kW/m^2 que elegimos como valor común de funcionamiento de los IGBT, sin embargo, y dado que la mayor resistencia es debida al contacto en los

módulos termoeléctricos, eligiendo unos nuevos módulos con un valor de conducción de calor más bajo se podría alcanzar estos valores.

Otra importante conclusión que vemos es que, debido a la forma intrínseca de funcionar que tiene la tecnología ARTE, ésta es térmicamente estable. Expresado de otra forma, cuanto mayor sea el calor producido por la fuente de calor, mayor será la potencia eléctrica producida por los módulos termoeléctricos y, en consecuencia mejor será la extracción de calor por convección. De esta forma tendremos un control automático de la temperatura.

Hemos comprobado también que con los módulos termoeléctricos actuales todavía no es posible la aplicación para la refrigeración de varios componentes electrónicos, donde la magnitud que más se aleja de la capacidad de la tecnología ARTE es el flujo de calor por unidad de área. Si bien comprobamos que con la tecnología termoeléctrica actual no es posible su aplicación en este campo, vemos que los sistemas que deben utilizarse para refrigerar estos sistemas electrónicos de varios componentes con unas demandas térmicas tan exigentes son complejos en su construcción y en su funcionamiento, además de necesitar posteriormente un sistema de evacuación del calor al ambiente. La construcción de las cavidades de circulación y el sistema de bombeo del líquido refrigerante –típicamente agua– constituyen un coste muy alto que hace que esta tecnología tampoco sea utilizada para los casos más habituales de refrigeración y se utilicen en sistemas con demandas térmicas muy particulares.

En conclusión, vemos que el concepto ARTE es aplicable a multitud de sistemas industriales muy habituales (por ejemplo refrigeración de transformadores, de motores industriales, componentes electrónicos con menores demandas térmicas, etc.), teniendo una perspectiva de futuro en cuanto aplicabilidad y mejora de materiales enorme. Hemos comprobado, sin embargo, cómo tendrá mayores dificultades de incorporación en las aplicaciones más demandantes térmicamente al no disponer actualmente de los materiales adecuados para tal fin.

7. LÍNEAS DE FUTURO

Habiendo estudiado la tecnología ARTE y su aplicación en este caso concreto, hemos visto posibles puntos de mejora. Explicaremos varios a continuación

- *Mejora de materiales termoeléctricos para adecuarse a esta demanda específica.*

En la actualidad, los esfuerzos en desarrollo de nuevos materiales termoeléctricos se llevan hacia la mejora de la eficiencia de estos. Esto se consigue por medio del aumento de la resistencia térmica y la disminución de la resistencia eléctrica con el objetivo final de obtener una figura de mérito mayor. Hemos visto cómo para el concepto ARTE la eficiencia de conversión de potencia térmica a potencia eléctrica no es uno de los factores clave, ya que el ventilador requiere muy poca potencia eléctrica, y creemos que con materiales con mejor conducción térmica –empeorando así su eficiencia– el concepto ARTE puede continuar utilizándose e incluso producir mejoras y ampliar el ámbito de su uso que de otro modo con los materiales disponibles actualmente tiene mayor dificultad.

Posibles mejoras para caminar en esta dirección sin dedicar tiempo a la búsqueda de nuevos materiales es el disminuir la longitud por la cual tiene que transmitirse el calor, esto es, realizar módulos termoeléctricos más estrechos. Otra posibilidad es aumentar el número de pares por modulo.

- ***Sustitución de un número estudiado de módulos por placas metálicas de idéntico tamaño.***

La idea consiste en utilizar el mismo prototipo del montaje 2 pero con la variante de que se irá disminuyendo el número de módulos utilizados sustituyendo cada uno de ellos por láminas metálicas de idéntica área y espesor.

Con esta nueva variante de montaje, lo que se espera, es lograr evacuar una mayor cantidad de calor mediante la reducción de la resistencia térmica del montaje.

Por supuesto sería indispensable comprobar el límite de módulos a sustituir que permitan seguir obteniendo la potencia suficiente como para alimentar de forma efectiva los dos ventiladores acoplados en paralelo.

- ***Uso de una plantilla metálica y reducción del número de módulos termoeléctricos.***

Se trata de una variante similar al método anteriormente nombrado pero con la diferencia de que esta vez se usaría una plantilla metálica para maximizar así el área metálica de contacto.

De esta forma se conseguiría una reducción aún mayor de la resistencia térmica del montaje, nuevamente nos veríamos limitados por el número mínimo de módulos termoeléctricos necesarios para alimentar a ambos ventiladores.



Figura 43: Plantilla metálica para maximizar el contacto metálico

8. BIBLIOGRAFÍA

- ESTUDIO DE SISTEMAS DE AUTO-REFRIGERACIÓN TERMOELECTRICA CON INTERCAMBIADORES TUBO DE CALOR, PARA LA DISIPACIÓN DEL CALOR GENERADO POR TRANSISTORES BIPOLARES DE PUERTA AISLADA. Iñaki Mujica Sánchez [1]
- INTEGRATED PRODUCT, PROCESS AND ENTERPRISE DESIGN. Ben Wang. Ed Chapman & Hall 1997 [2]
- EXPERIMENTAL AND ANALYTICAL STUDY ON THERMOELECTRIC SELF COOLING OF DEVICES. Energy, v. 36, pp. 5250-60. Martínez A., Astrain D., Rodríguez A. (2012), [3]
- HANDBOOK OF HEAT TRANSFER (3ª ED.). Raithby G.D., Hollands G.G.T. (1998), McGraw-Hill, Nueva York. [4]
- TRANSFERENCIA DE CALOR 2ª EDICIÓN. Y. A. Cengel, Ed. McGraw Hill, 2004. [5]
- THERMOELECTRICS HANDBOOK. MACRO TO NANO (1ª ED.). Rowe D.M. (2006), CRC Press, Boca Raton. [6]
- <http://www.fujielectric.com/products/semiconductor/products/powerdevices/6pack.html> (Consultado en 2014) [7]
- <http://www.maxqtechnology.com/coldplates.html?producttabs=1> (Consultado en 2014) [8]
- <http://www.kryothermusa.com/index2b57.html?tid=81> (consultado 2014) [9]

- <http://www.marlow.com/products/thermoelectric-modules.html> (Marlow Industries) (consultado en 2014) [10]
- <http://www.ahlborn.com/Category/Sensors/Sensors-overview/8.html> (Ahlborn) [11]
- <http://www.directindustry.es/prod/arcel/modulos-igbt-18722-231351.html> (consultado en 2014) [12]