

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

Estudio experimental de la resistencia térmica, en función de la relación entre el área de módulos Peltier y el área de la base de un heat pipe



Grado en Ingeniería
en Tecnologías Industriales

Trabajo Fin de Grado

Javier Pérez Asiain

David Astrain Ulibarrena

Pamplona, 27/06/2014





ÍNDICE

0 Contexto y motivaciones	3
1 Objetivos	4
2 Introducción	5
2.1. Introducción a la transmisión de calor	5
2.1.1 Conducción	5
2.1.2 Convección	8
2.1.3 Radiación	11
2.2. Introducción a la termoelectricidad	13
2.2.1 Historia de la termoelectricidad	13
2.2.2. Teoría básica.....	16
2.2.3 Funcionamiento de un módulo Peltier	19
2.3 Funcionamiento del disipador heat-pipe.....	23
3 Construcción de prototipos. Equipos de medida.....	33
3.1 Elaboración de los planos para la construcción de los equipos	33
3.2 Instrumental necesario para la realización de los ensayos.....	36
3.3. Montaje del prototipo	39
3.3.1 Conexión eléctrica de los Peltier	39
3.3.2 Posición de las sondas de temperatura	40
3.3.3 Colocación de los módulos Peltier	40
3.3.4 Fijación de la placa sándwich.....	43
3.3.5 Montaje del aislante.....	44
3.3.6 Introducción en la cámara termoeléctrica.....	44
3.3.7 Conexionado del sistema.....	44
3.3.8 Puesta en marcha de la cámara.....	45
3.4 Equipos de medida	46
4 Metodología experimental de los ensayos.....	47
4.1 Metodología experimental de los ensayos para el cálculo de las resistencias térmicas ...	47
4.2 Metodología experimental para el cálculo de los flujos máxicos de aire.....	51
5 Resultados y análisis.....	53



5.1 Ensayos para el cálculo de resistencias térmicas.....	53
5.2 Resultados de los ensayos para el cálculo de los flujos máscicos de aire.....	58
5.3 Análisis de los resultados mediante gráficas	61
5.3.1 Gráficas de resistencia por Peltier frente al flujo máscico	61
5.3.2 Gráficas R_p frente a potencia suministrada a cada Peltier	64
5.3.3 Gráficas de resistencia por Peltier frene a δ	67
5.3.4 Gráfica del flujo máscico de aire con respecto a la potencia de ventilación	70
5.3.5 Gráfica comparativa de disipadores de aletas y heat pipe	72
6 Conclusiones	74
7 Líneas de futuro	76
8 Referencias.....	77

0 Contexto y motivaciones

El presente Trabajo Fin de Grado es necesario para llevar a cabo otros estudios que se realizan en el grupo de Investigación de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Concretamente, se requiere conocer las funciones de la resistencia térmica por cada módulo termoeléctrico (TEM) en función de la relación entre el área ocupada por los módulos y el área del disipador, así como esta resistencia térmica en función del flujo másico de aire.

Además, este estudio, que se ha realizado íntegramente de manera experimental es necesario para validar los estudios que otros compañeros del grupo de Investigación de Ingeniería Térmica y de Fluidos han simulado con el programa “Fluent”.

Los resultados obtenidos son necesarios también para otros estudios posteriores del grupo de investigación, como son el estudio y optimización del COP de una cámara frigorífica termoeléctrica y la generación eléctrica mediante el efecto Seebeck.

El estudio y optimización del COP de la cámara termoeléctrica se requiere para el avance tecnológico de la refrigeración termoeléctrica, pues hoy en día sus limitaciones están en el COP. La refrigeración termoeléctrica consiste en la conversión directa de la energía eléctrica en frío y calor, mediante el denominado efecto Peltier [1]. Este tipo de refrigeración presenta ventajas frente a las máquinas de compresión de vapor, como son: equipos más compactos, robustos y silenciosos, debido a que se minimizan las partes móviles, mejor control de la temperatura y ausencia de fluidos frigorígenos. Sin embargo, como es sabido, el principal inconveniente de estos sistemas es que requieren de mayor consumo de energía que los de compresión de aire.

La generación termoeléctrica consiste en el aprovechamiento de gases generados de la combustión de un motor, para generar energía eléctrica mediante el efecto Seebeck mencionado anteriormente. Con el presente trabajo experimental se consigue conocer las funciones de las resistencias térmicas, necesarias para los estudios mencionados.

1 Objetivos

El objetivo de este trabajo fin de grado es el estudio de manera experimental de la resistencia térmica que ofrece un heat pipe con una ventilación forzada por un ventilador, que disipa el calor producido por los módulos Peltier.

En las aplicaciones termoeléctricas, tanto de refrigeración como de generación de energía eléctrica, la resistencia térmica de los intercambiadores de calor es un valor fundamental para la eficiencia del dispositivo. Dicha resistencia térmica es en función de la relación entre el área que ocupan los módulos *Peltier* y el área de la base del disipador, así como de la velocidad del aire que atraviesa el disipador de aletas. Por ello, se pretende obtener de manera experimental las expresiones de la resistencia térmica en función de la citada relación de áreas (δ) y del caudal de aire (\dot{m}_a), para un disipador heat pipe de una geometría determinada.

Una vez diseñado y construido el prototipo, el procedimiento de ensayo consistirá en introducir una potencia eléctrica conocida y proporcionada por una fuente de alimentación, que una vez transformada en calor, producirá el calentamiento correspondiente, de modo que midiendo las temperaturas calcularemos la resistencia térmica ofrecida en cada caso. Posteriormente, con todos los datos experimentales obtendremos el ajuste de la función de la resistencia térmica.

A su vez también se obtendrá de manera experimental la función que representa la potencia de ventilación (\dot{W}_f) frente flujo másico de aire (\dot{m}_a) que incide sobre las aletas del disipador. De esta forma podremos representar de manera correcta la resistencia térmica en función del flujo másico de aire.

Por otra parte, el estudio se realiza paralelamente con el estudio de la resistencia térmica del Peltier refrigerado con un disipador de aletas, y por ello se compararán los resultados obtenidos con el disipador heat pipe, con los que se obtengan con el disipador de aletas.

Estos resultados servirán de referencia para otro estudio realizado en el grupo de investigación de Ingeniería Térmica y de Fluidos sobre la optimización del COP de una cámara frigorífica termoeléctrica.

También servirán estos resultados para otros estudios que se realicen en el mismo grupo de investigación como se menciona en el apartado de motivaciones.



2 Introducción

2.1. Introducción a la transmisión de calor

Dentro de la termodinámica, que estudia la energía en sus diversas formas así como su transformación de una en otra, se definen dos formas transitorias especialmente importantes: el trabajo y el calor. Ambas fueron definidas como transitorias debido a que, por definición, existen solamente cuando hay un intercambio de energía entre dos sistemas o bien entre un sistema y su entorno. Cuando tiene lugar un intercambio de energía sin transferencia de masa del sistema y sin que medie una diferencia de temperatura, se dice que la energía se ha transmitido mediante la realización de un trabajo. Sin embargo, si en el intercambio de energía se ha debido a una diferencia de temperatura se dice que la energía se ha transmitido por un flujo de calor. Obsérvese que la presencia de una diferencia de temperatura es una característica propia de la forma de energía conocida como calor. Cuando tienen lugar esos intercambios de energía interna o de calor, la primera ley de la termodinámica exige que el calor liberado por un sistema sea igual al absorbido por el otro sistema o su entorno; la segunda ley de la termodinámica exige que la transmisión de calor se produzca desde el sistema de mayor temperatura hacia el de menor temperatura.

Se pueden clasificar los procesos de transmisión de energía mediante un flujo de calor en tres tipos o mecanismos básicos, aunque en la práctica son muy raros los casos en que no aparezcan combinaciones de dos de ellos o incluso de los tres. Estos son conducción, convección y radiación,[2,3].

2.1.1 Conducción

Conducción de calor es el término que se aplica al mecanismo de intercambio de energía interna de un cuerpo a otro o bien de una parte de este cuerpo a otra mediante el intercambio de la energía cinética de las moléculas por comunicación directa o por un flujo de electrones libres cuando se trata de conducción calorífica en los metales. Este flujo de calor se dirige desde las moléculas de energía más elevada, que presentan un mayor nivel de excitación vibrando con mayor intensidad, hacia las que tienen menor nivel de energía, cuyo nivel de excitación es menor al igual que su intensidad de vibración. Las moléculas más excitadas y que tienen mayor temperatura chocan con las que presentan un nivel de excitación menor, cediéndoles así parte de su energía y generando una mayor intensidad de vibración, lo que provoca un

aumento de la temperatura en estas últimas. En definitiva, el flujo de calor se transfiere de las moléculas de mayor temperatura a las de menor temperatura. La característica particular de la transferencia de calor mediante conducción es que tiene lugar dentro de los límites del cuerpo o a través de la superficie divisoria entre dos cuerpos en contacto, sin flujo neto de materia y desde las moléculas a mayor temperatura hacia las de temperatura menor.

La ley básica que gobierna la conducción del calor se ilustra perfectamente cuando se considera un caso sencillo e ideal. Consideremos una placa de superficie A y espesor Δx , en la que una de sus caras se mantiene a una temperatura uniforme T_1 y la otra a una temperatura uniforme de T_2 . Sea \dot{Q} la velocidad del flujo de calor (energía por unidad de tiempo) a través de dicha placa, despreciando cualquier efecto borde y considerando únicamente un flujo unidimensional. La experiencia ha demostrado que la velocidad del flujo de calor es directamente proporcional al área y a la diferencia de temperatura ($T_1 - T_2$) e inversamente proporcional al espesor Δx . Esta proporcionalidad se transforma en igualdad cuando se incluye en ella una constante de proporcionalidad k , quedando la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \quad (2.1)$$

A la constante de proporcionalidad k se le denomina conductividad térmica y es una propiedad inherente del material por el que circula el flujo de calor y que depende de la composición del material y no de su configuración geométrica.

Si se considera la siguiente ecuación:

$$f_n = \frac{d\dot{Q}}{dA} \quad (2.2)$$

Aplicando la expresión siguiente de manera infinitesimal en un punto cualquiera del sólido genérico e integrando a todo el volumen, se obtiene la ley de conducción de Fourier, es decir:

$$f_n = -k \cdot \frac{\delta T}{\delta n} \quad (2.3)$$

Esta ley establece que el flujo de calor conducido por unidad de área y unidad de tiempo a través de una superficie es proporcional al gradiente de temperatura tomado en la dirección normal a dicha superficie. Debe hacerse hincapié en que la ley de Fourier se basa en la observación empírica y no se deriva de otros principios físicos.

Para obtener la cantidad total del calor transmitido a través de la superficie finita S , se integra a lo largo de la misma:

$$\dot{Q} = \int_S k \cdot \frac{\delta T}{\delta n} \cdot dA \quad (2.4)$$

Las relaciones anteriores pueden emplearse para desarrollar una ecuación que describa la distribución de temperatura a través de un sólido conductor de calor. En general, el problema de conducción del calor consiste en hallar la temperatura en cualquier momento y en cualquier punto del sólido que se ha calentado desde una distribución de temperaturas inicial conocida y que está sujeto a una serie de condiciones de contorno. Además se puede considerar el caso en que el sólido conductor de calor tenga también fuentes internas generadoras de calor.

La ecuación que se presenta a continuación muestra un equilibrio de calor volumétrico que se debe cumplir para cada punto del cuerpo. Esta expresión, conocida como ecuación general de la conducción del calor, describe de forma diferencial la dependencia de la temperatura en el sólido con respecto a las coordenadas espaciales (x, y, z) y con respecto al tiempo t . Obsérvese que el término de la generación interna de calor \dot{q} , puede ser también función de la posición, del tiempo o de ambos. Considerar también la aparición de dos características propias del sólido conductor como son la densidad ρ y el calor específico c_p . Expresada en coordenadas cartesianas tiene la siguiente forma:

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\delta T}{\delta t} = k \cdot \left(\frac{\delta^2 T}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta z^2} \right) + \dot{q} \quad (2.5)$$

En nuestro caso consideraremos una conducción de calor unidimensional y en estado transitorio. De este modo la ecuación anterior quedará reducida a:

$$k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \dot{q} = \rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.6)$$

Un caso particularmente útil de la ecuación 2.7 que tiene un amplio abanico de aplicaciones en ingeniería es el régimen permanente, cuya particularidad es que no existe dependencia respecto del tiempo de ninguna variable, es decir $\frac{\delta T}{\delta t} = 0$. En este caso, la ecuación de la conducción del calor se reduce a la de Poisson, que en coordenadas cartesianas y suponiendo su estudio unidimensional queda:



$$k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \dot{q} = 0 \quad (2.7)$$

Y otro caso, particular pero que también tiene aplicaciones es el caso de régimen estacionario sin generación de calor, por lo que la ecuación (2.7) quedará reducida a:

$$k \cdot \frac{\delta^2 T}{\delta x^2} = 0 \quad (2.8)$$

2.1.2 Convección

Se designa con el término de convección al mecanismo de transmisión de calor que se produce en un fluido cuando una parte de éste se mezcla con otra, a causa de los movimientos de la masa del mismo. El proceso real de la transmisión de energía de una molécula del fluido a otra, sigue siendo un proceso de conducción, pero en este caso la energía puede transformarse de un punto a otro del espacio por el desplazamiento del mismo fluido. Dicho desplazamiento del fluido puede ser ocasionado por causas mecánicas externas, como puede ser la presencia de un ventilador, una bomba, etc., en cuyo caso se trataría de convección forzada. Si por el contrario el movimiento del fluido es debido a las diferencias de densidad creadas por la diferencias de temperaturas existentes en el propio fluido, al mecanismo se le denomina convección libre o convección natural. Tenemos un ejemplo de convección libre en la circulación del agua en un recipiente calentado al fuego; problemas muy importantes de transmisión de calor, como la condensación y la ebullición, son también ejemplos de convección aunque presentan una complejidad adicional de un intercambio de calor latente.

Es virtualmente imposible observar un proceso de conducción de calor puro en un fluido porque tan pronto como exista una diferencia de temperatura de éste, se producirán corrientes de convección naturales como consecuencia de las diferencias de densidad.

Las leyes básicas de la conducción de la conducción de calor deben estar en armonía con las leyes del movimiento del fluido con el fin de poder describir matemáticamente el proceso de convección en la transmisión de calor. El análisis

matemático del sistema de ecuaciones diferenciales es, quizás uno de los más complejos de la matemática aplicada. Por lo que respecta a las aplicaciones en ingeniería, el análisis de la convección deberá abordarse con una ingeniosa combinación de las poderosas técnicas matemáticas y del uso de la información tanto empírica como experimental. Como el movimiento del fluido es la característica principal de la convección, es necesario comprender algunos de los principios de la dinámica de los fluidos con objeto de poder describir exactamente los procesos de convección.

Cuando un fluido real se mueve a lo largo de una superficie sólida, se observa que la velocidad de aquél varía desde un valor nulo en puntos inmediatamente adyacentes a la superficie, hasta un valor finito de corriente libre en puntos del fluido que se encuentran a cierta distancia de esta superficie. Por lo que respecta a los fluidos de baja viscosidad, como pueden ser el aire o el agua, la capa próxima a la superficie, en la que se produce la mayor parte de la variación de la velocidad tiende a ser de pequeño espesor aunque dependerá de la velocidad de la corriente libre del fluido. Puesto que el proceso de convección, si la pared está a diferente temperatura de la de la corriente libre del fluido, está íntimamente relacionado con la conducción térmica y el transporte de energía debido al movimiento de las capas del fluido en la proximidad inmediata a la pared, no se puede hacer la simplificación de suponer un fluido no viscoso cuando se realiza el análisis del mecanismo de convección en la transmisión de calor.

Dicho esto, la región en la que el efecto retardador producido por la viscosidad del fluido es una capa de pequeño espesor próxima a la pared. Por ello es posible simplificar la descripción del proceso de convección introduciendo el concepto de capa límite de velocidad. La capa límite de velocidad es aquella capa delgada próxima a la pared en la que se supone que los efectos de viscosidad son importantes. En esta región el efecto de la pared sobre el movimiento del fluido es notable, pero fuera de ella se considera que el efecto de la pared puede despreciarse. No es posible definir un límite exacto de la capa límite debido a la naturaleza asintótica de la variación de la velocidad. Normalmente el límite de la capa límite se sitúa a una distancia de la pared en la que la velocidad del fluido es igual a un porcentaje determinado de la velocidad de la corriente libre. Este porcentaje varía en función de la precisión requerida en cada caso y habitualmente se utilizan el 95% ó 99%. Fuera de esta región, se trata al fluido como un fluido no viscoso.

Dentro de la capa límite el flujo del fluido viscoso puede ser laminar o turbulento; en el caso de flujo laminar en la capa límite se considera que las capas de fluido próximas a la pared se deslizan unas sobre otras pero no existe mezcla entre ellas en la dirección normal a la pared. Por consiguiente, todo el calor que fluye de la

superficie del fluido se transmite principalmente por el mecanismo de conducción, aunque existe un transporte de energía en virtud del hecho de que el fluido tiene una componente de velocidad normal a la superficie. Esta componente de velocidad normal se produce porque la capa límite aumenta de espesor progresivamente a medida que se desliza a lo largo de la superficie. En el caso de que el movimiento del fluido en la capa límite sea turbulento, el flujo neto intermedio es paralelo a la superficie, aunque se le suponga un movimiento de fluctuación en las todas direcciones. Las fluctuaciones transversales producen una mezcla adicional del fluido que provoca un aumento en la transmisión de calor en dirección perpendicular a la superficie.

Si la superficie sólida se mantiene a una temperatura de T_s , distinta de la temperatura del fluido T_f , medida en un punto alejado de la superficie, observamos que la variación de la velocidad descrita anteriormente. Es decir, la temperatura del fluido variará desde el valor T_s en la superficie hasta T_f lejos de esta, produciéndose la mayor parte de esta variación cerca de la superficie. Podemos definir la capa límite térmica como la región existente entre la superficie y el punto del fluido en el que la temperatura ha alcanzado una cierta fracción de T_f . En el exterior de la capa límite térmica se supone que el fluido es un receptor del calor a la temperatura uniforme T_f . Por regla general, la capa límite térmica, no coincide con la capa límite de velocidad, aunque sí depende de esta, es decir, la variación de la velocidad, si el flujo es laminar o turbulento, etc. Son factores que afectan a la variación de temperatura en la capa límite.

El estudio de las velocidades de transmisión de calor por convección, desde una superficie sólida por medio de un fluido ambiente, exige la comprensión de los principios de la conducción del calor, de la dinámica de fluidos y de la teoría de la capa límite. Todos aquellos complejos factores relacionados con este estudio analítico pueden reunirse en un solo parámetro recurriendo a la ley de enfriamiento de Newton:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = h \cdot (T_s - T_f) \quad (2.9)$$

El coeficiente h de esta ecuación es conocido como coeficiente de convección, coeficiente de película o conductancia unitaria. La escala de valores que pueden encontrarse para h , y que se muestran en la siguiente tabla, demuestra la complejidad del proceso de convección y las dificultades que presenta para determinar h .

<i>Tipo de convección</i>	<i>h [W/m²*K]</i>
Convección natural en aire	5-25
Convección natural en agua	500-1000
Convección forzada en aire	10-500
Convección forzada en agua	100-15000
Agua hirviendo	2500-25000
Vapor por condensación	5000-100000

Tabla 2.1 Valores de h para diferentes convecciones

La condición límite para la ecuación general de conducción del calor, cuando tenemos un sólido limitado por un fluido de temperatura conocida se obtiene igualando, en la superficie de contacto entre ambos, los flujos de calor dados por las leyes de Newton y Fourier. De esta forma, en la superficie, la ecuación que debe cumplir el campo de temperaturas es:

$$-\left(\frac{\delta T}{\delta n}\right) = \frac{h}{k}(T_s - T_f) \quad (2.10)$$

2.1.3 Radiación

La radiación térmica es el término que se utiliza para describir la radiación electromagnética emitida por la superficie de un cuerpo excitado térmicamente; esta radiación incidente es del tipo térmico (es decir, si es de longitud de onda apropiada), la radiación absorbida se manifestará en forma de calor en el cuerpo que la absorbe. De una manera completamente distinta a como sucede en los casos anteriores de conducción y convección, el calor puede ser transferido de un cuerpo a otro sin necesidad de un medio material entre ellos. En algunos casos puede haber un medio separador, como el aire, que no se ve afectado por este paso de energía a través suya; el calor procedente del sol es el caso más obvio de radiación térmica. Habrá siempre un intercambio continuo de energía entre dos cuerpos radiantes, produciéndose un intercambio de ésta desde el más caliente hacia el más frío. Aun en la situación de equilibrio térmico, en el caso de tener ambos cuerpos a la misma temperatura, se produce intercambio de energía siendo el intercambio neto nulo.

Otra característica de la radiación térmica es el efecto que produce el nivel de las temperaturas de los cuerpos emisores. A diferencia de lo que ocurre en conducción o convección, la cantidad de calor que se intercambia por radiación es proporcional a



la diferencia de la cuarta potencia de las temperaturas absolutas de los cuerpos radiantes. Por ello, para una determinada diferencia de temperatura dada, el calor transmitido es más elevado a altas temperaturas que a bajas. Además, la velocidad de transmisión de energía por unidad de superficie radiante viene dada por la ley de Stefan-Boltzman, donde E es la velocidad de emisión de energía por unidad de superficie, T la temperatura absoluta del cuerpo, σ una constante física universal y ε una propiedad de la superficie emisora que se conoce con el nombre de emisividad.

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad \sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} [W / m^2 \cdot K^4] \quad (2.11)$$

Esta ley la propuso Stefan basándose en pruebas experimentales. Boltzman demostró más adelante que dicha ley podía deducirse de las leyes de la termodinámica y que, por tanto, no está basada en datos experimentales, como es el caso de las leyes de Fourier y de enfriamiento de Newton.



2.2 Introducción a la termoelectricidad

2.2.1 Historia de la termoelectricidad

La termoelectricidad se considera como la rama de la termodinámica superpuesta a la electricidad donde se estudian los fenómenos en los que intervienen el calor y la electricidad. El fenómeno más conocido es el de electricidad generada por la aplicación de calor a la unión de dos materiales diferentes: si se unen por ambos extremos dos alambres de distinto material (este circuito se denomina termopar), y una de las uniones se mantiene a una temperatura superior a la otra, surge una diferencia de tensión que hace fluir una corriente eléctrica entre las uniones caliente y fría. Este fenómeno fue observado por primera vez en 1821 por el físico alemán Thomas Seebeck, y se conoce como efecto Seebeck.

Para una pareja de materiales determinada, la diferencia de tensión es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas; esta relación puede emplearse para la medida precisa de temperaturas mediante un termopar en el que una de las uniones se mantiene a una temperatura de referencia conocida (por ejemplo un baño de hielo) y la otra se coloca en el lugar cuya temperatura quiere medirse. A temperaturas moderadas de hasta unos 260°C , suelen emplearse combinaciones de hierro y cobre, hierro y constantán (aleación de cobre y níquel), y cobre y constantán; a temperaturas mayores (hasta unos 1650°C) se utiliza platino. La corriente generada puede aumentarse empleando semiconductores en lugar de metales, y puede alcanzarse una potencia de unos pocos vatios con eficiencias de hasta el 6%. Estos generadores termoeléctricos, calentados con quemadores de queroseno, son muy utilizados en zonas remotas de Rusia para alimentar receptores de radio.

Cuando se hace pasar una corriente por un circuito compuesto de materiales diferentes cuyas uniones están a la misma temperatura, se produce el efecto inverso; en este caso, se absorbe calor en una unión y se desprende en la otra. Este fenómeno se conoce como efecto Peltier en honor al físico francés Jean Peltier, que lo descubrió en 1833. Es posible usar sistemas de semiconductores basados en el efecto Peltier como refrigeradores para aplicaciones especiales.

Aunque se considera como descubridor del efecto termoeléctrico a Seebeck, al revisar los estudios del físico italiano Alessandro Volta se ha constatado que en sus



trabajos pioneros sobre electricidad midió diferencias de potencial debidas a la termoelectricidad al usar contactos entre diversos metales, sin embargo no prestó demasiada atención a dicho efecto. Alessandro Volta (1735-1827) fue conocido por sus trabajos sobre la electricidad. Nació en Como y estudió allí, en la escuela pública. En 1773 fue profesor de física en la Escuela Regia de Como y al año siguiente inventó el electrófono, un instrumento que producía cargas eléctricas. Durante 1776 y 1777 se dedicó a la química, estudió la electricidad atmosférica e ideó experimentos como la ignición de gases mediante una chispa eléctrica en un recipiente cerrado. En 1779 fue profesor de física en la Universidad de Pavía, cátedra que ocupó durante 25 años. Hacia 1800 había desarrollado la llamada pila de Volta, precursora de la batería eléctrica, que producía un flujo estable de electricidad. Por su trabajo en el campo de la electricidad, Napoleón le nombró conde en 1801. La unidad eléctrica conocida como voltio recibió ese nombre en su honor.

El investigador que merece una reseña histórica aparte es Kelvin, Lord o Thomson, William (1823-1907) fue un matemático y físico británico, uno de los principales físicos y más importantes profesores de su época. Nació en Belfast el 26 de junio de 1823 y estudió en las universidades de Glasgow y Cambridge. Desde 1836 hasta 1899 fue profesor de la Universidad de Glasgow. En el campo de la termodinámica, Kelvin desarrolló el trabajo realizado por James Prescott Joule sobre la interrelación del calor y la energía mecánica, y en 1852 ambos colaboraron para investigar el fenómeno al que se conoció como efecto Joule-Thomson. En 1838, Kelvin estableció la escala absoluta de temperatura que sigue llevando su nombre. Su trabajo en el campo de la electricidad tuvo aplicación en la telegrafía. Estudió la teoría matemática de la electrostática, llevó a cabo mejoras en la fabricación de cables e inventó el galvanómetro de imán móvil y el sifón registrador. Ejerció como asesor científico en el tendido de cables telegráficos del Atlántico en 1857, 1858, 1865 y 1866. Kelvin también contribuyó a la teoría de la elasticidad e investigó los circuitos oscilantes, las propiedades electrodinámicas de los metales y el tratamiento matemático del magnetismo. Junto con el fisiólogo y físico alemán Hermann Ludwig von Helmholtz, hizo una estimación de la edad del Sol y calculó la energía irradiada desde su superficie. Entre los aparatos que inventó o mejoró se encuentran un dispositivo para predecir mareas, un analizador armónico y un aparato para grabar sonidos en aguas más o menos profundas. También mejoró aspectos de la brújula marina o compás náutico. En termoelectricidad dedujo las llamadas Relaciones de Kelvin, que permiten interpretar conjuntamente los coeficientes Seebeck, Peltier y Thomson.



Muchas de sus obras científicas se recopilan en su “Ponencias sobre electricidad y magnetismo” (1872), “Ponencias matemáticas y físicas” (1882, 1883, 1890) y “Cursos y conferencias” (1889-1893). Kelvin fue presidente de la Sociedad Real de Londres en 1890, y en 1902 recibió la Orden del Mérito. Murió el 17 de diciembre de 1907.

Los efectos Termo-electro-magnéticos también empezaron a ser estudiados a finales del siglo pasado. El enfriamiento termoelectrónico empezó a ser factible a partir de los estudios de Telkes en los años treinta y de Loffee, quien publicó un excelente libro en 1956. Los nuevos materiales semiconductores irrumpían en la escena produciendo rendimientos mucho más altos. Telkes utilizó pares o soldaduras de Pb-S y Zn-Sb y Loffee descubrió el uso de Pb-Te y Pb-Se. Los Teluros y Seleniuros han sido muy utilizados, y para conversión de energía calorífica en eléctrica se alcanzan rendimientos aceptables.

En la actualidad, la termoelectricidad ha avanzado enormemente y hoy en día la mayoría de la gente ha oído hablar sobre este fenómeno o al menos ha visto alguna aplicación en el mercado como por ejemplo las neveras portátiles. Cada día hay mayor interés en esta rama de la física, las aplicaciones son tantas como la mente humana pueda imaginar, especialmente aquellas en las que el control de la temperatura cobra un papel primordial. El hecho de poder refrigerar o calentar una zona concreta y de reducido tamaño permite abrir una gran puerta a la termoelectricidad.

En los Estados Unidos, el centro *NIST* (National Institute of Standards and Technology) en la localidad de Maryland, Virginia, ha desarrollado un tipo de semiconductores *n-p*, partiendo de polvos químicos y los resultados han sido muy satisfactorios aunque se desconoce las razones por las que este proyecto se ha decidido archivar sabiendo de antemano que es muy rentable. La empresa *ASARCO* de New York, constantemente está trabajando en la obtención de nuevos y mejores metales semiconductores para aplicaciones termoeléctricas. En España se creó la primera Asociación de Termoelectricidad (*A.I.T.*) y fue en la ciudad de Pamplona en el año 1991. Como consecuencia de ello el Dr. Redondo, catedrático de Física Aplicada de la *U.P.C.*, con otros colaboradores editan una revista científica sobre termoelectricidad cuatro veces al año.

Todo ello nos conduce a pensar que el futuro es prometedor, las expectativas son muy buenas aunque el camino es largo, pero el interés en nuestro país es cada vez mayor por parte de los estudiantes así como de las empresas emprendedoras que quieren mejorar sus productos con tecnología punta.

2.2.2. Teoría básica

A continuación se describen brevemente las ecuaciones que gobiernan los fenómenos termoeléctricos: efectos Joule, Seebeck, Peltier y Thomson. Junto a éstos, aparecen una serie de efectos termomagnéticos de mucha menor importancia, que en el estudio presente se consideran despreciables: son los efectos Hall, Nernst, Ettingshausen y Righi-Leduc.

Efecto Joule

La más conocida interacción entre un fenómeno eléctrico, la conducción de corriente eléctrica, y su fenómeno térmico asociado, el calentamiento del conductor por el que circula la corriente, es el efecto Joule. La materia ofrece cierta “resistencia” al movimiento de los electrones, los cuales ceden energía cinética al entorno en los sucesivos choques. Esta energía proporcionada por los electrones se disipa en forma de calor:

$$\dot{Q}_J = R_0 * I^2 \quad (2.12)$$

\dot{Q}_J = Flujo de calor producido por efecto Joule.

R_0 = Resistencia eléctrica del material.

I = Intensidad de corriente que circula.

Efecto Seebeck

Thomas J. Seebeck descubrió que en un circuito formado por dos metales distintos homogéneos, A y B , con dos uniones a diferente temperatura, T y $T+\Delta T$, aparece una corriente eléctrica J , o bien, si se abre el circuito, una fuerza termo-electromotriz (*f.t.e.m.*) E_{AB} que depende de los metales utilizados en la unión y de la diferencia de temperatura entre las dos uniones (figura 2.1).

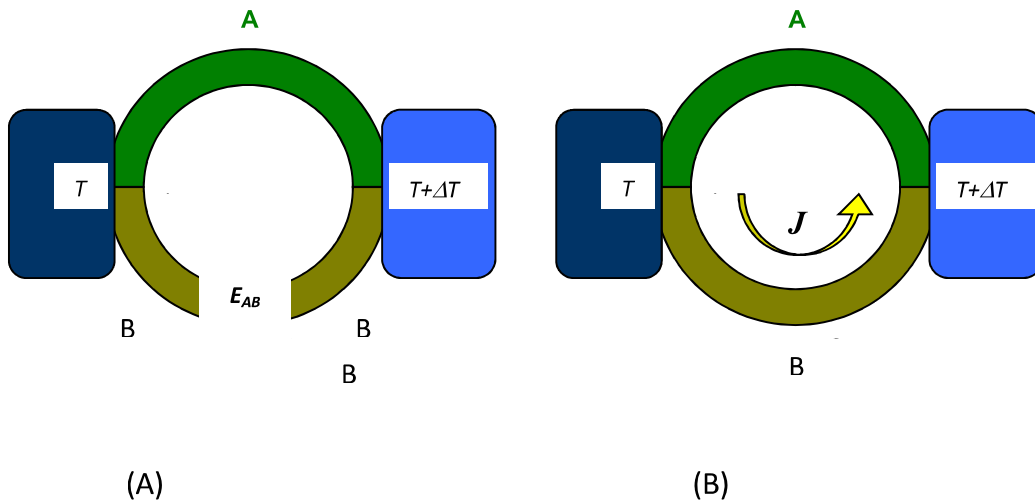


Figura 2.1- Esquema de un par termoeléctrico

La relación entre la f.t.e.m., E_{AB} , y la diferencia de temperaturas entre las uniones, ΔT , define el coeficiente Seebeck, α_A :

$$\alpha_{AB} = \frac{dE_{AB}}{dT} = \alpha_A - \alpha_B \quad (2.13)$$

α_A y α_B : Potencias termoeléctricas absolutas de los materiales A y B, dependientes de la temperatura T .

Efecto Peltier

El efecto Peltier consiste en el enfriamiento o calentamiento de una unión entre dos conductores distintos al pasar una corriente eléctrica por ella. Este enfriamiento o calentamiento depende exclusivamente de la composición y temperatura de la unión.

La potencia calorífica intercambiada en la unión entre A y B es:

$$\dot{Q}_P = \pm \pi_{AB} I = \pm IT(\alpha_B - \alpha_A) \quad (2.14)$$

El término π_{AB} es el llamado coeficiente Peltier, que se define como el calor intercambiado en la unión por unidad de tiempo y de corriente que circula a través de la misma:

$$\pi_{AB} = \frac{\dot{Q}_P}{\int_S J \cdot dS} = T(\alpha_B - \alpha_A) \quad (2.15)$$

J = Densidad de corriente eléctrica

S = Superficie

T = Temperatura absoluta

α_A, α_B = Coeficiente Seebeck de los materiales A y B

Efecto Thomson

El efecto Thomson consiste en la absorción o liberación de calor por parte de un conductor eléctrico homogéneo con una distribución de temperaturas no homogénea, por el que circula una corriente.

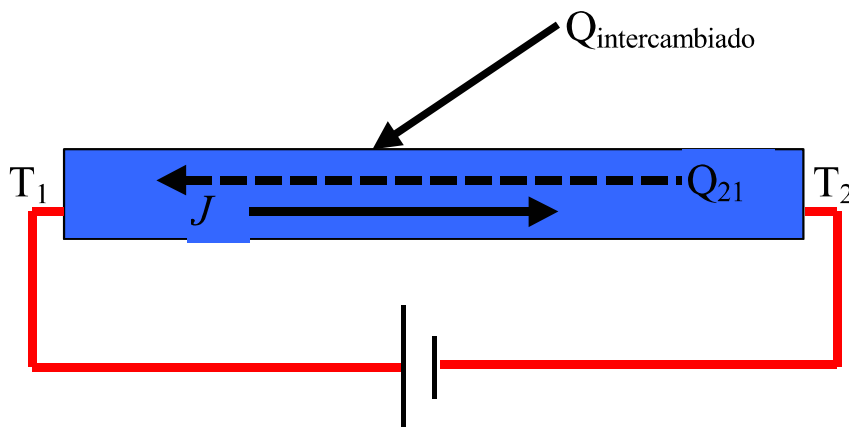


Figura 2.2- Esquema de un conductor sometido a un gradiente de temperatura, circulando a través de él una corriente eléctrica

$$q_T^* = \sigma^* \nabla T^* J \quad (2.16)$$

q_T^* = Flujo de calor por unidad de volumen generado por efecto Thomson.

σ = Coeficiente Thomson

∇T = Gradiente de temperatura en el conductor.

J = Densidad de corriente eléctrica

Desarrollando esta expresión para obtener la relación entre el coeficiente Thomson y Seebeck y teniendo en cuenta las ecuaciones que rigen los efectos Peltier y Seebeck, se llega a:

$$\sigma \equiv \frac{q_T^*}{\nabla T \cdot J} = -T \frac{\partial \alpha}{\partial T} \quad (2.17)$$

Quedando para la unión:

$$\sigma_A - \sigma_B = T \frac{\partial \alpha_A}{\partial T} - T \frac{\partial \alpha_B}{\partial T} = T \frac{\partial}{\partial T} (\alpha_A - \alpha_B) \quad (2.18)$$

2.2.3 Funcionamiento de un módulo Peltier

Un módulo Peltier está compuesto por N elementos termoeléctricos iguales, como el arriba explicado, conectados eléctricamente en serie mediante un material conductor y térmicamente en paralelo; estos elementos y sus conectores están montados entre dos sustratos de material cerámico que mantienen mecánicamente la estructura y aíslan eléctricamente el circuito interno.

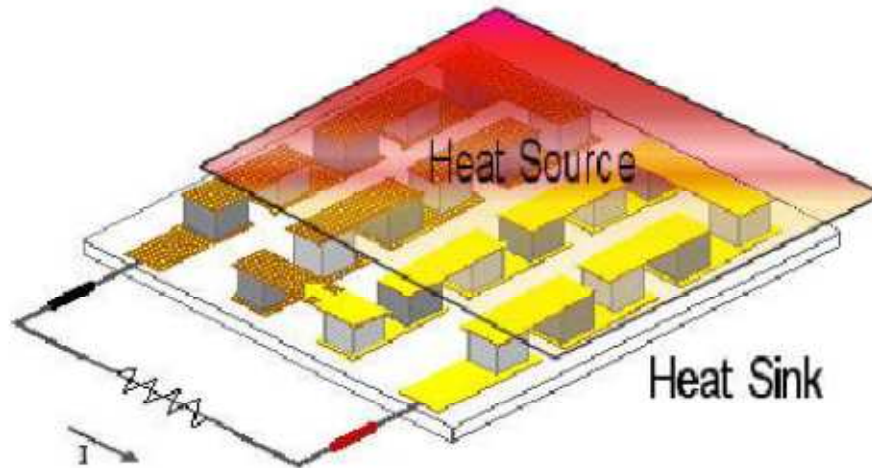


Figura 2.3 Esquema de un módulo Peltier como generador termoeléctrico

Tomando como referencia el estudio de un elemento termoeléctrico arriba desarrollado, se va a explicar el funcionamiento de un módulo Peltier como generador:

Sea una fuente de calor conectada directamente a una de las caras de un módulo Peltier, de la cual recibe un flujo constante de calor \dot{Q}_h que hace que las uniones metálicas interiores de esta cara se mantengan a una temperatura constante T_h . Por otro lado, las uniones metálicas interiores de la otra cara se mantienen a una temperatura T_c , emitiendo al exterior un flujo de calor \dot{Q}_c . En estas condiciones, aparece una fuerza electromotriz Et de valor:

$$Et = N * [(\alpha_{ph} - \alpha_{nh}) * T_h - (\alpha_{pc} - \alpha_{nc}) * T_c + (\sigma_p - \sigma_n)(T_h - T_c)] \quad (2.19)$$

Si se cierra el circuito mediante una resistencia de carga R_L , se puede dibujar una analogía eléctrica similar a la anterior (figura 2.4). En este caso, R_0 se refiere a la resistencia eléctrica de todo el módulo Peltier, y está formada por la suma de las resistencias eléctricas de cada uno de los N elementos termoeléctricos:

$$R_0 = N * (R_p + R_n + R_{uniones}) = N * \left(\rho_p \frac{L_p}{A_p} + \rho_n \frac{L_n}{A_n} + 2 * \frac{\rho_{union,p}^{superficial}}{A_p} + 2 * \frac{\rho_{union,n}^{superficial}}{A_n} \right)$$

(2.20)

Las expresiones de la diferencia de potencial V , la intensidad de corriente I y la potencia consumida por la resistencia de carga P quedan:

$$V = N * [(\alpha_{ph} - \alpha_{nh})(T_h) - (\alpha_{pc} - \alpha_{nc})(T_c) + (\sigma_p - \sigma_n)(T_h - T_c)] * \frac{m}{m+1} \quad (2.21)$$

$$I = N * [(\alpha_{ph} - \alpha_{nh})(T_h) - (\alpha_{pc} - \alpha_{nc})(T_c) + (\sigma_p - \sigma_n)(T_h - T_c)] * \frac{1}{R_0(m+1)} \quad (2.22)$$

$$P = N^2 * [(\alpha_{ph} - \alpha_{nh})(T_h) - (\alpha_{pc} - \alpha_{nc})(T_c) + (\sigma_p - \sigma_n)(T_h - T_c)]^2 * \frac{m}{R_0(m+1)^2} \quad (2.40)$$

Aplicando el primer principio de la termodinámica al conjunto, se obtiene que:

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c + P \quad (2.23)$$

Debido al efecto Peltier, al pasar la corriente generada por el circuito, se produce una absorción de calor en todas las uniones de la parte más caliente del módulo:

$$\dot{Q}_{Peltier,h} = N * (\alpha_{ph} - \alpha_{nh}) T_h * I \quad (2.24)$$

En las uniones de la cara fría, se produce una generación de calor de valor:

$$\dot{Q}_{Peltier,c} = N * (\alpha_{pc} - \alpha_{nc}) T_c * I \quad (2.25)$$

Las pérdidas de calor por efecto Joule representan la suma de las pérdidas en cada uno de los elementos, por lo que su valor es:

$$\dot{Q}_{Joule} = N * I^2 R_0 \quad (2.26)$$

Este término está compuesto por las pérdidas en todos los semiconductores:

$$\dot{Q}_J = N * I^2 \left(\rho_p \frac{L_p}{A_p} + \rho_n \frac{L_n}{A_n} \right) \quad (2.27)$$

Hay que sumar las pérdidas de calor por efecto Joule en las uniones del lado caliente y frío entre todos ellos:

$$\dot{Q}_{Contactah} = N * I^2 * \left(\frac{\rho_{union,p}^{superficial}}{A_p} + \frac{\rho_{union,n}^{superficial}}{A_n} \right) \quad (2.28)$$

$$\dot{Q}_{Contactac} = N * I^2 * \left(\frac{\rho_{union,p}^{superficial}}{A_p} + \frac{\rho_{union,n}^{superficial}}{A_n} \right) \quad (2.29)$$

Debido al efecto Thomson, se genera un flujo de calor de valor:

$$\dot{Q}_{Thomson} = N * (\sigma_n - \sigma_p) (T_h - T_c) * I \quad (2.30)$$

Por último, la diferencia de temperatura entre caras ($T_h - T_c$), provoca una transmisión de calor desde la parte caliente hacia la fría, cuyo valor se obtiene solucionando la ecuación general de transmisión de calor.

$$\rho C_p \frac{\delta T}{\delta t} = k \left(\frac{\delta^2 T}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta z^2} \right) + \dot{q} \quad (2.31)$$

2.3 Funcionamiento del disipador heat-pipe

Uno de los aspectos más característicos de este Trabajo Fin de Grado es la utilización de un intercambiador tipo tubo de calor.

Los intercambiadores tipo tubo de calor o *heat pipe*, son disipadores muy utilizados en la industria de la refrigeración. Son intercambiadores con un coste mayor debido a una fabricación más compleja, pero con unas características térmicas que superan en mucho a dispositivos más sencillos. Las aplicaciones que habitualmente hacen uso de este tipo de disipadores son las electrónicas, donde un gran flujo de calor debe ser evacuado de una superficie relativamente baja, teniendo en los *heat pipe* un disipador que “lleva” el calor de una forma muy rápida y eficiente desde la superficie emisora a una superficie mayor donde se evacuará al ambiente.

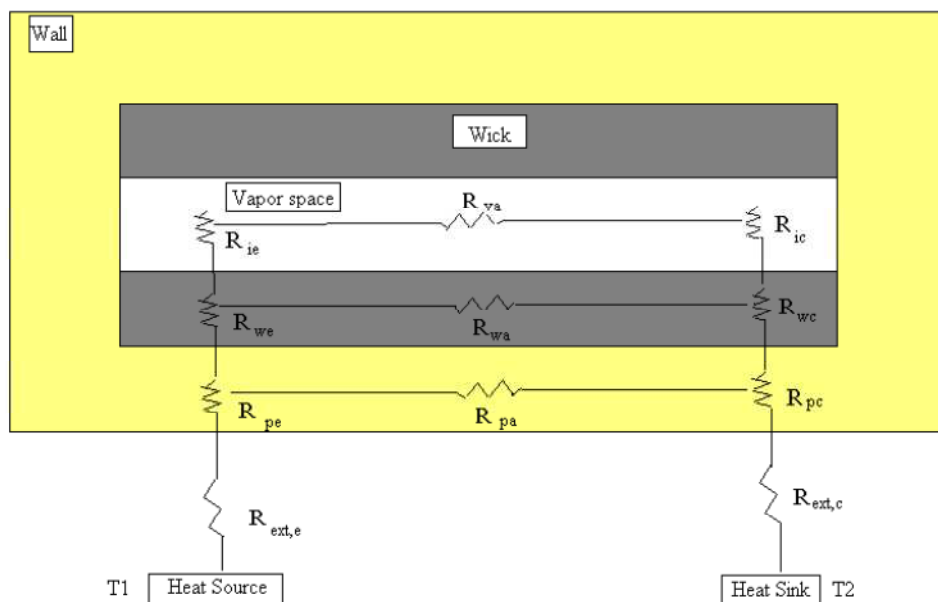


Figura 2.4 Red de resistencias de un heat pipe



Figura 2.5 Distintos heat pipe

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

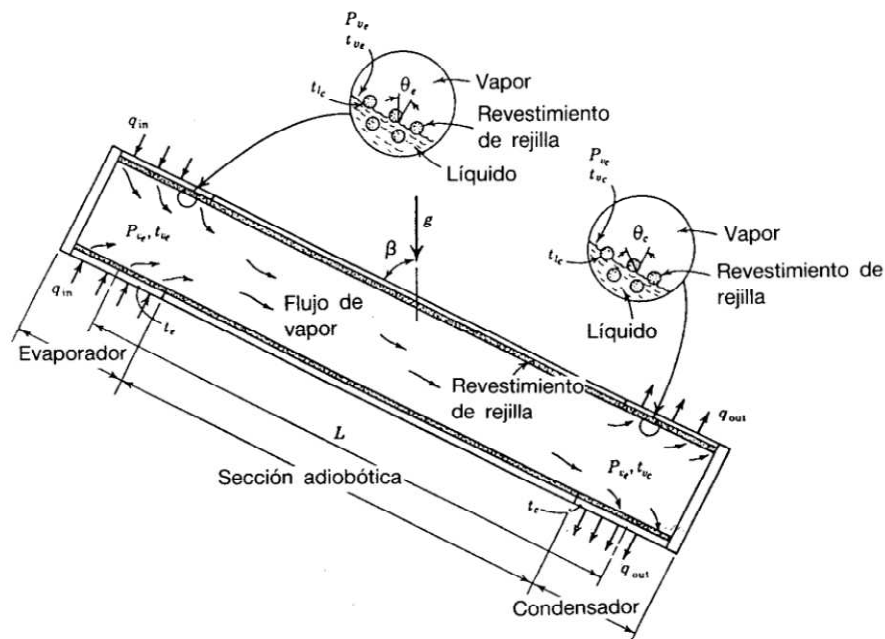


Figura 2.6 principio de funcionamiento de los heat pipe y nomenclatura

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.

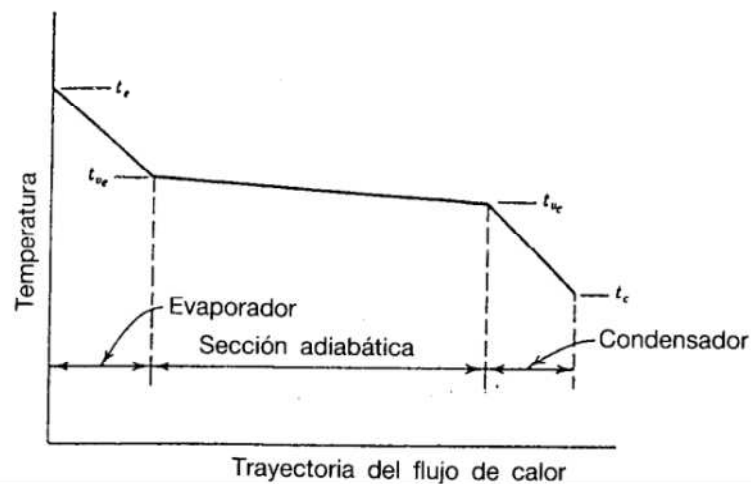


Figura 2.7 variación de temperatura a lo largo del intercambiador

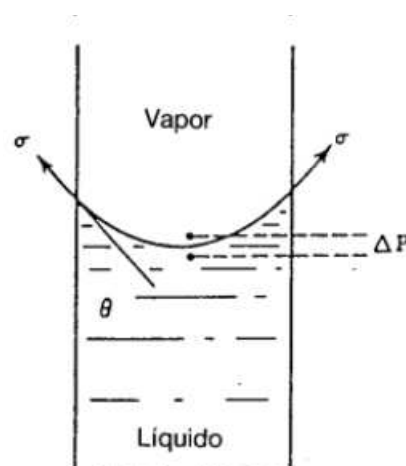


Figura 2.8 menisco de un líquido

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:

$$(\Delta P_c)_m \geq \int_{L_{\text{eff}}} \frac{\partial P_v}{\partial x} dx + \int_{L_{\text{eff}}} \frac{\partial P_l}{\partial x} dx + \Delta P_{PT,e} + \Delta P_{PT,c} + \Delta P_+ + \Delta P_{||} \quad (12.1)$$

where $(\Delta P_c)_m$ = the maximum capillary pressure difference generated within the capillary wicking structure between the wet and dry points

$\frac{\partial P_v}{\partial x}$ = the sum of the inertial and viscous pressure drop occurring in the vapor phase

$\frac{\partial P_l}{\partial x}$ = the sum of the inertial and viscous pressure drop occurring in the liquid phase

$\Delta P_{PT,e}$ = the pressure gradient across the phase transition in the evaporator

$\Delta P_{PT,c}$ = the pressure gradient across the phase transition in the condenser

ΔP_+ = the normal hydrostatic pressure drop

$\Delta P_{||}$ = the axial hydrostatic pressure drop

Figura 2.9 límite de capilaridad

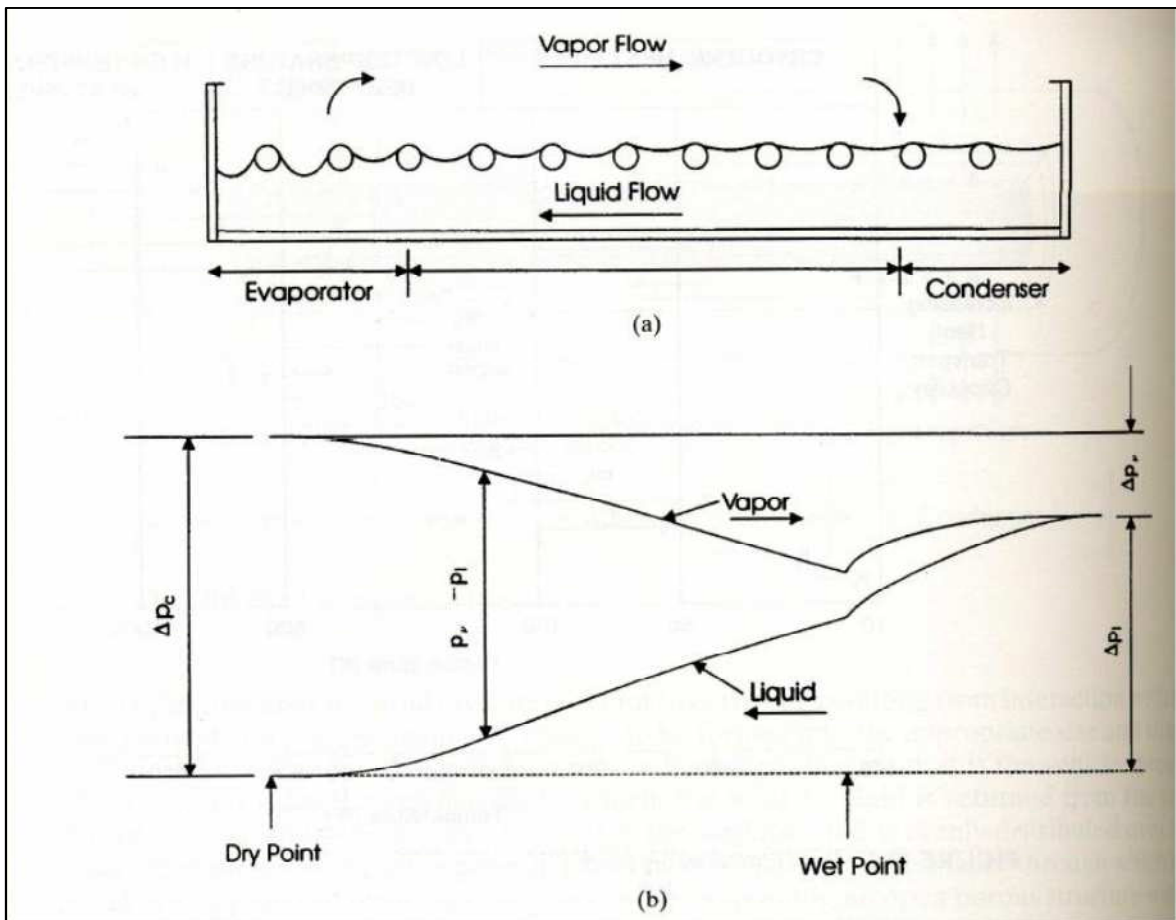


Figura 2.10 Variación del menisco y la presión capilar a lo largo del heat pipe

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

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.

$$\Delta P_c = \sigma \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \tag{2.32}$$

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:

$$\Delta P_{c,m} = \left(\frac{2\sigma}{r_{c,e}} - \frac{2\sigma}{r_{c,c}} \right) \quad (2.33)$$

En la figura 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, tenemos entonces una presión capilar máxima de

$$\Delta P_{c,m} = \left(\frac{2\sigma}{r_{c,e}} \right) \quad (2.34)$$

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.

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:

$$\Delta P_+ = \rho_l g d_v \cos \varphi \quad (2.35)$$

Donde 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.

Caída de presión hidrostática axial

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

$$\Delta P_{II} = \rho_l g L \sin \varphi \quad (2.36)$$

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.

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, o bien

$$\Delta P_l = - \int_0^x \frac{dP_l}{dx} dx \quad (2.37)$$

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 substituímos 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 fórmula sin necesidad de integración.

$$\Delta P_l = \left(\frac{\mu_l}{K A_w \lambda \rho_l} \right) L_{eff} q \quad (2.38)$$

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

$$L_{eff} = 0,5L_e + L_{adiab} + 0,5L_c \quad (2.39)$$

Y la permeabilidad del relleno la obtenemos en tablas para distintas construcciones de intercambiadores.

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

$$\Delta P_v = \left(\frac{C(f_v Re_v)\mu_v}{2(r_{h,v})^2 A_v \lambda \rho_v} \right) L_{eff} q \quad (2.40)$$

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:

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

$\Delta P_{c,m}$ = 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

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 sólida; 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 Clausius-Clapeyron obtenemos la relación anterior que nos da el flujo máximo de calor aplicable antes de que haya ebullición nucleada.

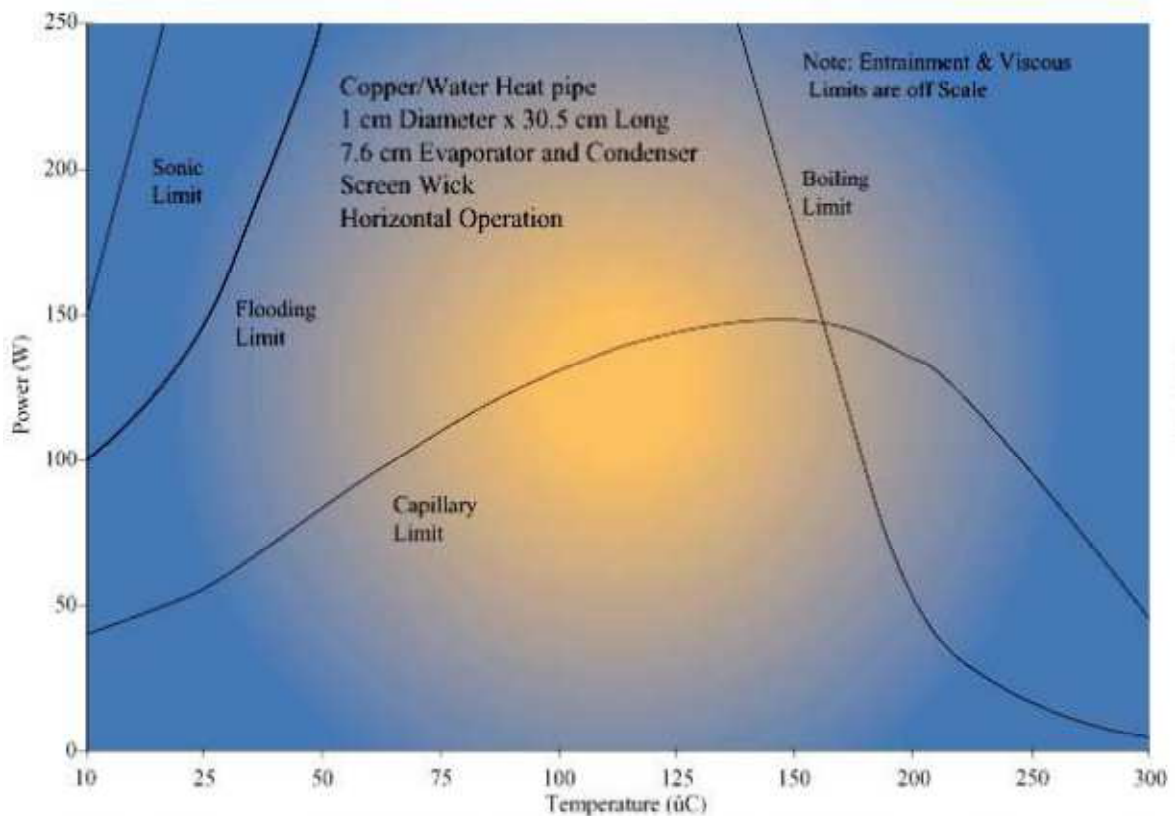


Figura 2.11 distintos límites de funcionamiento para un heat pipe comercial

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.

3 Construcción de prototipos. Equipos de medida

3.1 Elaboración de los planos para la construcción de los equipos

A la hora de construir el prototipo para el ensayo del disipador heat pipe. Lo primero de todo es la elección del dimensionado del área de la base del disipador, este área está elegida acorde con la requerida para la investigación, puesto que es necesario que tanto el disipador heat-pipe que se ensaya, así como el de aletas y el intercambiador agua aire tengan el mismo área equivalente.

Las dimensiones del disipador empleado son las siguientes:

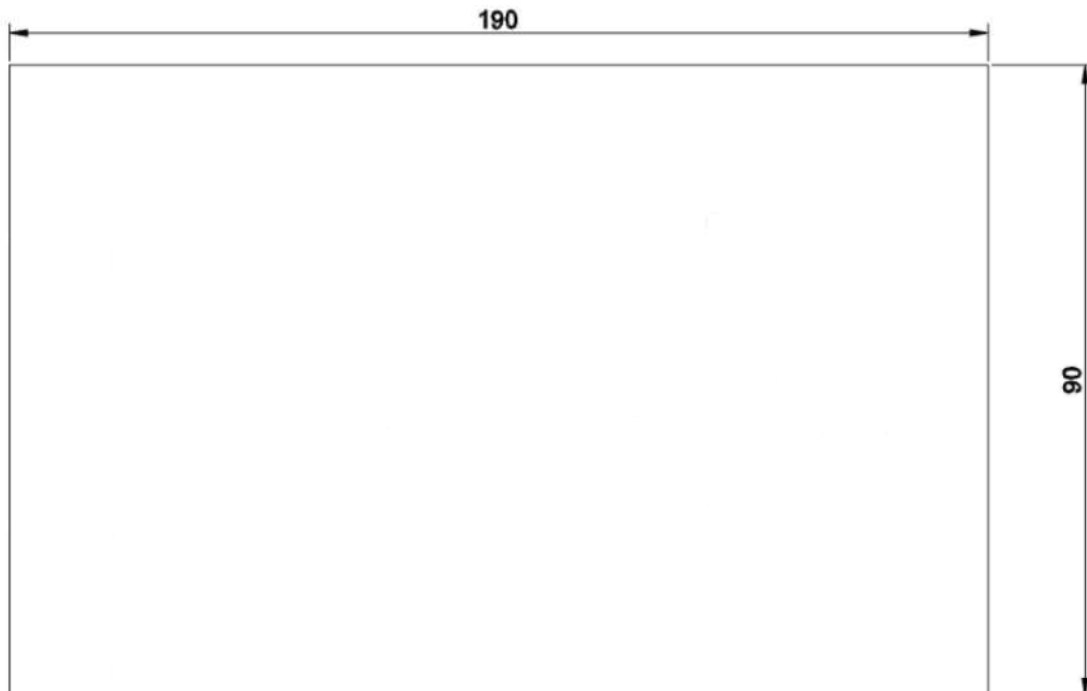


Figura 3.1 Base del disipador heat pipe.

De este modo, una vez elegidas las dimensiones del disipador, se encarga el cortado del disipador para que tenga las dimensiones requeridas. También es necesaria la realización de los planos tanto de la placa sándwich que se colocará sobre la cara fría de los TEM, como del túnel de viento que utilizaremos para refrigerar el intercambiador.

Plano del túnel de vientos:

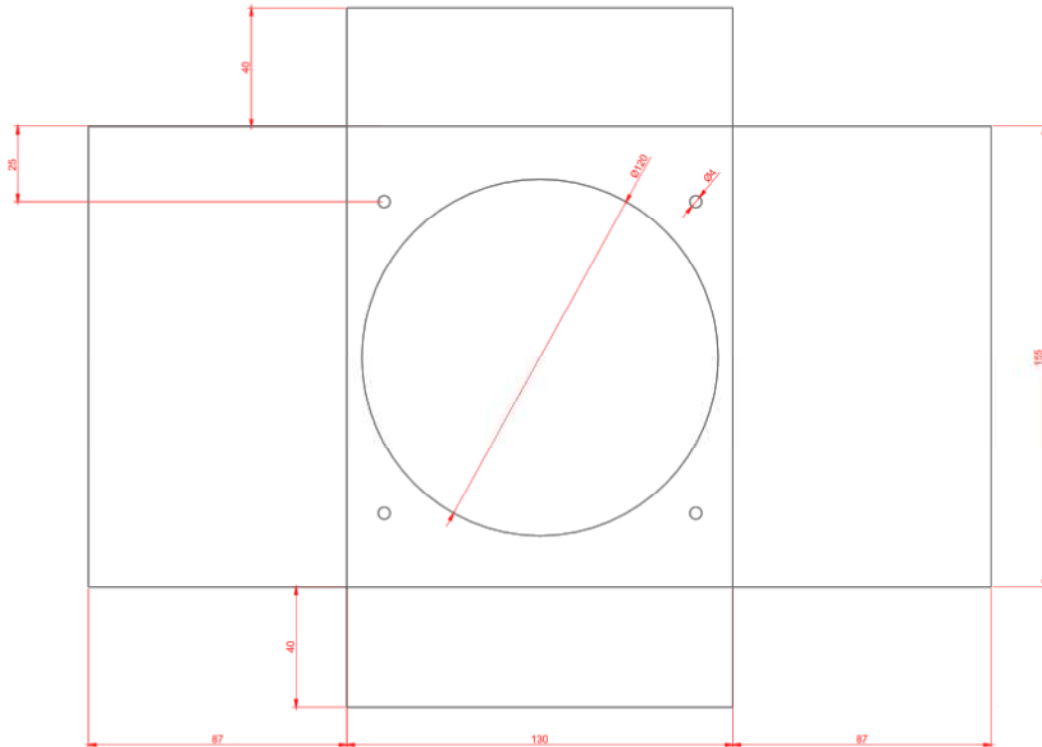


Figura 3.2 Plano del túnel de vientos.

Además, se procede a la elaboración de los planos para la mecanización de las ranuras en el disipador, necesarias para la introducción de las sondas de temperatura. La ubicación de estas ranuras ha sido pensada para que se puedan efectuar ensayos para todas las configuraciones de diferentes TEM, utilizando el menor número de ranuras posible en el disipador.

Planos de las ranuras:

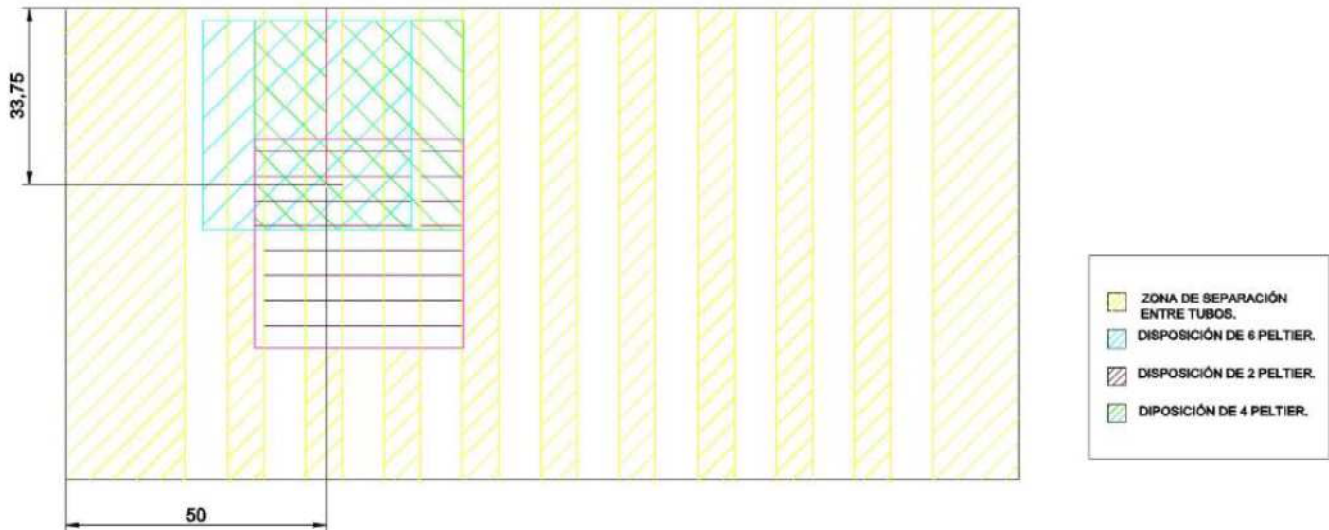


Figura 3.3 Plano para la ranura 1.

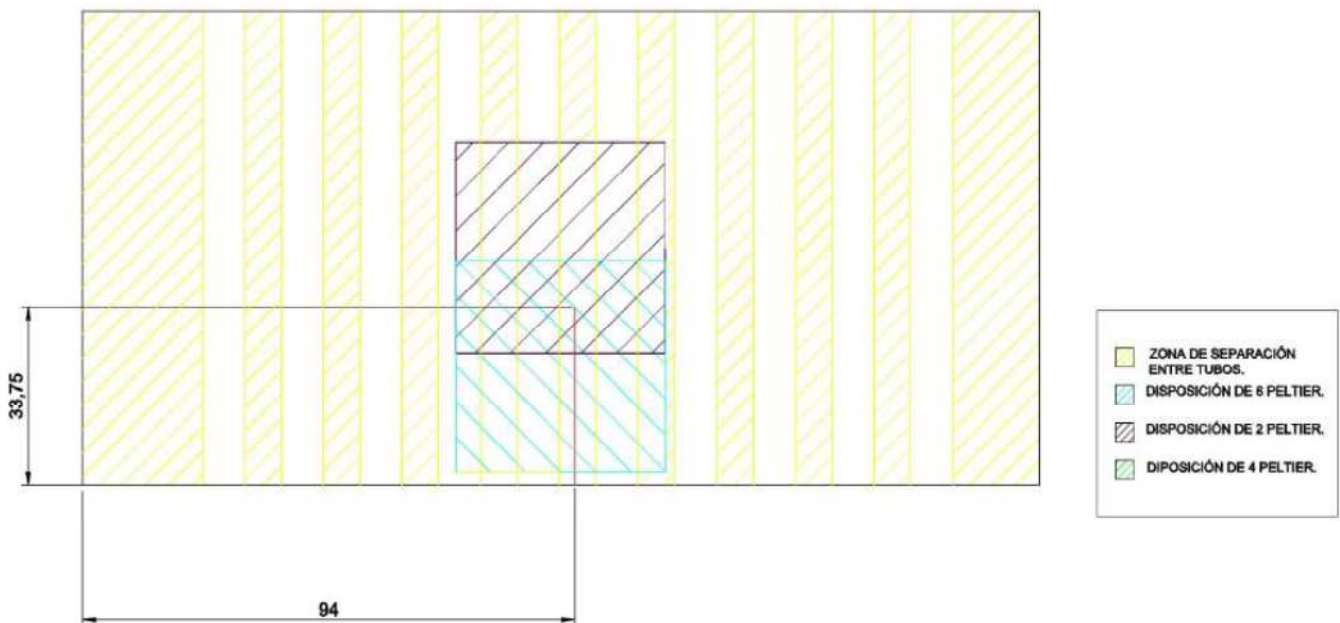


Figura 3.4 Plano para la ranura 2.

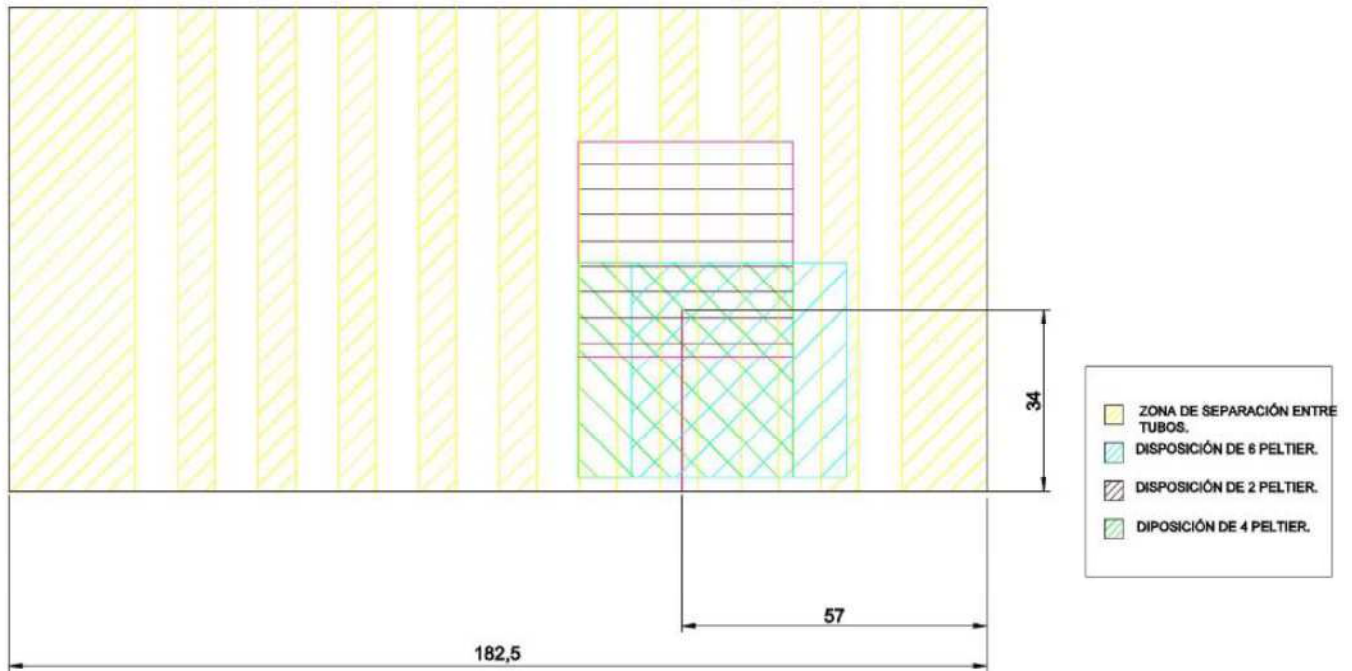
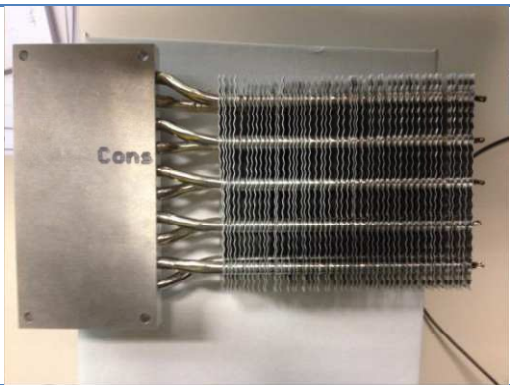




Figura 3.5 Plano para la ranura 3.

La elaboración de todos estos planos se ha llevado a cabo a través del programa de diseño Autocad 2014.

3.2 Instrumental necesario para la realización de los ensayos

Para la realización de los ensayos, se utiliza una amplia variedad de instrumental que se menciona a continuación.

<p>1 disipador heat pipe</p>	
<p>1 ventilador modelo JAMICON JF1225S2H de 24 V DC.</p>	
<p>6 módulos Peltier</p>	
<p>Cámara CLIMATS.</p>	
<p>3 sondas de temperatura NiCr-Ni Thermowire -190-1</p>	

<p>Fuente de alimentación de continua para alimentar los TEM.</p>	
<p>Fuente de alimentación de continua para alimentar el ventilador.</p>	
<p>Capa de neopreno de 10 mm.</p>	
<p>2 Apliques para mantener el disipador en posición vertical.</p>	
<p>8 Bananas, 4 tornillos M6, 4 tuercas M6, regletas, pasta conductora, cinta americana y cables.</p>	

Tabla 3.1 Instrumentos usados en los ensayos.

3.3. Montaje del prototipo

3.3.1 Conexión eléctrica de los Peltier

Las unidades de Peltier deben ser alimentadas eléctricamente. Para ello disponemos de un generador de 1 KW, como se requiere que todos los Peltier estén alimentados con una misma potencia, conectamos todos en paralelo, en este caso, al realizar conjuntamente los ensayos con el modelo de refrigeración con aletas, conectamos por separado todas las unidades de cada refrigeración en paralelo, para después conectar a la fuente los dos sistemas en paralelo, de modo que todos los Peltier estén en paralelo.

Mediante el siguiente gráfico se explica el conexionado del sistema.

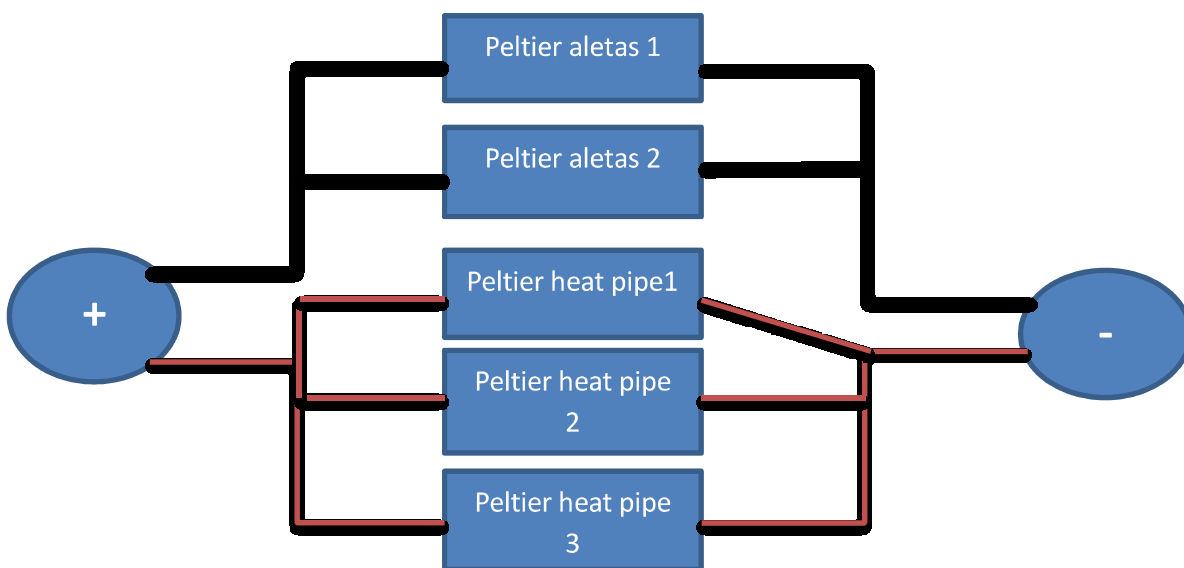


Figura 3.6 Esquema del conexionado eléctrico

Así cada Peltier genera el mismo calor, ya que recibe la misma potencia.

Para la conexión de todos los Peltiers, se utilizan diferentes regletas para poder realizar los sucesivos empalmes de manera correcta.

3.3.2 Posición de las sondas de temperatura

Las sondas de temperatura son aquellas que nos permiten obtener las temperaturas en los diferentes puntos de la placa caliente del refrigerador. Las sondas utilizadas son de una aleación de *NiCr-Ni thermowire T190-1* de fibra de vidrio, las cuales pueden operar entre $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $400\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dichas sondas son muy sensibles, por lo tanto la correcta posición de las mismas es esencial para la precisión de los resultados posteriores.

Antes de la colocación de las sondas, se revisa el estado de las mismas, ya que si una sonda esta averiada y no se ha percatado de ello, se debería volver a empezar desde el principio.

Estas sondas se colocan en unas ranuras que previamente se habían realizado en la placa del refrigerador, como se indica en las figuras(3.5,3.5 y 3.6), para que así el contacto entre la placa y el Peltier mejorara.

Una vez puesta la sonda en la ranura, se impregna esta con una pasta que fija la posición de esta sonda en la ranura, de manera que la cabeza de la sonda tenga contacto con un Peltier.

3.3.3 Colocación de los módulos Peltier

Mediante el uso de los siguientes planos, se dispone a la fijación de los Peltiers en su posición adecuada.

Los planos están realizados en relación al área útil de la base del disipador sobre la cual se pueden colocar los módulos. Por ello el espacio ocupado por los tornillos no se tiene en cuenta en los siguientes planos.

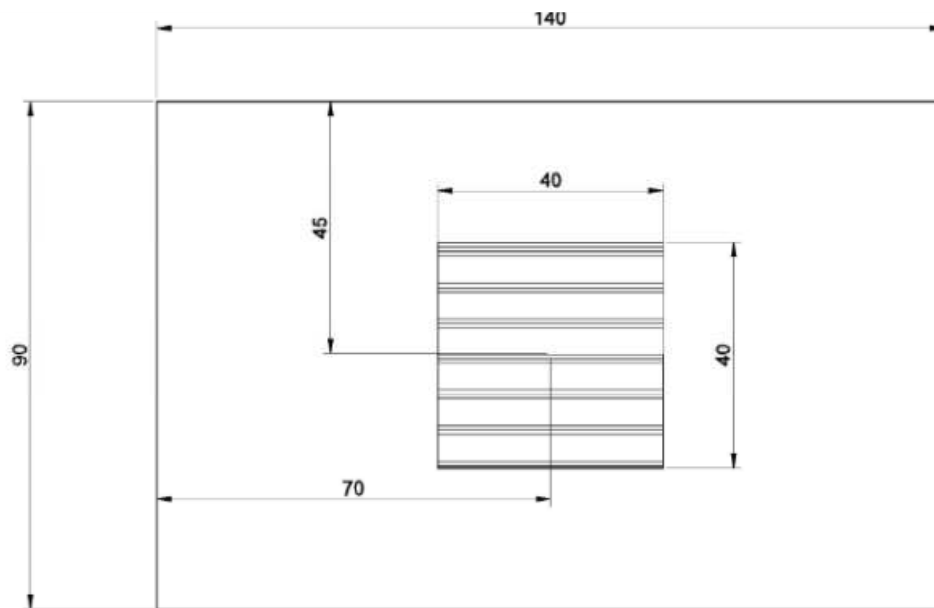


Figura 3.7 Plano de colocación para $\delta=0,117$

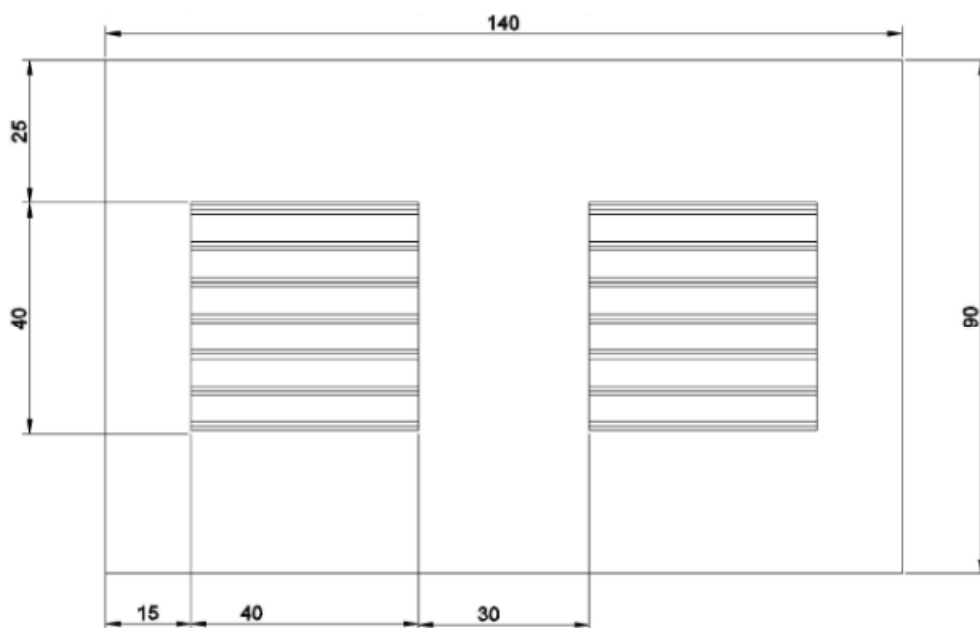


Figura 3.8 Plano de colocación para $\delta=0,234$

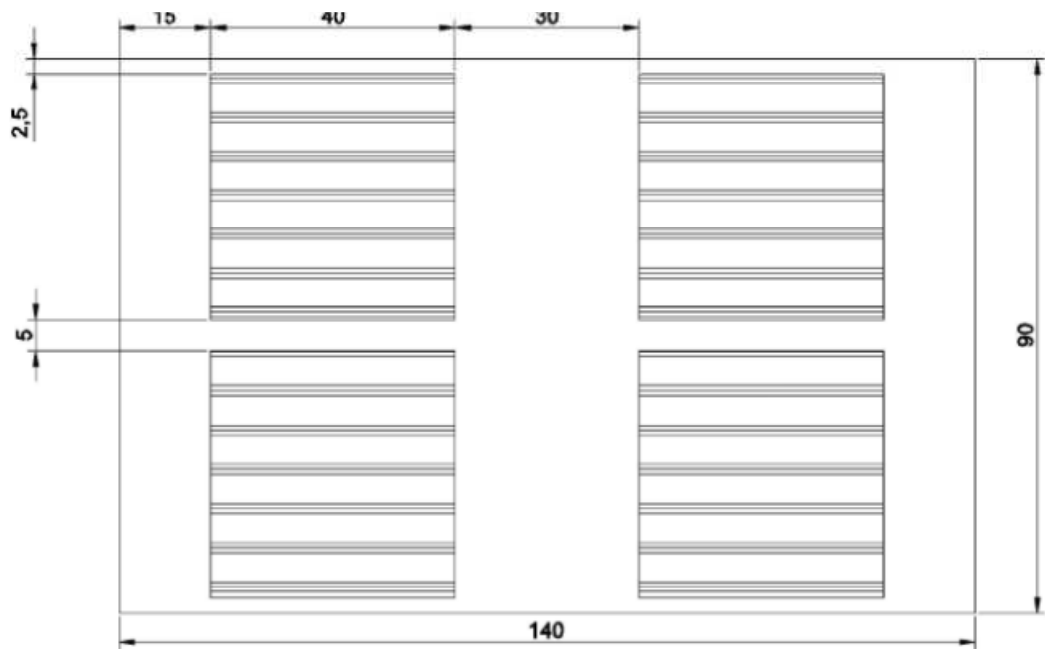


Figura 3.9 Plano de colocación para $\delta=0,469$

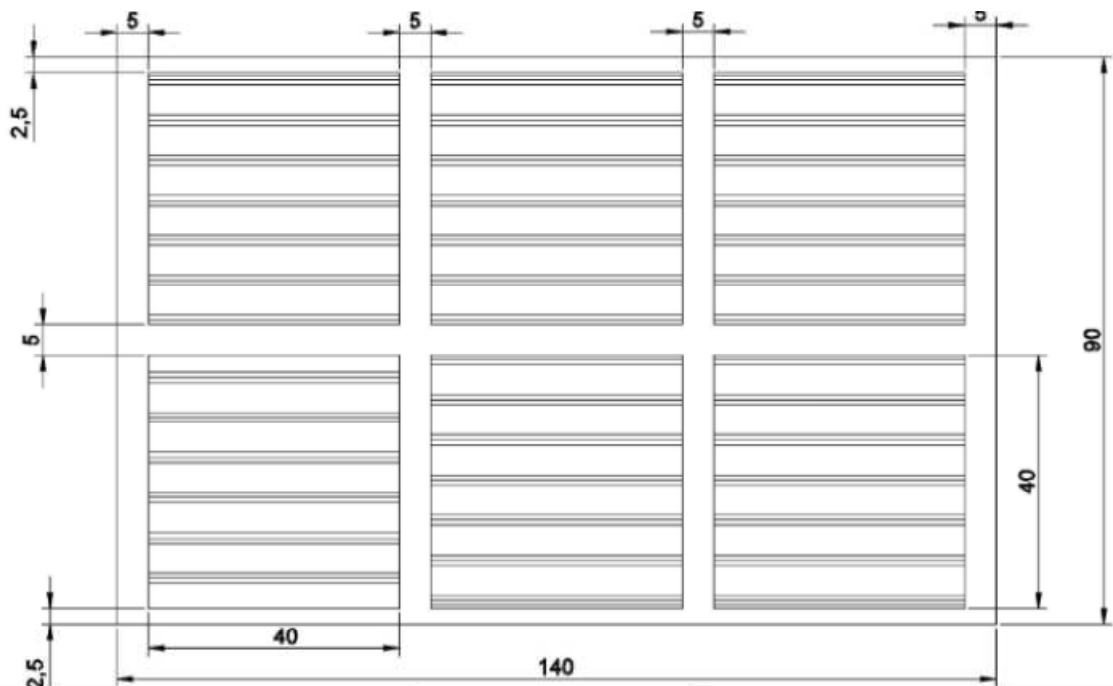


Figura 3.10 Plano de colocación para $\delta=0,707$

Para cada disposición de los TEMs la posición de los mismos varía, y es por ello muy importante, el uso e interpretación de los planos.

A continuación impregnamos la zona caliente del Peltier de la pasta conductora con un espesor de 1 ó 2 mm, esta nos permite fijar la posición de los Peltier a la placa de refrigeración y además mejorar el contacto con la placa.

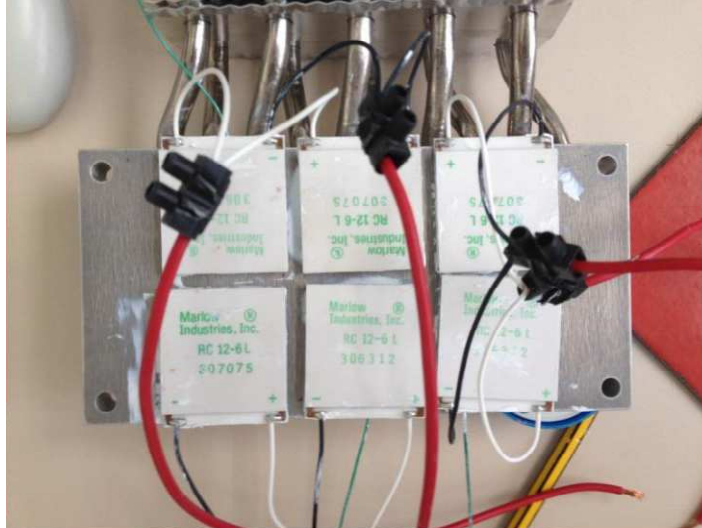


Figura 3.11 Disposición de los Peltiers para $\delta=0,707$.

La primera ventaja es muy importante para temas de simetría y de contacto con la sonda.

3.3.4 Fijación de la placa sándwich

Este paso es muy importante, ya que los resultados dependen en gran medida de la presión a la cual están sometidos los Peltiers. Para ello nos ayudamos de una llave dinamométrica para que todos los tornillos que unen la placa sándwich a la placa del heat pipe, tengan el mismo par de apriete.

Par de apriete de cada tornillo: 1 Nm.



3.3.5 Montaje del aislante

Ponemos aislante en la superficie más fría de la placa de refrigeración.

Este aislante está compuesto por dos capas de neopreno de 1 centímetro de espesor cada una, unimos estas dos capas con un pegamento para que exista un buen contacto entre capas.

A continuación fijamos las dos capas de aislante al heat pipe, con la ayuda de la cinta americana, que nos permite asegurar el contacto con la placa refrigeradora. En este paso hay que tener especial cuidado, ya que esta cinta al no ser aislante no se puede pegar a la parte trasera de la placa refrigeradora, hay que hacer el contacto con la cara trasera de la placa sándwich.

3.3.6 Introducción en la cámara termoelectrica

Una vez se tiene todo el sistema montado, se puede ya introducirlo en la cámara termoelectrica, gracias a la cual nos podemos asegurar que la temperatura ambiente sea siempre de 21 °C.

Todo el sistema de cables, tanto de las sondas de temperatura como de la alimentación de los Peltier y ventilador se sacan por unos orificios que tiene la cámara, que posteriormente, cuando se realiza el ensayo, se tapa con unos cilindros de goma.

Dentro de la cámara se dispone el heat pipe de manera vertical, con las aletas en la parte superior, para mejorar así la refrigeración, esto se consigue gracias a un sistema de apliques como se muestran en la tabla (3.1) apretados con cuatros tornillos.

A continuación se coloca el ventilador en la zona de las aletas para tener una convección forzada, y no natural. Este ventilador está sujeto a una estructura hecha a medida la cual se coloca en la zona de las aletas.

3.3.7 Conexionado del sistema

Una vez tenemos todos los cables sacados fuera de la cámara frigorífica por medio de los agujeros que posteriormente se tapan con unos cilindros de goma, los conectamos de la siguiente manera:

- Sondas de temperatura: conectamos cada sonda de temperatura al ALMEMOR, primero la sonda que mide la temperatura ambiente, y después en orden de sistemas refrigeradores conectamos las sondas de cada sistema. Es importante realizar esto con orden, ya que si no, no sabremos a que corresponde cada temperatura en la pantalla del ordenador.

- Cables de alimentación de los Peltiers: una vez realizados los diferentes empalmes, como se indica en el paso 2, únicamente tenemos 2 cables, uno positivo y otro el negativo, estos se conectan a la fuente de alimentación. Importante conectar de manera correcta los cables, ya que si no, nos salen efectos no deseados en las temperaturas finales.

-Cables de alimentación del ventilador: estos cables se deben conectar a una fuente de menor potencia que la de los Peltiers, ya que el consumo de estos es muy bajo.

No obstante, es importante saber, que los cables debemos conectarlos bien, ya que si conectamos el positivo en el negativo de la fuente, este no funciona.

3.3.8 Puesta en marcha de la cámara

Se procede al cerramiento de la cámara por medio de la puerta frontal, la cual se cierra con dos apliques, y también ponemos los dos cilindros de goma que cierran el espacio abierto para la salida de los cables.

A continuación se inicia el programa que controla la cámara, ponemos que la temperatura de consigna es 21 °C y esperamos un minuto hasta que la temperatura del interior de la cual se estabiliza. Este dato lo conocemos por medio de la sonda de temperatura ambiente que se ha colocado dentro de la cámara apartada cinco centímetros de la pared de la misma.



3.4 Equipos de medida

Para la obtención de las temperaturas de la base del disipador en contacto con la cara caliente de los módulos, utilizamos sondas de temperatura.

Estas sondas están conectadas al ALMEMO, que envía los datos al ordenador a través del programa informático.

De la misma manera, colocamos otra sonda en el interior de la cámara para saber la temperatura ambiente de la cuba.

4 Metodología experimental de los ensayos

4.1 Metodología experimental de los ensayos para el cálculo de las resistencias térmicas

Para realizar este estudio se emplea una metodología que está basada en los datos experimentales obtenidos con el prototipo del disipador heat-pipe.

En estos ensayos se trata de obtener experimentalmente las curvas de resistencia térmica del disipador a estudiar, así como la potencia eléctrica consumida por el ventilador, en función del flujo másico de aire. Además, obtendremos de manera experimental las curvas de resistencia térmica en función de δ , así como esta resistencia en función de la potencia calorífica introducida por cada módulo Peltier (TEM). Es decir, se trata de obtener las siguientes funciones:

$$R_h = f_1(\dot{m}_a), \text{ para diferentes valores de } \delta \quad (4.1)$$

$$R_h = f_1(\dot{W}_{ep}), \text{ para diferentes flujos másicos de aire} \quad (4.2)$$

$$R_h = f_1(\delta), \text{ para diferentes potencias de ventilación} \quad (4.3)$$

$$\dot{W}_{aux} = \dot{W}_f = f_2(\dot{m}_a), \text{ para diferentes valores de } \delta \quad (4.4)$$

Para la realización de los ensayos, se ha construido el prototipo descrito en el apartado anterior, al cual se le han colocado los TEM con sus caras calientes en contacto con el intercambiador y la parte fría altamente aislada. De este modo, aplicando la conservación de la energía, en forma de potencia para una máquina frigorífica, y puesto que la potencia frigorífica es cero (a causa del aislamiento de la parte en contacto con la cara fría de los TEM), toda la potencia eléctrica a la cual son alimentados los TEM, se convierte en potencia térmica introducida al intercambiador.

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c + \dot{W}_{tem} \quad (4.5)$$

Como $\dot{Q}_c = 0$, tenemos que $\dot{Q}_h = \dot{W}_{tem} = V \cdot I$. Valor que resulta fácil de medir.

Así mismo, colocamos termopares tipo K en la cara caliente de los TEM, cuyo valor medio T_{tem} , nos sirve para obtener el valor de la resistencia térmica mediante la expresión:

$$R_h = \frac{T_{tem} - T_a}{\dot{Q}_h} \quad (4.6)$$

Se utiliza una sonda termoelectrica para la configuraci3n de 2 TEM, dos sondas termoelectricas para la de 4 TEM y 8 TEM, y tres sondas termoelectricas para la de 12 TEM. De este modo podremos calcular las resistencias t6rmicas existentes entre la cara caliente del m3dulo y el ambiente. Cabe decir que estas resistencias t6rmicas siempre las calculamos para cada TEM, es decir, son resistencias por TEM.

De este modo se realiza un estudio de la resistencia t6rmica en el disipador heat pipe para diferentes tensiones de alimentaci3n del ventilador, obteni6ndose las curvas de las expresiones (4.1), (4.2), (4.3) y (4.4). Este estudio se ha repetido para 4 valores diferentes de δ , que se corresponden con 2, 4, 8 y 12 TEM sobre la base del disipador.

Los ensayos se realizan en una c3mara CLIMATS que mantiene una temperatura constante de 21°C. Para cada una de las cuatro disposiciones de TEM sobre la base del disipador, se procede a realizar los ensayos de la siguiente manera

- En primer lugar, se colocan los m3dulos Peltier sobre su cara caliente en la base del disipador, as3 como las sondas de temperatura necesarias para cada caso. Estas van conectadas al ALMEMO para poder obtener los datos. Para asegurar el contacto, imprescindible en este tipo de ensayos, se utiliza una pasta conductora entre el TEM y la base del intercambiador.

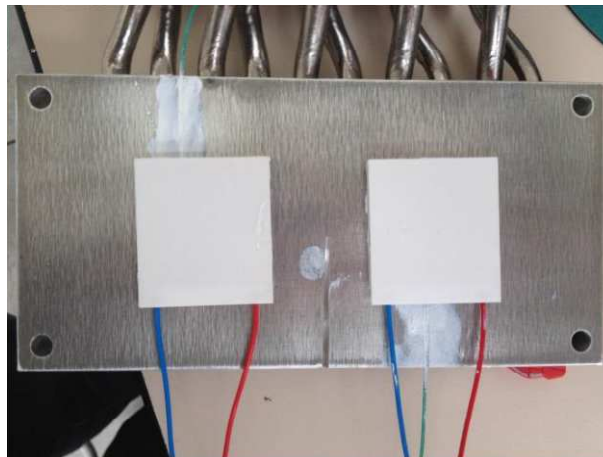
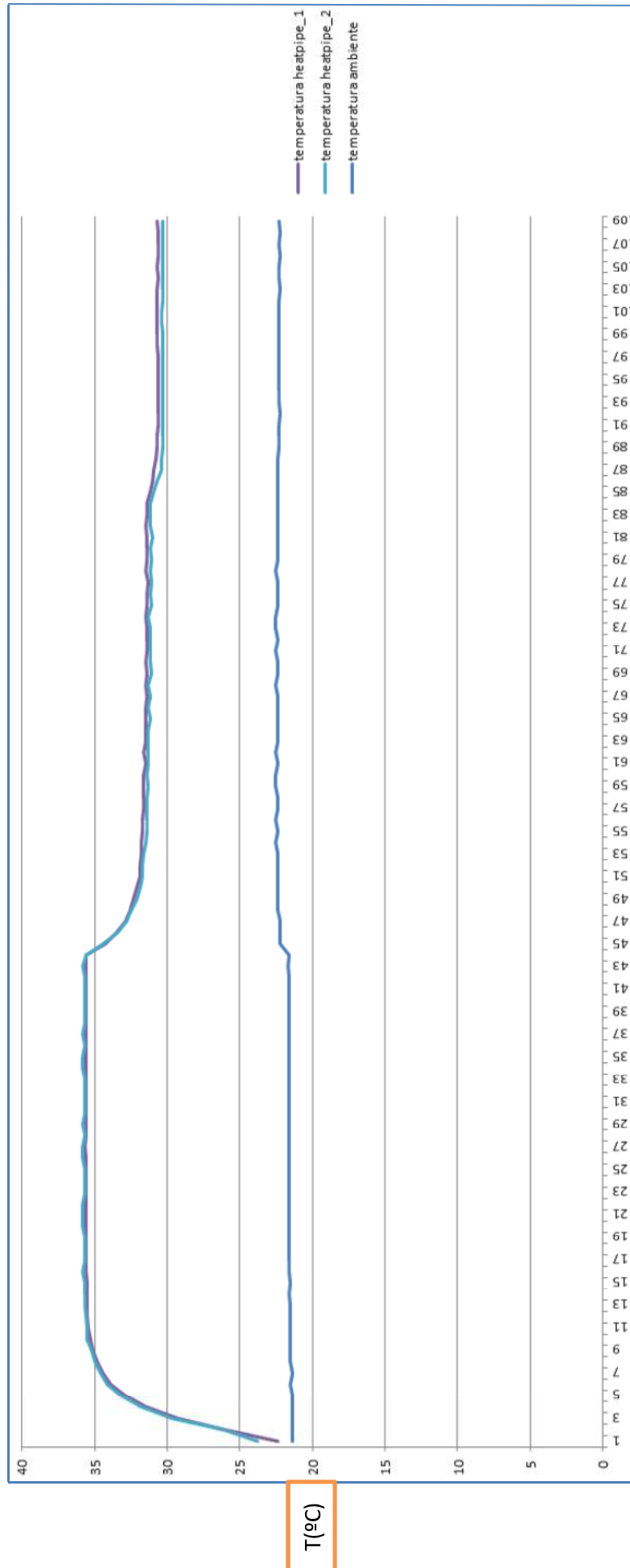


Figura 4.1 disposici3n de los Peltier para $\delta= 0,334$

- Se realizan las conexiones el6ctricas pertinentes, de tal manera que a cada TEM se le est6 proporcionando la potencia calor3fica necesaria en cada caso (30, 20 y 10 W). As3, se conectan todos los TEM en paralelo o en una serie de diferentes TEM en paralelo cuando sea conveniente (debemos adaptarnos a la capacidad de tensi3n e intensidad de la fuente utilizada).

- Se coloca sobre la cara fría de los TEM la placa sándwich y se aísla con neopreno. Después se coloca el túnel de vientos sobre las aletas del disipador y se conecta el ventilador a la otra fuente de alimentación, para proporcionar la potencia de ventilación deseada.
- Una vez realizado el montaje, se introduce el disipador en la cámara. Se cierra bien la cámara y se pone en funcionamiento a una temperatura de 21°C. Se conectan las fuentes, tanto la que alimenta a los TEM como la que alimenta al ventilador para que den la potencia requerida en cada caso.
- Para comenzar el ensayo, se inicia el programa *AMR Data 4.0* con el cual obtenemos las temperaturas de la base del disipador heat pipe que está en contacto con la cara caliente de los TEM. Una vez iniciado, se pone los valores de tensión e intensidad para el generador de los Peltiers y para el de los ventiladores, además para este último, estos valores se modificarán ya que nos interesa conocer la refrigeración del heat pipe con diferentes flujos máxicos de aire.
- El programa nos muestra las temperaturas cada treinta segundos. Gracias a estos valores se construyen graficas como la siguiente, gráficas de temperatura frente a tiempo para cada ensayo. Con estas gráficas calcularemos posteriormente las resistencias térmicas.



Tiempo (minutos)

T(°C)

Figura 4.2 Gráfica de temperatura frente a tiempo para un ensayo con $\delta = 0,234$

- Una vez concluido el ensayo se procede a sacar el disipador de la cámara climatizada con su consiguiente desconexión de los cables que alimentaban a las unidades de los Peltiers, como también se desconecta las sondas que nos proporcionan las mediciones de las temperaturas.
- A continuación se procede a quitar el aislamiento que está puesto en la cara más fría del Peltier.
- Después procedemos mediante una llave allen a quitar la placa sándwich, que es la que mantiene fijas las posiciones de los Peltiers, una vez quitados los 4 tornillos de métrica 6, podemos ya quitar los TEM.
- Desconectamos todas las uniones eléctricas realizadas a los Peltier para el ensayo anterior, y quitamos las sondas de temperatura.
- Limpiamos los TEM, ya que estos se fijan al heat pipe mediante una pasta que hace mejorar mucho el contacto, y así se consigue menores pérdidas caloríficas. Una vez eliminamos esta pasta con papel y alcohol, damos por finalizado el ensayo.

4.2 Metodología experimental para el cálculo de los flujos máscicos de aire

Este ensayo es necesario para conocer el flujo máscico de aire de ventilación utilizado en los ensayos anteriores, en función de la potencia de ventilación. Se han empleado tres potencias de ventilación distintas (2,2; 6,4 y 13,2 W). Para cada una de estas potencias corresponde un flujo máscico de aire de ventilación, así que obtendremos estos flujos máscicos de aire también de manera experimental.

El ensayo se lleva a cabo mediante la denominada sonda de hilo caliente. Esta sonda permite obtener la velocidad del aire (en m/s) en diferentes zonas del disipador de aletas. Lo que hacemos es medir la velocidad del aire en 5 puntos distintos de la salida del disipador, obteniendo así el flujo máscico de aire a través de la siguiente expresión.

$$\dot{m} = v \cdot \rho \cdot A \quad (4.7)$$

Donde v es la velocidad del aire (m/s), ρ es la densidad del aire en condiciones normales (1,246 kg/m³), A es el área de salida del aire (m²) y \dot{m} es el flujo máscico de aire (kg/s).

De esta forma, realizaremos la medición de la velocidad del aire en 5 puntos de la salida del disipador para cada una de las potencias de ventilación utilizadas.

Tomaremos la velocidad de aire obtenida como la media de las 5 velocidades para cada ensayo. Así, obtenemos el flujo másico de aire de ventilación para cada potencia.

El área que atraviesa el flujo de aire a la salida del disipador heat pipe la calculamos a partir de las dimensiones del disipador.

$$A = 1625 \text{ mm}^2$$

Mediante la sonda de hilo caliente conectada al ALMEMO, medimos las velocidades del aire en estos 5 puntos del disipador, con el ventilador a la potencia correspondiente. Se miden las velocidades en los 5 siguientes puntos.

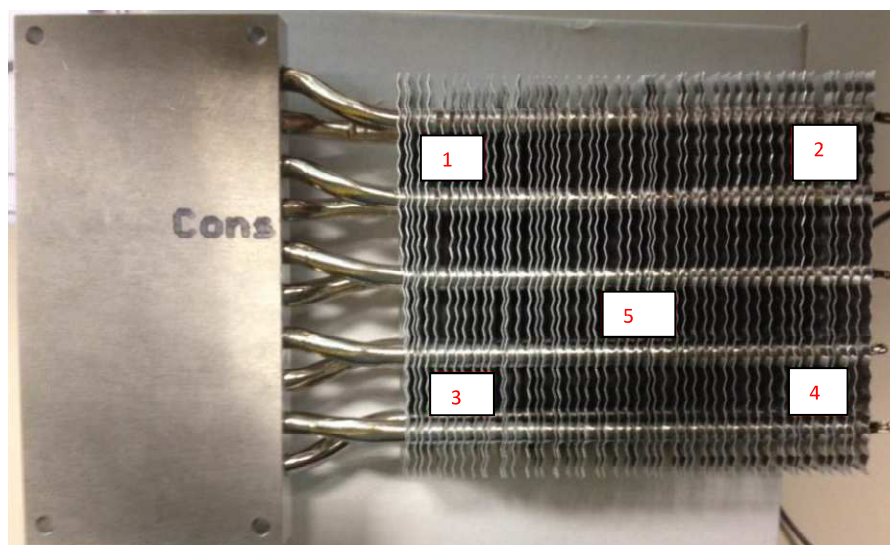


Figura 4.3 Puntos de medida de la velocidad del aire.

Se obtiene la velocidad media de las 5 y se calcula el flujo másico de aire para cada una de las potencias de ventilación. En el siguiente apartado veremos los resultados tanto de este ensayo como del necesario para el cálculo de resistencias térmicas.



5 Resultados y análisis

5.1 Ensayos para el cálculo de resistencias térmicas

Una vez realizado el montaje del prototipo, se procede a la realización de los ensayos, los cuales se estructuran de la siguiente manera:

Para cada disposición de Peltiers, se fijará la potencia que llegue a cada TEM, y se variará la potencia que se le suministra al ventilador:

Las disposiciones de Peltiers que se estudiarán son las siguientes.

- 2 Peltier
- 4 Peltier
- 8 Peltier
- 12 Peltier

Las potencias que se le suministrará a cada Peltier son:

- 10 Watios
- 20 Watios
- 30 Watios

La potencia que se le suministrará al ventilador son:

- 2,2 Watios
- 6,4 Watios
- 13,2 Watios

Todos estos ensayos servirán para la obtención de las resistencias térmicas, las cuales se calculan de la siguiente manera:

Del programa *AMR Data 4.0* se obtiene las temperaturas cada cierto intervalo de tiempo, en los diferentes puntos del heat pipe, así como la temperatura ambiente de la cámara, debido a la colocación de una sonda en el interior de la cuba, así, para cada ensayo se obtiene la siguiente tabla de temperaturas:



Trabajo Fin de Grado

	T ambiente	T sonda 1	T sonda 2		T ambiente	T sonda 1	T sonda 2
T 1	22	27,2	26,9	T 51	20,5	24,7	24,5
T 2	22,1	27,1	26,9	T 52	20,9	24,8	24,7
T 3	22,2	27,1	26,9	T 53	20,5	24,8	24,6
T 4	22,2	26,9	26,8	T 54	20,9	24,7	24,6
T 5	22,3	27	26,7	T 55	20,6	24,7	24,6
T 6	21,9	26,9	26,7	T 56	21	24,6	24,4
T 7	20,9	26,5	26,4	T 57	20,7	24,4	24,3
T 8	20,5	26,1	25,9	T 58	21	24,3	24,2
T 9	20,6	25,9	25,7	T 59	20,8	24,2	24,1
T 10	20,5	25,8	25,5	T 60	20,9	24,1	24
T 11	20,3	25,5	25,3	T 61	20,9	24,2	24
T 12	20,5	25,3	25,2	T 62	20,8	24,1	24
T 13	20,2	25,2	25	T 63	21	24,2	24,1
T 14	20,1	25,1	24,9	T 64	20,7	24	23,9
T 15	20,3	25	24,8	T 65	21	24,1	24
T 16	20,1	24,9	24,7	T 66	20,7	24,1	24
T 17	20,3	24,8	24,6	T 67	20,9	24,1	24
T 18	20,4	24,8	24,6	T 68	20,7	24,1	24
T 19	20,1	24,7	24,5	T 69	21	24,1	23,9
T 20	20,5	24,7	24,6	T 70	20,8	24,1	24
T 21	20,2	24,7	24,5	T 71	21	24,1	23,9
T 22	20,4	24,7	24,5	T 72	20,8	24,1	24
T 23	20,5	24,7	24,6	T 73	20,9	24	24
T 24	20,3	24,7	24,5	T 74	20,8	24,1	24
T 25	20,6	24,7	24,6	T 75	20,8	24	23,9
T 26	20,3	24,7	24,6	T 76	21	24,1	24
T 27	20,7	24,7	24,5	T 77	20,8	24,1	24
T 28	20,4	24,7	24,6	T 78	20,9	24,1	24
T 29	20,6	24,7	24,5	T 79	20,7	24	23,9
T 30	20,6	24,8	24,6	T 80	21	24,2	24,1
T 31	20,5	24,6	24,5	T 81	20,7	24,1	24
T 32	20,8	24,7	24,6	T 82	21	24,1	24
T 33	20,4	24,7	24,6	T 83	20,7	24,1	24
T 34	20,9	24,7	24,6	T 84	21,1	24,2	24
T 35	20,5	24,7	24,6	T 85	20,7	24,1	24
T 36	20,9	24,7	24,6	T 86	21	24,1	24
T 37	20,5	24,7	24,6	T 87	20,8	24,1	24
T 38	20,7	24,7	24,6	T 88	21	24,1	24
T 39	20,7	24,8	24,6	T 89	20,8	24,1	24
T 40	20,6	24,7	24,5	T 90	20,9	24	23,9
T 41	20,8	24,7	24,6	T 91	20,9	24,1	24
T 42	20,5	24,7	24,6	T 92	20,9	24,1	24
T 43	20,9	24,7	24,6	T 93	20,9	24,1	24
T 44	20,5	24,7	24,6	T 94	20,8	24,1	24
T 45	20,9	24,7	24,6	T 95	21	24,1	24
T 46	20,6	24,7	24,6	T 96	20,7	24,1	24
T 47	20,8	24,7	24,6	T 97	21	24,2	24,1
T 48	20,7	24,7	24,6	T 98	20,7	24,1	24
T 49	20,6	24,7	24,6	T 99	21,1	24,1	24
T 50	20,8	24,7	24,6	T 100	20,7	24,1	24



	T ambiente	T sonda 1	T sonda 2
T 101	21,1	24,1	24
T 102	20,8	24	23,9
T 103	21,1	24,1	23,9
T 104	20,7	23,9	23,9
T 105	21	24	23,9
T 106	20,8	24	23,9
T 107	21	24	23,9
T 108	20,8	23,9	23,8
T 109	21	23,9	23,9
T 110	20,8	24	23,9
T 111	20,9	23,9	23,9
T 112	20,9	24	23,9
T 113	20,9	23,9	23,9
T 114	21	24	23,9
T 115	20,8	23,9	23,8
T 116	21	24,1	24
T 117	20,8	23,8	23,7
T 118	21	24	23,9
T 119	20,7	23,9	23,9
T 120	21	24	23,9
T 121	20,7	23,9	23,8
T 122	21,1	24	23,9
T 123	20,7	24	23,9
T 124	21,1	24,1	24
T 125	20,7	24	23,9
T 126	21,1	23,8	23,9
T 127	20,8	24	23,9
T 128	21	24	23,9
T 129	20,8	23,9	23,9
T 130	21,1	24	23,9
T 131	20,8	24	23,9
T 132	21	23,9	23,9
T 133	20,9	24	24

Tabla 5.1 Temperaturas de la base caliente del heat pipe en un ensayo con $\delta=0,234$.

Esta tabla de temperaturas recoge los datos para un ensayo con una determinada disposición de Peltiers, a los cuales se les ha suministrado una potencia, mientras durante el ensayo se ha variado la potencia de ventilación.

El número tan elevado de datos es debido al transitorio del sistema, ya que es necesario que los datos se estabilicen para la obtención de unos resultados fiables.

Se puede observar de la tabla que a partir del tiempo 32 hasta el 55 las temperaturas ya se han estabilizado y por lo tanto se puede extraer los valores de

estas temperaturas, que serán las que corresponden a la potencia de ventilación más baja:

T ambiente	T sonda 1	T sonda 2
20,6	24,7	24,6

Tabla 5.2 Temperaturas con 2,2 Watios de ventilación

Para la segunda potencia de ventilación, la cual se impone inmediatamente después del tiempo anterior, se observa que a partir del tiempo 81 hasta el 100, el sistema se ha estabilizado:

T ambiente	T sonda 1	T sonda 2
20,7	24,1	24

Tabla 5.3 Temperaturas con 6,4 Watios de ventilación

Para la potencia de ventilación más alta, se repite el proceso, y en este caso las temperaturas de las sondas comienzan a estabilizarse a partir del tiempo 124.

T ambiente	T sonda 1	T sonda 2
20,9	24	24

Tabla 5.4 Temperaturas con 13,2 Watios de ventilación

Una vez se tiene las temperaturas para cada potencia de ventilación, se procede al cálculo de las resistencias térmicas mediante la siguiente fórmula.

$$Rt = \frac{T_{sonda} - T_{amb}}{potencia} \quad (5.1)$$

Donde T_{sonda} es la temperatura media de las sondas colocadas sobre la placa caliente del disipador y T_{amb} es la temperatura ambiente, la cual se coloca en el interior de la cámara.

Potencia ventilación (W)	T sondas (°C)	T ambiente (°C)	Potencia suministrada a cada TEM (W)	Resistencia térmica por TEM (K/W)
2,2	24.65	20.6	10	0.395
6,4	24.05	20.7	10	0.335
13,2	24	20.9	10	0.314

Tabla 5.5 Valores de las resistencias térmicas para el ensayo de 10W y $\delta=0,234$.

Este proceso se repite para los 12 ensayos, obteniendo la siguiente tabla de resistencias térmicas:

2 TEM

potencia del ventilador	2,2 W	6,4 W	13,2 W
potencia por TEM			
10 W	0,357	0,313	0,293
20 W	0,3206	0,278	0,263
30 W	0,289	0,253	0,24

Tabla 5.6 Resistencias térmicas para $\delta= 0,117$

4 TEM

potencia del ventilador	2,2 W	6,4 W	13,2 W
potencia por TEM			
10 W	0,395	0,335	0,314
20 W	0,342	0,294	0,281
30 W	0,3166	0,267	0,25

Tabla 5.7 Resistencias térmicas para $\delta= 0,234$



8 TEM

potencia del ventilador	2,2 W	6,4 W	13,2 W
potencia por TEM			
10 W	0,496	0,397	0,368
20 W	0,439	0,342	0,323
30 W	0,419	0,315	0,295

Tabla 5.8 Resistencias térmicas para $\delta= 0,469$

12 TEM

potencia del ventilador	2,2 W	6,4 W	13,2 W
potencia por TEM			
10 W	0,703	0,556	0,53
20 W	0,56	0,436	0,4114
30 W	0,5566	0,424	0,392

Tabla 5.9 Resistencias térmicas para $\delta= 0,707$

5.2 Resultados de los ensayos para el cálculo de los flujos máxicos de aire

A través de estos ensayos, conseguiremos conocer el flujo máxico de aire en función de la potencia de ventilación, midiendo la temperatura del aire con la sonda de hilo caliente. Para la primera potencia de ventilación (2,2 W), medimos la velocidad del aire en los siguientes 5 puntos.

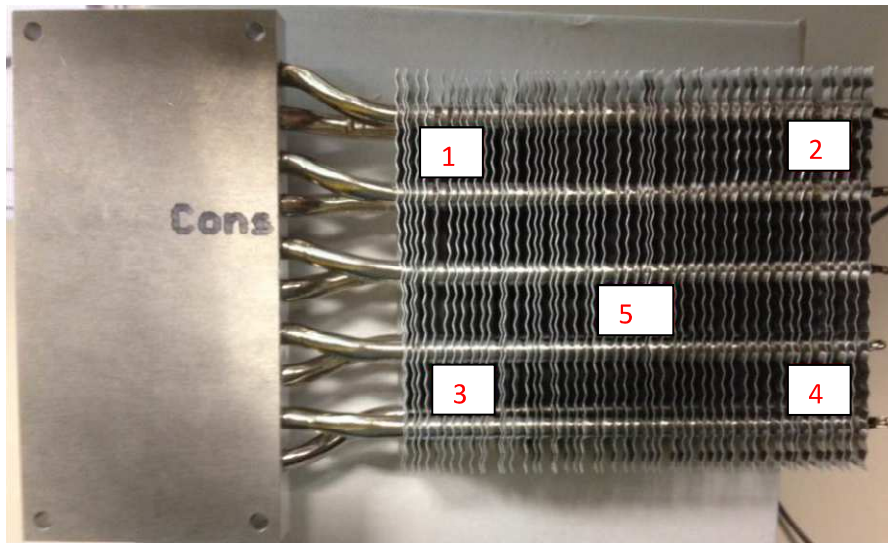


Figura 4.2 Puntos de medida de la velocidad del aire.

- Potencia de ventilación: 2,2 W
 - $v_1 = 0,83$ m/s
 - $v_2 = 1,36$ m/s
 - $v_3 = 1,3$ m/s
 - $v_4 = 0,75$ m/s
 - $v_5 = 1,34$ m/s

Con estos valores, se obtiene una velocidad media de $v_{m1} = 1,116$ m/s

- Potencia de ventilación: 6,4 W
 - $v_1 = 1,23$ m/s
 - $v_2 = 3,2$ m/s
 - $v_3 = 3,2$ m/s
 - $v_4 = 1,85$ m/s
 - $v_5 = 2,15$ m/s

Con estos valores, se obtiene una velocidad media de $v_{m2} = 2,326$ m/s

- Potencia de ventilación: 13,2 W
 - $v_1 = 1,58$ m/s
 - $v_2 = 3,6$ m/s
 - $v_3 = 4,05$ m/s

- $v_4 = 2,2 \text{ m/s}$
- $v_5 = 2,4 \text{ m/s}$

Con estos valores, se obtiene una velocidad media de $v_{m3} = 2,766 \text{ m/s}$

Como se ha explicado antes, obtenemos los flujos máxicos de aire para cada potencia de ventilación mediante la siguiente expresión.

$$\dot{m} = v \cdot \rho \cdot A \quad (4.7)$$

Donde

- $\rho = 1,246 \text{ kg/m}^3$
- $A = 0,01625 \text{ m}^2$
- v es la velocidad media obtenida en cada ensayo.

De esta forma, obtenemos los siguientes flujos máxicos de aire para cada potencia:

- Potencia de ventilación: 2,2 W

$$\dot{m}_1 = 0,0226 \text{ kg/s}$$

- Potencia de ventilación: 6,4 W

$$\dot{m}_2 = 0,0471 \text{ kg/s}$$

- Potencia de ventilación: 13,2 W

$$\dot{m}_3 = 0,056 \text{ kg/s}$$

Una vez obtenidas las resistencias térmicas y los flujos máxicos de aire podemos ya elaborar las diferentes gráficas necesarias para analizar los resultados obtenidos.

5.3 Análisis de los resultados mediante gráficas

Para analizar los resultados obtenidos, elaboraremos y comentaremos las funciones comentadas anteriormente. Se elaboran las siguientes funciones:

$$R_h = f_1(\dot{m}_a), \text{ para diferentes valores de } \delta \quad (4.1)$$

$$R_h = f_2(\dot{W}_{ep}), \text{ para diferentes flujos máscicos de aire} \quad (4.2)$$

$$R_h = f_3(\delta), \text{ para diferentes potencias de ventilación} \quad (4.3)$$

$$\dot{W}_{aux} = \dot{W}_f = f_2(\dot{m}_a), \text{ para diferentes valores de } \delta \quad (4.4)$$

5.3.1 Gráficas de resistencia por Peltier frente al flujo másico

En primer lugar, con los datos obtenidos realizaremos la función (4.1), que representa la resistencia por Peltier frente al flujo másico de aire de ventilación.

Elaboramos una gráfica para cada valor de δ , en la cual se representan las 3 curvas correspondientes a cada una de las potencias caloríficas introducidas por TEM.

Obtenemos las siguientes curvas

12 TEM

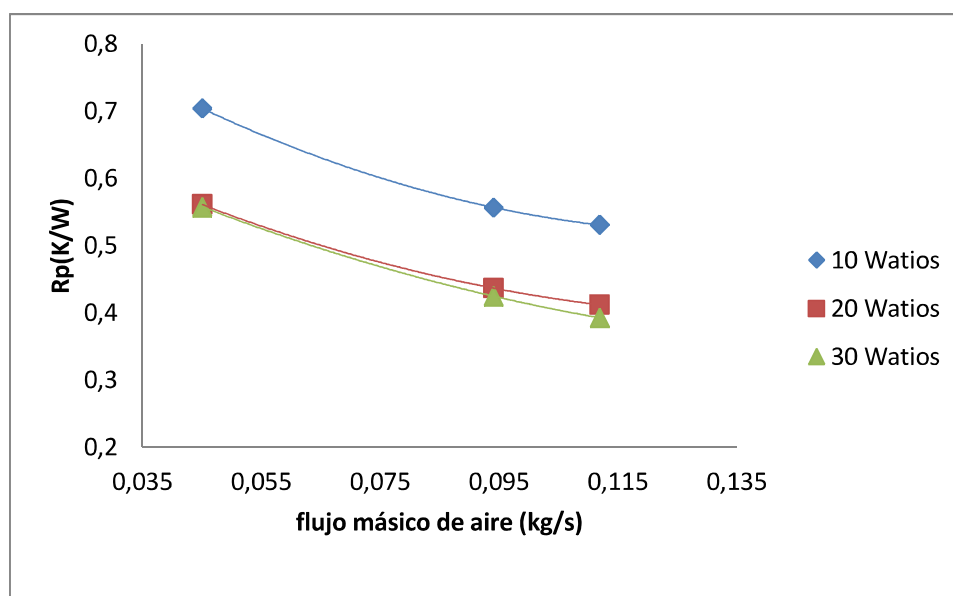


Figura 5.1 Gráfica de R_p frente al flujo másico para $\delta = 0,703$.

8 TEM

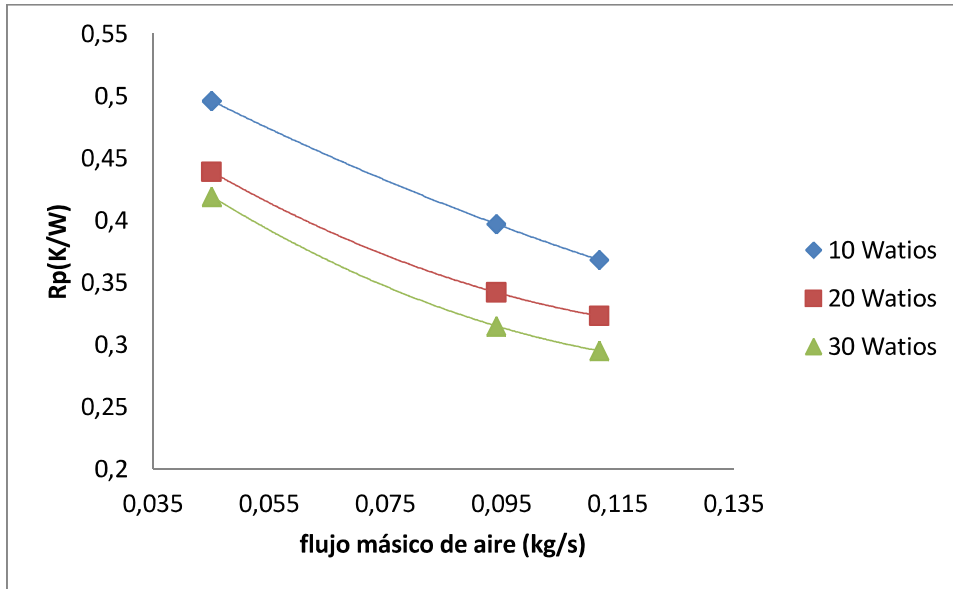


Figura 5.2 Gráfica de Rp frente al flujo másico para $\delta = 0,469$.

4 TEM

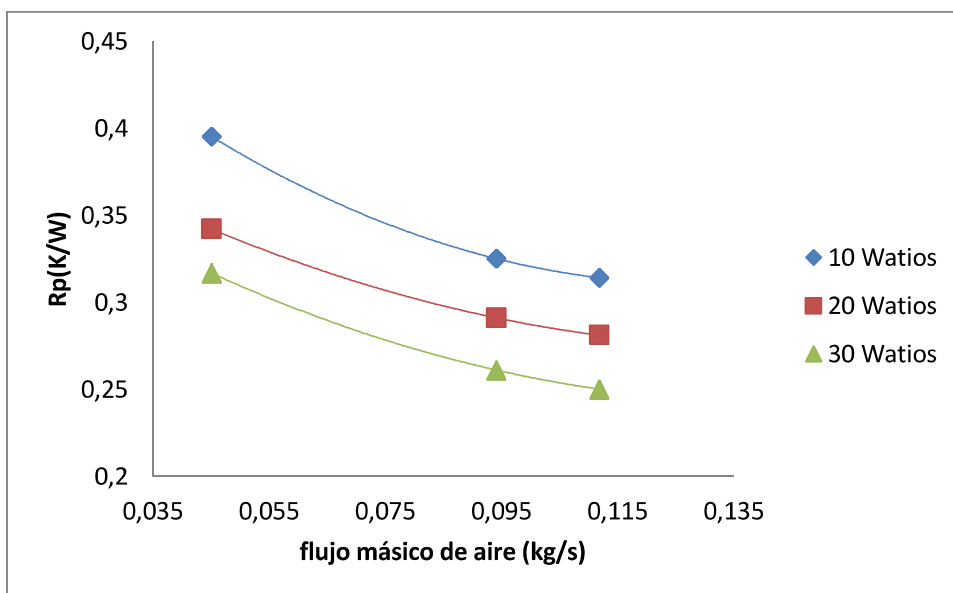


Figura 5.3 Gráfica de Rp frente al flujo másico para $\delta = 0,234$.

2 TEM

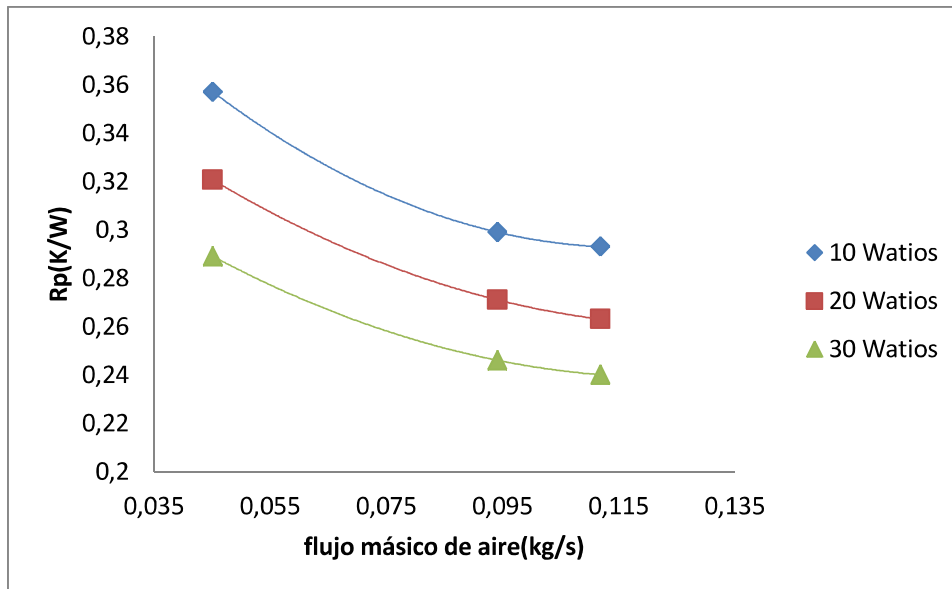


Figura 5.4 Gráfica de R_p frente al flujo másico $\delta=0,117$.

Como podemos ver, las curvas son decrecientes. Esto quiere decir que, conforme aumentamos el flujo másico de aire de ventilación, disminuye la resistencia térmica por TEM.

Esto es debido a que, al aumentar el flujo másico de ventilación, se mejora mucho la resistencia térmica de convección. Esta resistencia es el más importante dentro de los factores que afectan al disipador heat pipe, por lo tanto una variación de este factor va a ser significativo en el cálculo de la resistencia térmica del heat pipe.

Por estos motivos, podemos decir que los resultados obtenidos son lógicos y entran dentro de lo esperado, ya que al aumentar el flujo másico de ventilación en la gráfica, la resistencia térmica por Peltier disminuye.

5.3.2 Gráficas R_p frente a potencia suministrada a cada Peltier

Ahora se procede a la elaboración de las gráficas que corresponden a la función (4.3), dicha función expresa la relación que existe entre la resistencia térmica por TEM y la potencia calorífica que introducidos a cada Peltier, para los diferentes flujos másicos de aire. Se realizan dichos ensayos para las cuatro relaciones de área estudiadas.

Obtenemos las siguientes curvas:

12 TEM

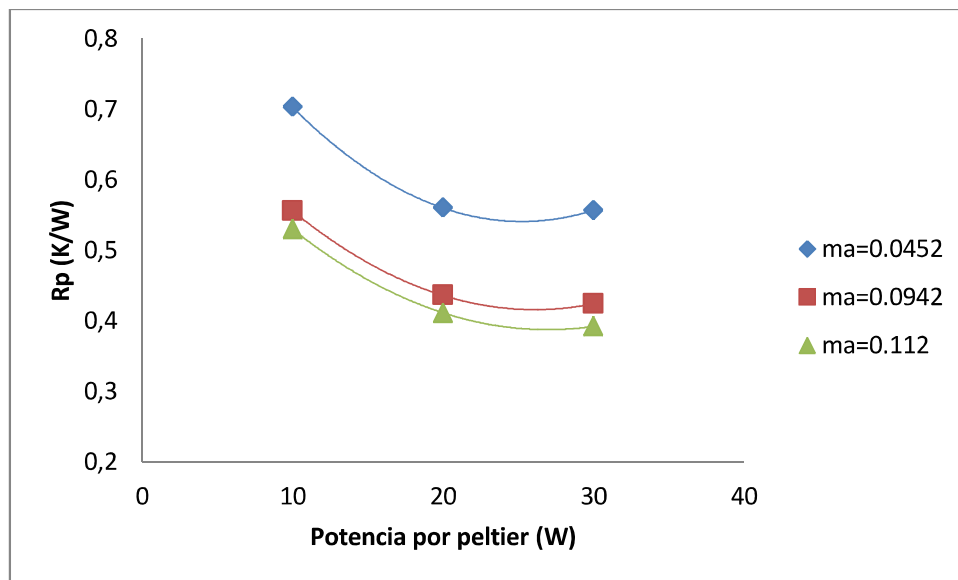


Figura 5.5 Gráfica de R_p frente a la potencia suministrada por Peltier para $\delta=0,703$.



8 TEM

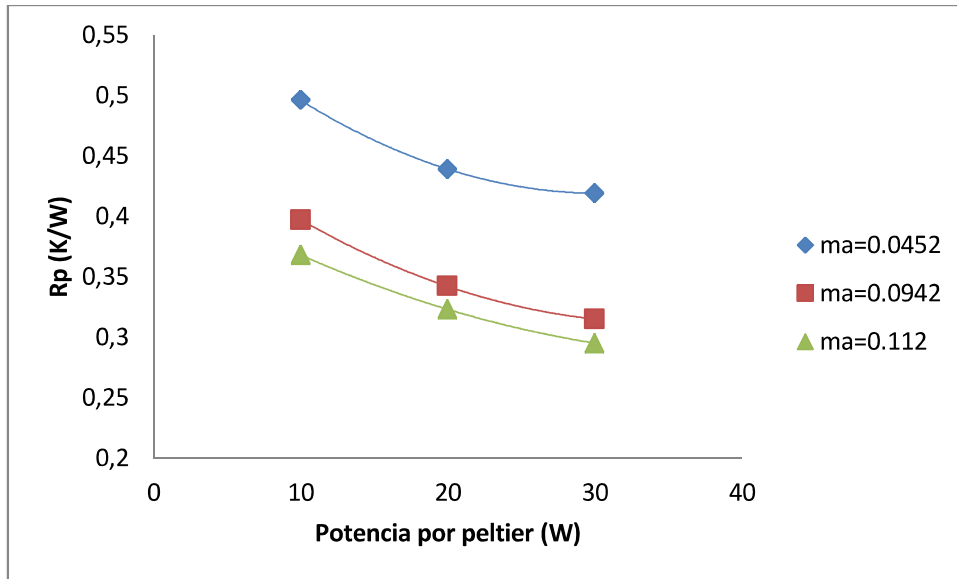


Figura 5.6 Gráfica de R_p frente a la potencia suministrada por Peltier para $\delta = 0,469$.

4 TEM

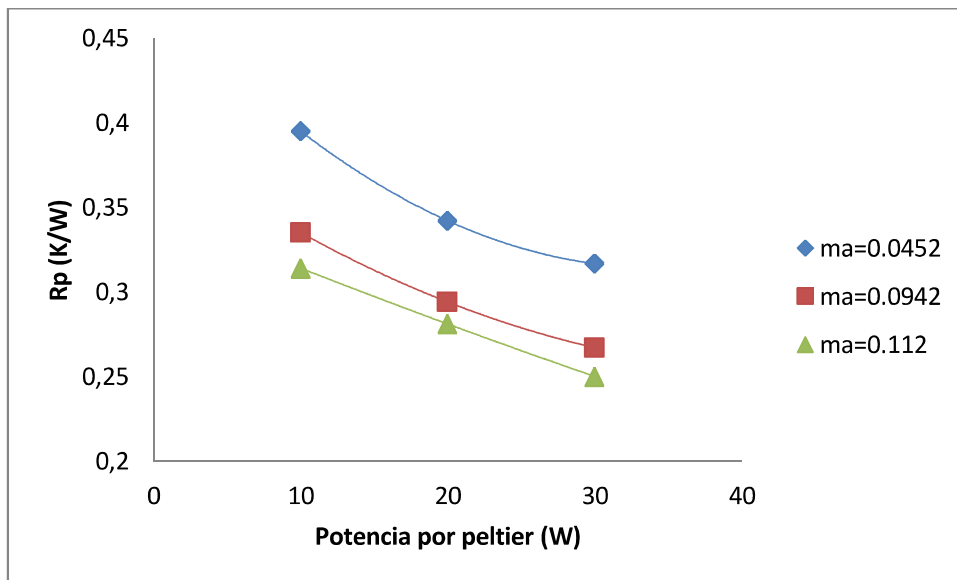


Figura 5.7 Gráfica de R_p frente a la potencia suministrada por Peltier para $\delta = 0,234$.

2 TEM

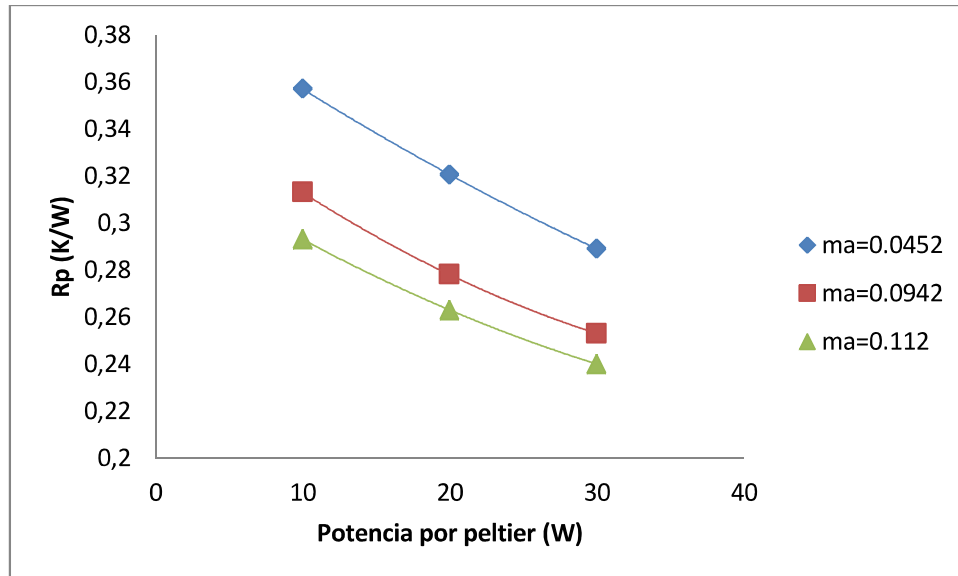


Figura 5.8 Gráfica de R_p frente a la potencia suministrada por Peltier para $\delta=0,117$.

En estas gráficas se puede observar que conforme se aumenta la potencia que se introduce a cada Peltier, la resistencia térmica de cada unidad termoelectrónica disminuye.

Este efecto es debido a que utilizamos un heat pipe, disipador el cual se basa en expulsar el calor de nuestro sistema por medio de los fenómenos de conducción, ebullición y condensación.

Por una parte, los módulos que generan el calor, están en contacto con el disipador, por lo tanto se obtiene dos resistencias térmicas que afectan a la transmisión de calor conductiva desde los módulos TEM hasta los conductos de refrigeración del heat pipe.

Las resistencias térmicas conductivas son, por una parte el contacto que hay entre el módulo y la placa del disipador, y por otra parte la conductividad del material del cual está formado el heat pipe, que junto con su espesor nos definirá la resistencia térmica que contiene. Para mejorar la disipación de calor se usó la pasta mencionada en el apartado 3, dicha pasta mejora el contacto entre el módulo y la placa del disipador, reduciendo así la resistencia térmica del contacto.

Para la disipación de calor, el heat pipe se basa en los fenómenos de la ebullición y condensación, dichos fenómenos los experimenta el fluido que recorre los tubos, los cuales están en contacto con la placa del disipador. La placa cede calor al

fluido, para que este se evapore y gracias a este cambio de fase, se extrae el calor producido en los módulos.

Después el fluido se debe condensar para que este pueda ser capaz de cambiar de estado de líquido a vapor más veces.

Por ello resulta muy importante la temperatura a la cual se evapore dicho fluido, y esta temperatura va a depender de la temperatura que se alcance en la zona caliente de los módulos termoeléctricos. A medida que se aumenta la potencia que se introduce a cada Peltier, la temperatura de la superficie caliente del TEM va a aumentar, y por ello la temperatura en ebullición aumentará, pero el salto de temperatura entre la placa del heat pipe y el fluido que recorre los tubos es mayor, y por ello mejora el coeficiente de ebullición y así se disipa mejor el calor, y esto hace que el coeficiente global de transmisión de calor aumente.

Por la expresión (4.6) al aumentar U , la resistencia térmica por Peltier disminuye, por lo tanto es lógica la tendencia de las gráficas, ya que muestra dicha relación.

5.3.3 Gráficas de resistencia por Peltier frente a δ

En este apartado se muestran las gráficas correspondientes a la función (4.3). Esta función corresponde a la representación de la resistencia térmica por TEM frente a δ . Se elabora la gráfica para cada potencia calorífica suministrada por módulo Peltier. En cada gráfica se representan 3 curvas, correspondientes a los 3 flujos máxicos de aire ensayados. Se obtienen las siguientes curvas.

Potencia calorífica por Peltier: 10W

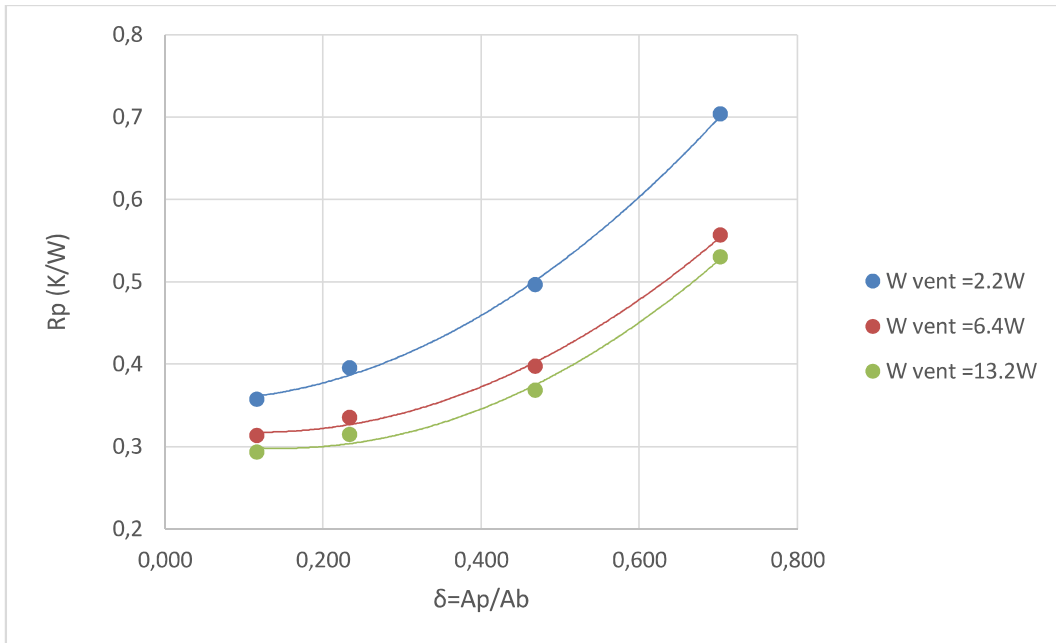


Figura 5.9 Gráfica de R_p frente a δ .

Potencia calorífica por Peltier: 20W

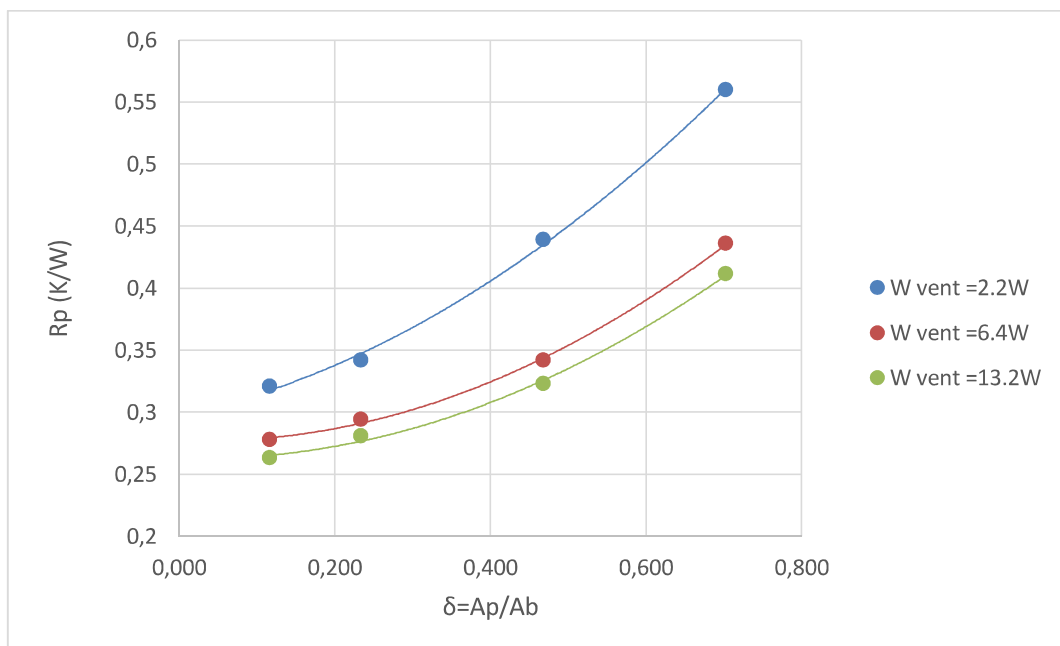


Figura 5.10 Gráfica de R_p frente a δ .

Potencia calorífica por Peltier: 30W

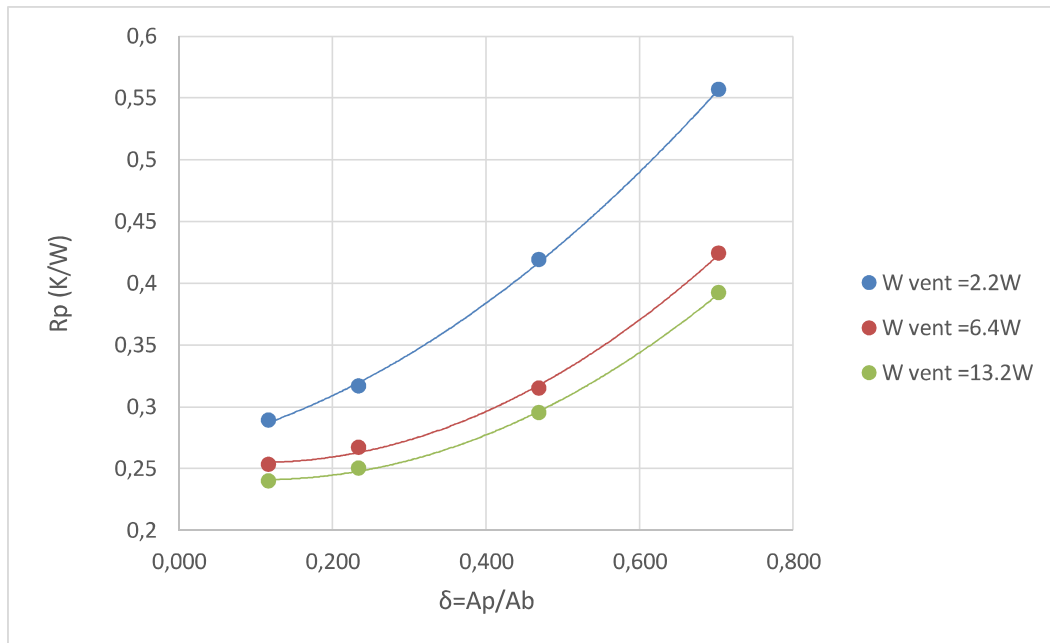


Figura 5.11 Gráfica de R_p frente a δ .

En este tipo de gráficas se observa que la relación entre las resistencias térmicas por TEM y δ (A_p/A_b) sigue una línea ascendente, para los diferentes flujos máxicos de aire y las distintas potencias que suministramos a cada Peltier. Esto quiere decir que, para una misma potencia de ventilación, la resistencia térmica por Peltier aumenta al aumentar δ .

Esta relación ascendente es debida al fenómeno de la constricción. Dicho fenómeno está basado en la intersección de las áreas de disipación que necesitan los módulos termoeléctricos para disipar el calor que transmiten,[4].

Por ello, cuando la relación de áreas es baja, no hay constricción, ya que cada Peltier tiene superficie suficiente para disipar el calor. Por otro lado, conforme se aumenta δ , al haber más TEM por la misma área de disipador, el área que le corresponde a cada Peltier disminuye hasta valores por debajo del necesario para la disipación total. Esto hace que la temperatura de la superficie caliente del Peltier aumente, por lo tanto la resistencia térmica del módulo termoeléctrico aumenta.

Por otra parte, esta relación es ascendente debida a que, al aumentar δ , por un lado se aumenta la potencia de calor total que se introduce, ya que se fija la potencia

que se aporta a cada TEM, por lo tanto si cada módulo recibe la misma potencia y se está aumentando el número de módulos al aumentar δ , la potencia total que se introduce al sistema será mayor.

Por la misma razón, al aumentar la potencia que se introduce al sistema, la temperatura alcanzada de este será mayor, y al ser mayor la temperatura que alcance la superficie caliente de los módulos, la diferencia de temperaturas con respecto del ambiente aumentará.

Por último, el flujo de calor que atraviesa cada Peltier sigue la siguiente expresión:

$$Q = UA \Delta T \text{ (W)} \quad (5.2)$$

Por lo tanto si Q se mantiene constante y el incremento de temperaturas aumenta, el producto de U por A debe disminuir (U disminuye). Por lo que se demuestra que al aumentar δ , la resistencia térmica por TEM aumenta.

Por los 2 motivos mencionados, se puede justificar la relación que existe entre la resistencia térmica por Peltier y δ como se observa en las gráficas anteriores.

5.3.4 Gráfica del flujo másico de aire con respecto a la potencia de ventilación

En este apartado se muestran la gráfica que relaciona el flujo másico de aire que aporta un ventilador al sistema, con la potencia eléctrica que absorbe dicho ventilador. Esta relación es la expresada en la función (4.4).

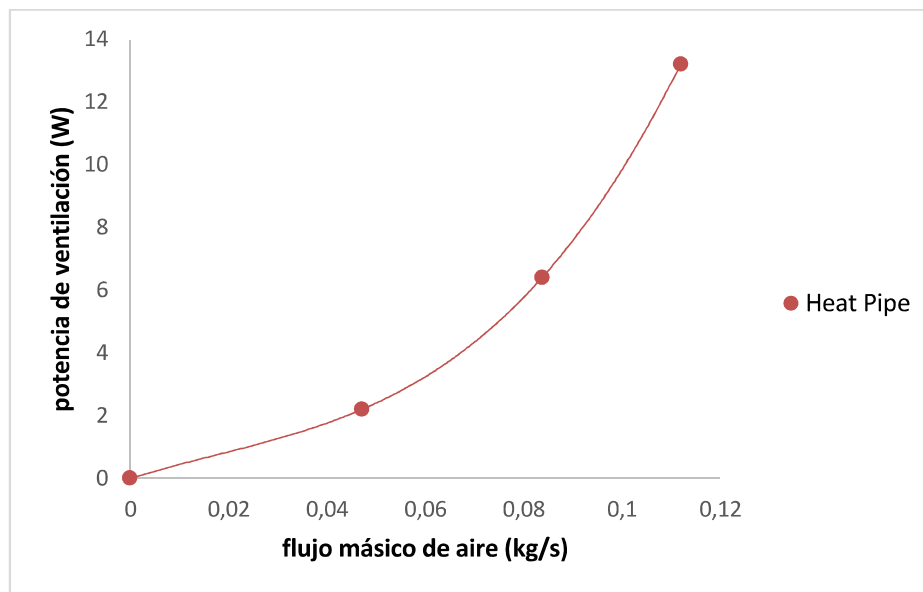


Figura 5.12 Gráfica de la potencia de ventilación frente a flujo másico de aire.

Se observa que la relación entre la potencia que absorbe el ventilador y el flujo másico que expulsa dicho aparato, sigue una tendencia ascendente.

Esto es lógico, ya que si aumentas la potencia que alimenta el ventilador, este debe aumentar su velocidad de giro y por lo tanto aumentar el flujo másico de aire, ya que este depende de la velocidad del fluido.

Por otra parte la relación entre ambas variables es de orden 3 ya que:

$$Pot = f(Q \cdot \Delta P) \quad (5.3)$$

También es cierto que la caída de presión depende del caudal al cuadrado.

$$\Delta P = f(Q^2) \quad (5.4)$$

Por lo tanto, se puede decir que la potencia suministrada dependerá del caudal al cubo.

$$Pot = f(Q^3) \quad (5.5)$$

Por ello, la relación entre la potencia eléctrica consumida por el ventilador y el flujo másico aportado al sistema, también seguirá una polinómica de grado 3, que es precisamente la que da forma a la curva obtenida.

Por estos motivos, podemos decir que los resultados obtenidos son lógicos y entran dentro de lo esperado.

5.3.5 Gráfica comparativa de disipadores de aletas y heat pipe

Como ya se ha mencionado, este estudio se ha realizado paralelamente con el estudio de la resistencia térmica en un disipador de aletas, por ello a continuación se muestra una gráfica en la que se puede observar la comparación de estos disipadores para una potencia introducida por unidad termoeléctrica de 10 Watios.

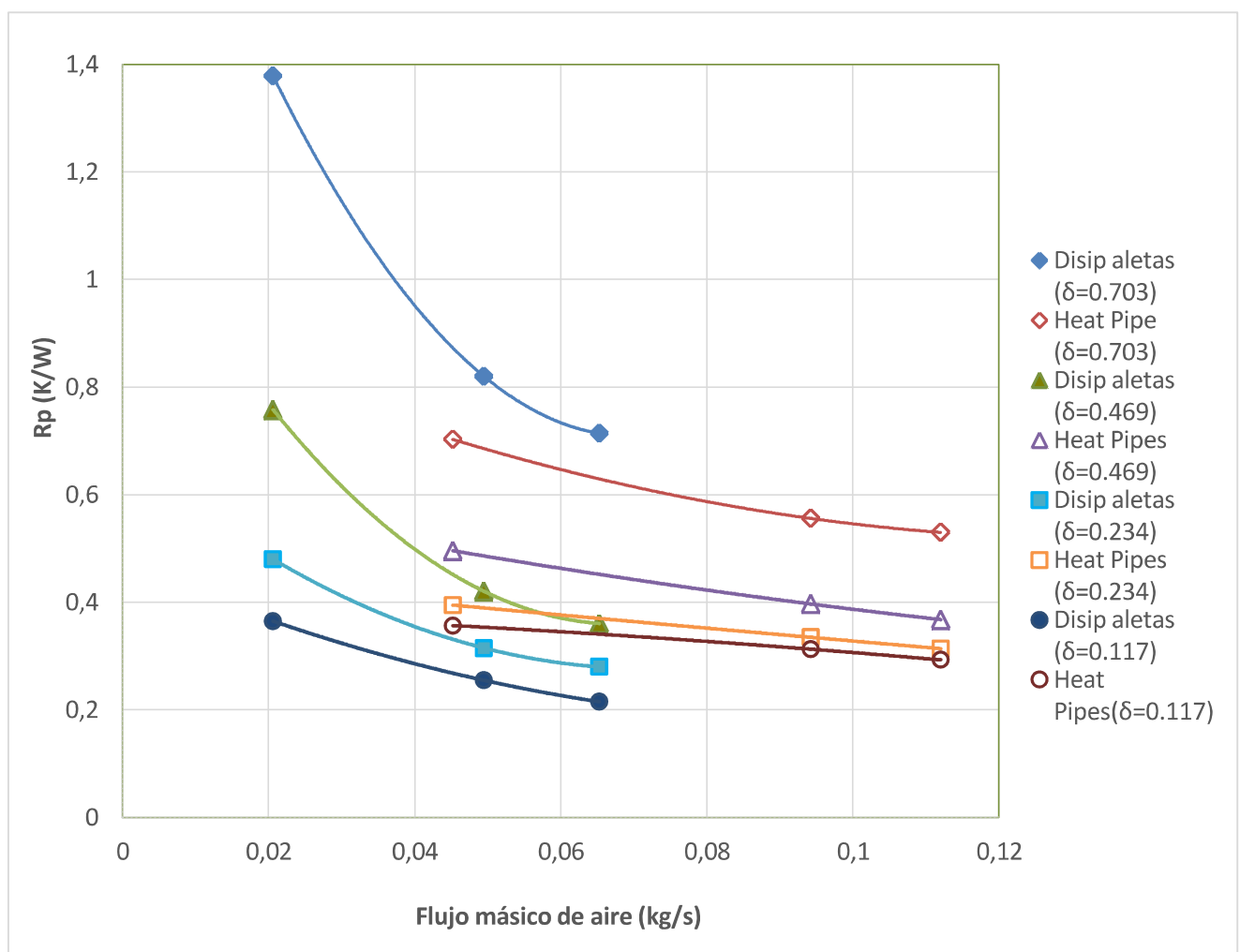


Figura 5.12 Gráfica comparativa de los disipadores de aletas y heat pipe.

Se observa que para elevadas relaciones de áreas, o lo que es lo mismo, para un número alto de TEM, la resistencia térmica por Peltier es menor en el heat pipe, que en el dissipador de aletas. Esto significa que el heat pipe disipa mejor el calor en estas condiciones debido a que el fenómeno de la constricción es más acusado en el dissipador de aletas que en el heat pipe, ya que al disminuir el área que corresponde a cada módulo termoelectrónico para disipar calor, la temperatura en la placa caliente del dissipador aumenta y esto en el caso del heat pipe, hace aumentar la temperatura en ebullición que mejora el coeficiente de ebullición, y por lo tanto la resistencia térmica es menor. Cosa que en el dissipador de aletas no pasa, ya que no tiene un fluido que cambia de estado.

Para relaciones de área más baja, el dissipador de aletas mejora su comportamiento de manera más acusada que el heat pipe, debido a que desaparece el fenómeno de la constricción, por ello dicho dissipador va a tener una resistencia térmica menor.

Por otra parte se observa que la disminución de la resistencia térmica por Peltier con respecto del aumento del flujo másico de aire, es mucho más acusada en el dissipador de aletas que en el heat pipe, ya que en el de las aletas es la única resistencia térmica importante que se varía.

Se observa también que la disminución de la resistencia térmica es más acusada para la variación de flujos másicos de aire bajos, ya que el coeficiente de convección se mejora mucho gracias al aumento de la velocidad del aire, y con ello del número de Reynolds. Pero a medida que aumentamos el flujo de aire, llega un momento que no se mejora de manera significativa el coeficiente global de transmisión de calor debido a que el aire que recorre el intercambiador no es capaz de evacuar mucho más calor.

Así mismo, se observa que para el mismo flujo másico de aire, disminuir el valor de δ provoca una disminución de la resistencia térmica. Este efecto es debido a que al aumentar el área de la base de dissipador que le corresponde a cada módulo Peltier, éste dispone de más superficie para el intercambio de calor con el aire, por lo que mejora la resistencia térmica como se ha comentado anteriormente. Es necesario destacar que este efecto se hace menos importante para valores de flujos másicos altos, puesto que cuanto mayor sea el coeficiente de convección, menor área de intercambio necesita para obtener valores buenos de resistencia térmica.

6 Conclusiones

Después de haber realizado todos los ensayos de manera experimental y haber analizado los resultados obtenidos en dichos ensayos, puedo sacar las siguientes conclusiones con respecto de las funciones de la resistencia térmica por TEM para el disipador heat pipe.

- La resistencia térmica por unidad termoeléctrica disminuye cuando se aumenta el flujo másico de aire de ventilación. Esto es debido a que al aumentar el flujo másico de aire se mejora la convección sobre las aletas notablemente, por lo que el coeficiente global de transmisión de calor U también se incrementa en gran medida, ya que la resistencia térmica, la de convección es la más importante en comparación con el resto de resistencias térmicas que posee el disipador heat pipe. Por ello, se produce una mejora en la resistencia térmica por módulo termoeléctrico a mayor flujo másico de aire. Sin embargo, la curva de resistencia frente a flujo másico de aire tiende a una asíntota horizontal. Esto quiere decir que hay un valor de resistencia térmica el cual, por mucho que se aumente la ventilación, no se va a mejorar.
- Si aumenta el valor de δ (manteniendo constante la potencia calorífica por TEM y el flujo másico de aire), la resistencia térmica por módulo se incrementa a causa del fenómeno de constricción. Esto ocurre porque a mayor δ , cada Peltier tiene menos área del disipador para evacuar calor. Por lo tanto, la temperatura del sistema se incrementa y, en consecuencia, aumenta la resistencia térmica por Peltier.
- Para un mismo valor de flujo másico, la resistencia térmica mejora al disminuir el valor de δ , ya que a cada módulo le corresponde mayor área de la base para disipar calor. Este efecto se hace menos importante con valores de flujo másico de ventilación altos.
- Si se aumenta la potencia que calorífica que se suministran a cada módulo termoeléctrico, la resistencia térmica por TEM se va a modificar, debido a que al aumentar la potencia de cada módulo la temperatura en la placa caliente del Peltier aumenta y por ello también aumenta la temperatura en ebullición que hace que se modifique el coeficiente de ebullición. Este parámetro se mejora, reduciendo así la resistencia térmica de los módulos termoeléctricos.



- La relación entre la potencia que se suministra al ventilador y el flujo másico que el ventilador proporciona al disipador sigue la función (5.5), la cual se ha demostrado de manera experimental.
- El disipador heat pipe se ha demostrado que ofrece mejores resultados que el disipador de aletas, para valores elevados de δ , ya que el fenómeno de la constricción es menos acusado en este disipador que en el de aletas.

Para finalizar, cabe decir que todo el estudio se ha realizado de manera experimental por lo tanto, este, está sujeto a errores propios de la experimentación. Sin embargo, puede decirse que los resultados obtenidos han sido satisfactorios, y que se han alcanzado todos los objetivos propuestos en el trabajo.



7 Líneas de futuro

Después de analizar los resultados obtenidos en las diferentes gráficas, es obvio pensar que se necesitan más puntos intermedios en dichas gráficas para poder ajustar mejor sus líneas de tendencia. Por ello los ensayos se deberían de realizar para mayor número de flujos máxicos de aire y así las funciones 4.1, 4.2, 4.3 y 4.4 se ajustarían mejor.

También se podría aumentar la cantidad de potencias caloríficas diferentes que se les suministra a los módulos Peltier, ya que se ha observado que la resistencia térmica por unidad termoeléctrica depende de dicha potencia.

Por ultimo se podría realizar los ensayos para un número mayor de disposiciones de los módulos termoeléctricos, y así conseguir las funciones 4.1, 4.2, 4.3 y 4.4 para una mayor cantidad de relaciones de área (δ).



8 Referencias

- [1] *D.M. Rowe, CRC Handbook of Thermoelectrics, ISBN 0-8493-0146-7, pp 19-25, 1995*
- [2] *A. J. Chapman, "Transmisión de calor", ed. Bellisco, pp. 159-177, 1990.*
- [3] *Rohsenow WM, Hartnett JP, Cho YI. Handbook of heat transfer. 3rd ed. New York NY: McGraw-Hill; 1998.*
- [4] *Astrain D, Vián JG. Study and optimization of the heat dissipater of a thermoelectric refrigerator. J Enhanc Heat Transf. 12 (2005), 159-170.*