

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

Estudio y optimización del intercambio de calor en una cámara frigorífica termoeléctrica



Grado en Ingeniería
en Tecnologías Industriales

Trabajo Fin de Grado

Itziar Gamboa Díaz

David Astrain Ulibarrena

Pamplona, 27/06/2014





ÍNDICE

1.	Introducción a la transmisión de calor.....	3
1.1.	Conducción.....	3
1.2.	Convección.....	6
1.3.	Radiación.....	9
2.	Introducción a la termoelectricidad.....	11
2.1.	Aspectos generales.....	11
2.2.	Teoría básica.....	12
2.2.1.	Efecto Joule.....	13
2.2.2.	Efecto Seebeck.....	13
2.2.3.	Efecto Peltier.....	14
2.2.4.	Efecto Thomson.....	15
2.3.	Estructura de un módulo Peltier.....	16
2.4.	Ecuaciones termoeléctricas.....	18
2.5.	Modificación de las ecuaciones termoeléctricas en función de las características propias de un módulo Peltier.....	19
2.6.	Refrigeración termoeléctrica.....	21
3.	Motivaciones.....	25
4.	Objetivos.....	27
5.	Descripción de la aplicación y prototipos de intercambiadores.....	29
5.1.	Dimensionamiento de la cámara frigorífica.....	29
5.1.1.	Datos generales.....	29
5.1.2.	Cálculo de cargas térmicas.....	30
5.1.2.1.	Calor generado por productos.....	30
5.1.2.2.	Calor generado por otras fuentes.....	32
5.1.2.3.	Carga térmica total.....	35
5.2.	Base teórica de la aplicación.....	36
6.	Metodología y modelo.....	43
6.1.	Metodología experimental para el cálculo de resistencias térmicas.....	43
6.2.	Modelo computacional.....	44
6.2.1.	Introducción al problema de cálculo.....	44
6.2.1.1.	Solución analítica.....	44
6.2.1.2.	Solución numérica.....	45
6.2.1.3.	Solución por diferencias finitas.....	46
6.2.2.	Introducción al método de las diferencias finitas.....	46



6.2.3.	Base teórica del método	47
6.2.4.	Aplicación del método en la ecuación general de transmisión de calor	50
6.2.5.	Formulación explícita	50
6.2.6.	Formulación implícita	51
6.2.7.	Formulación explícita frente a implícita	52
6.2.8.	Desarrollo de las ecuaciones en el caso implícito y representación nodal	53
6.2.9.	Aplicación del modelo computacional a la cámara frigorífica termoeléctrica	55
7.	Resultados y análisis	61
7.1.	Resistencias térmicas	61
7.2.	Intercambiador de aletas	64
7.3.	Intercambiador heat pipe	70
7.4.	Intercambiador de agua y aire	76
7.5.	Variación del número de peltiers	82
7.6.	Potencia frigorífica máxima	86
8.	Conclusiones	87
9.	Líneas de futuro	89
10.	Referencias	91
11.	Anexos	93
11.1.	Anexo 1: Tablas necesarias para el cálculo de cargas térmicas	93



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 [8].

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:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \quad (1.1)$$

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:

$$f_n = \frac{d\dot{Q}}{dA} \quad (1.2)$$

Aplicando la expresión 1.1 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:

$$f_n = -k \cdot \frac{\delta T}{\delta n} \quad (1.3)$$

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:



$$\dot{Q} = \int_s k \cdot \frac{\delta T}{\delta n} \cdot dA \quad (1.4)$$

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:

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\delta T}{\delta t} = k \cdot \left(\frac{\delta^2 T}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta z^2} \right) + \dot{q} \quad (1.5)$$

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

$$k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \dot{q} = \rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.6)$$

Un caso particularmente útil de la ecuación 1.7 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:

$$k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \dot{q} = 0 \quad (1.7)$$



Y otro caso, particular pero que también tiene aplicaciones es el caso de régimen estacionario sin generación de calor:

$$k \cdot \frac{\delta^2 T}{\delta x^2} = 0 \quad (1.8)$$

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 diferencia 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 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% o 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:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = h \cdot (T_s - T_f) \quad (1.9)$$

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 .

Tipo de convección	H (W/m ² K)
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 hirviente	2500-25000
Vapor por condensación	5000-100000

Tabla 1.1 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:

$$-\left(\frac{\delta T}{\delta n}\right) = \frac{h}{k}(T_s - T_f) \quad (1.10)$$

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. Se 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.

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad \sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} [W/m^2 \cdot K^4] \quad (1.11)$$

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. Introducción a la termoelectricidad

2.1. Aspectos generales

La termoelectricidad es considerada como la rama de la termodinámica paralela a la electricidad donde se estudian fenómenos en los que intervienen de forma simultánea la transmisión de calor y la electricidad [2]. El fenómeno más conocido es el de electricidad generada por la aplicación de calor a la unión de dos materiales diferentes. Si se unen dos alambres de distinto material por sus extremos, creando un circuito termopar, y una de esas uniones se mantiene a una temperatura diferente a la de la otra unión, se genera una diferencia de tensión que provoca la circulación de una corriente eléctrica continua entre las uniones fría y caliente. Este fenómeno fue observado por primera vez en 1821 por el físico alemán Thomas Seebeck, y es conocido como efecto Seebeck.

Para una pareja de materiales determinada, la diferencia de tensión generada es directamente proporcional a la diferencia de temperatura de las uniones. Esta relación puede ser empleada para la medición precisa de temperaturas mediante un termopar en el que una de sus uniones se mantiene a una temperatura constante de referencia conocida, colocando la otra unión en el lugar del que se desea conocer la temperatura. A temperaturas moderadas, hasta los 260 °C, suelen emplearse combinaciones de hierro y cobre, hierro y *constatan* (aleación de cobre y níquel), y cobre y *constatan*. A temperaturas superiores, hasta unos 1650 °C, se utiliza platino y una aleación de platino y rodio. Como los alambres de los termopares pueden ser de dimensiones muy pequeñas, son aptos para medir temperaturas locales en un punto. La corriente generada puede aumentarse empleando semiconductores en lugar de metales, y puede alcanzarse una potencia de unos pocos vatios.

Cuando se hace circular una corriente por un circuito compuesto de diferentes materiales cuyas uniones se encuentran a la misma temperatura, se produce el efecto inverso, es decir en una de las uniones se absorbe calor mientras que en la otra se cede calor. Este fenómeno es conocido como efecto Peltier, en honor a su descubridor, Jean Peltier que lo descubrió en 1834. Gracias a esto, es posible utilizar como refrigerador sistemas de semiconductores basados en el efecto Peltier, que es precisamente de lo que trata este trabajo.

Aunque se considera como descubridor del efecto termoeléctrico a Seebeck, tras revisar los estudios de 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 centro su atención en dicho efecto.

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 Cambridge y Glasgow, en la que fue profesor desde 1846 hasta 1899. 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 1848 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. Kelvin también contribuyó a la teoría de la elasticidad e investigó los circuitos oscilantes, las propiedades electrodinámicas de los metales y el tratamiento matemático al magnetismo. Junto con el filósofo 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. En el campo de la termodinámica dedujo las denominadas Relaciones de Kelvin, que permiten interpretar conjuntamente los coeficientes Seebeck, Peltier y Thomson.

La refrigeración termoeléctrica empezó a ser factible a partir de los estudios desarrollados por Telkes en los años treinta y de Ioffe [9], quien publicó un excelente libro en 1956. Los nuevos materiales semiconductores irrumpían en escena produciendo rendimientos mucho más elevados que los conseguidos hasta ese momento. Telkes utilizó pares o soldaduras de PbS y ZnSb, y Ioffe descubrió el uso de PbTe y PbSe. Los telurios y seleniuros han sido y son en la actualidad, muy utilizados para la conversión de energía calorífica en eléctrica, alcanzándose rendimientos aceptables.

Desde sus comienzos y hasta nuestros días la refrigeración termoeléctrica ha experimentado notables progresos, y actualmente es una disciplina que paso a paso está encontrando su sitio en aplicaciones de uso cotidiano, un buen ejemplo de ello son las neveras portátiles. El interés por esta rama de la física está en aumento y las aplicaciones donde se puede implementar son muy diversas, haciéndose especialmente importante en aquellas en las que se precise de un control de la temperatura preciso y una buena calidad del frío [4].

2.2. Teoría básica

A continuación se describirán brevemente los fenómenos más importantes que intervienen en los dispositivos de refrigeración termoeléctrica además de las ecuaciones por las que están gobernados. Estos efectos son: efecto Joule, Seebeck, Peltier y Thomson. No son los únicos pues también aparecen una serie de efectos



termomagnéticos de menor importancia que en el presente estudio se han considerado despreciables, son los efectos Hall, Nernst, Ettingshausen y Righi-Leduc [1].

2.2.1. 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 dicha corriente, es el efecto Joule. Esto es debido a que el material por el que circula la corriente eléctrica ofrece una determinada resistencia al paso de ésta, es decir al movimiento neto no nulo de los electrones, los cuales ceden energía cinética al entorno tras sus sucesivos choques. La energía procedente de los choques de los electrones es disipada en forma de calor provocando el calentamiento del material conductor. La ecuación que muestra el flujo de calor generado por efecto Joule es:

$$\dot{Q}_{Joule} = R \cdot I^2 \quad (2.1)$$

El flujo de calor generado por este efecto es proporcional a la resistencia eléctrica del material conductor (R) y al cuadrado de la intensidad eléctrica que por él circula (I).

2.2.2. Efecto Seebeck

Thomas J. Seebeck descubrió que en un circuito formado por dos materiales distintos homogéneos, A y B , con dos uniones a distinta temperatura, T y $T + \Delta T$, aparece una corriente eléctrica I , o bien si el circuito está abierto, una fuerza electromotriz E_{AB} que dependerá de los materiales con los que se haya construido el circuito y de la diferencia de temperatura de sus uniones. Ambas situaciones están representadas en la figura 2.1, mostrada a continuación.

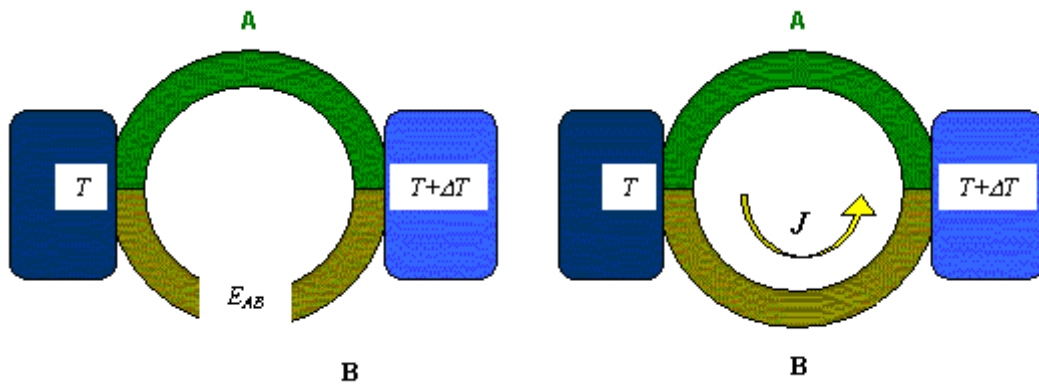


Figura 2.1. Esquema del efecto Seebeck en circuito termopar

La relación entre la fuerza electromotriz E_{AB} y la diferencia de temperatura entre las uniones ΔT , está definida por el coeficiente Seebeck del circuito, denotado por α_{AB} :

$$\alpha_{AB} = \alpha_A - \alpha_B = \frac{dE_{AB}}{dT} \quad (2.2)$$

Donde α_A y α_B son el coeficiente Seebeck de los materiales A y B respectivamente, dependientes de la temperatura.

2.2.3. Efecto Peltier

El efecto Peltier es en esencia el efecto inverso al efecto Seebeck. En este caso, se hace circular una corriente eléctrica continua por el circuito, obteniéndose una cesión de calor en una de las uniones y una absorción de calor en la otra.

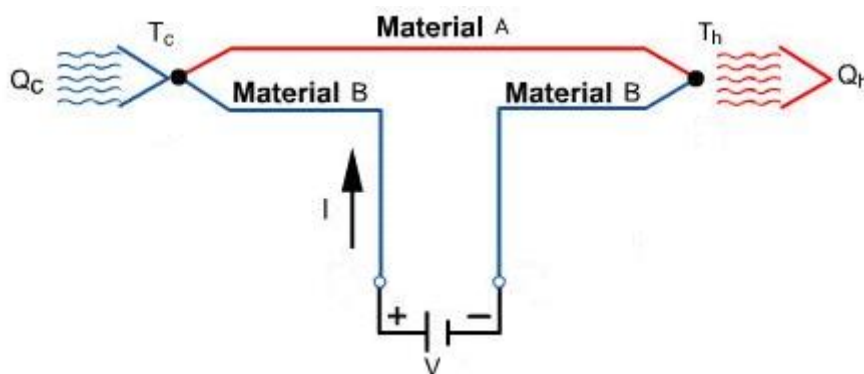


Figura 2.2. Esquema del efecto Peltier en circuito termopar

Este enfriamiento o calentamiento depende exclusivamente de la composición del circuito, de la intensidad de corriente que circule por él y de la temperatura de la unión. Dicha dependencia queda recogida en la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{\text{Peltier}} = \pm \pi_{AB} \cdot I = \pm I \cdot T \cdot (\alpha_B - \alpha_A) \quad (2.3)$$

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

2.2.4. Efecto Thomson

El efecto Thomson consiste en la absorción o liberación de calor en un conductor eléctrico por el que circula una corriente, sometido a un gradiente de temperaturas.

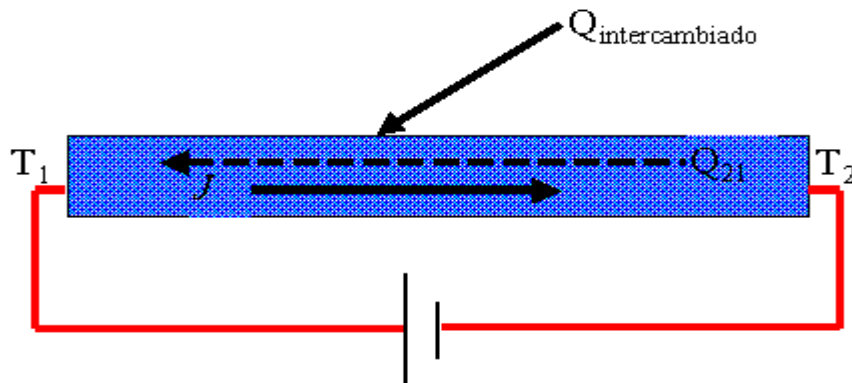


Figura 2.3. Esquema del efecto Thomson sobre un conductor

El flujo neto de potencia calorífica o flujo de calor por unidad de volumen generado por efecto Thomson, en un conductor sometido a un determinado gradiente longitudinal de temperatura por el que circula una densidad de corriente eléctrica J viene determinado por la expresión 2.4, donde σ representa el coeficiente Thomson del material.

$$\dot{q}_{\text{Thomson}} = \sigma \cdot \nabla T \cdot J \quad (2.4)$$



Si desarrollamos 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:

$$\sigma = \frac{\dot{q}_{Thomson}}{\nabla T \cdot J} = -T \cdot \frac{\partial \alpha}{\partial T} \quad (2.5)$$

2.3. Estructura de un módulo Peltier

Un módulo Peltier está compuesto por N pares termoeléctricos de elementos semiconductores de igual tamaño, conectados eléctricamente en serie, mediante un material conductor de unión, y térmicamente en paralelo. Cada uno de los N pares de semiconductores del módulo está formado por un semiconductor tipo n y otro de tipo p.

Los semiconductores tienen agregadas impurezas para controlar las distribuciones eléctricas. Según el elemento que sea la impureza, el material semiconductor se convierte en semiconductor tipo p, que es dopado con huecos, es decir con defecto de electrones por lo que queda con carga neta positiva, o semiconductor tipo n, que es dopado con electrones quedando con carga neta negativa. Ambos tipos de semiconductores se disponen alternativamente según n, p, n, p, de forma que todas las uniones donde la corriente circula del semiconductor tipo n al tipo p se encuentren en contacto térmico en la misma cara del módulo y las uniones donde la corriente circula del semiconductor tipo p al tipo n hagan contacto térmico en la cara contraria, así se consigue que en una cara del módulo se produzca una absorción de calor y en la otra una cesión de este.

Tanto para el caso de generación como el caso de refrigeración termoeléctrica, los materiales termoeléctricos elegidos deben presentar un coeficiente de Seebeck α alto, una resistividad eléctrica ρ baja y una conductividad térmica k también lo más baja posible. La eficiencia de un material termoeléctrico depende de la figura de mérito Z que está definida como:

$$Z = \frac{\alpha^2}{\sqrt{k_p \cdot \rho_p} \cdot \sqrt{k_n \cdot \rho_n}} \quad (2.6)$$

Los materiales con un elevado valor de la figura de mérito son precisamente los semiconductores, en especial los muy densamente dopados. En nuestro caso, es decir

en refrigeración termoeléctrica las temperaturas de trabajo son cercanas a la temperatura ambiente y el material más empleado es el Bi_2Te_3 (aleación de bismuto y telurio). La cualidad que más destaca de este semiconductor es su baja conductividad térmica, lo que provoca obtener buenos rendimientos de este material a temperaturas cercanas a la del ambiente, como se muestra en la figura 2.4.

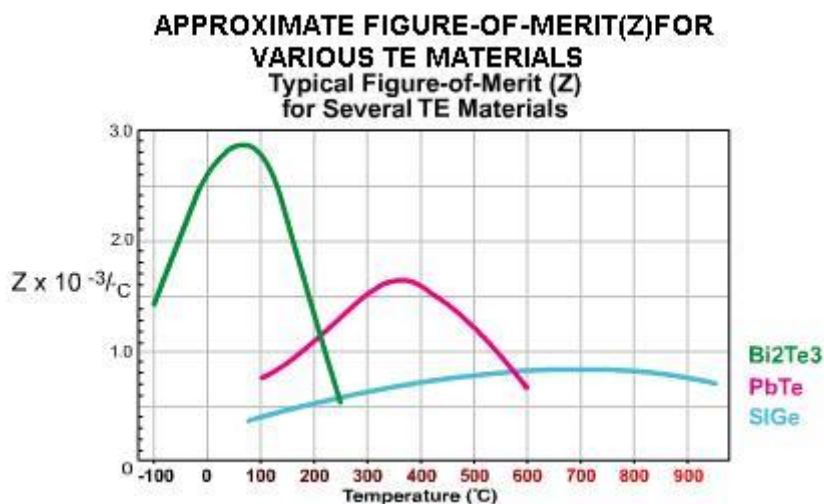


Figura 2.4. Figuras de mérito de diferentes semiconductores

Estos semiconductores y sus respectivas uniones están montados entre dos sustratos de material cerámico que aíslan eléctricamente el circuito interno y mantienen mecánicamente la estructura. En la figura 2.5 es posible observar con cierto detalle la disposición de las parejas de semiconductores así como de las uniones conductores, que los unen eléctricamente, dentro de un módulo Peltier.

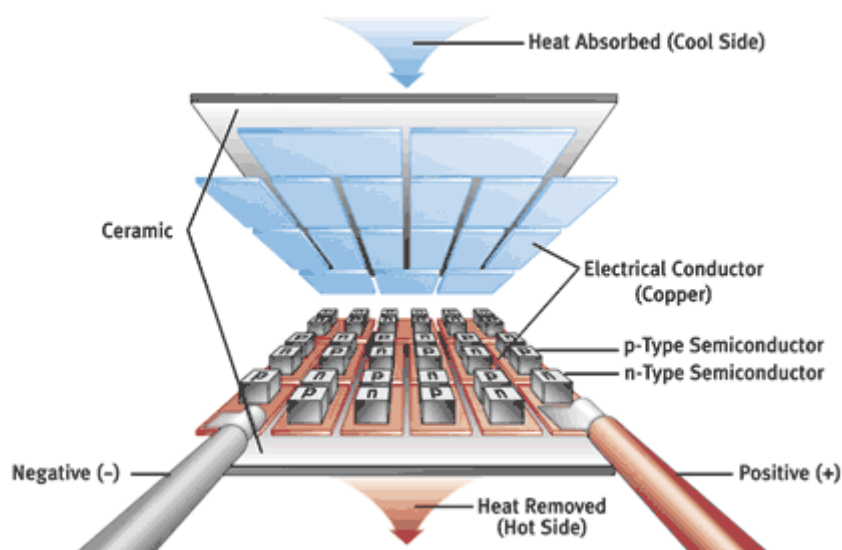


Figura 2.5. Detalle de la disposición eléctrica de los semiconductores en el interior de un módulo Peltier



2.4. Ecuaciones termoeléctricas

En este apartado se describen una serie de ecuaciones que gobiernan el comportamiento de un módulo Peltier. Los subíndices n y p hacen referencia al tipo de semiconductor que se trate, y los subíndices f y c a la cara fría y caliente del módulo respectivamente [5,6].

Por efecto Peltier, en la cara fría del módulo se produce una absorción de calor, que viene definida por la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{\text{Peltier},f} = T_f \cdot I \cdot N \cdot (\alpha_{pf} - \alpha_{nf}) \quad (2.7)$$

Mientras que en la otra cara, en la caliente lo que se produce es una cesión de calor por este mismo efecto:

$$\dot{Q}_{\text{Peltier},c} = T_c \cdot I \cdot N \cdot (\alpha_{pc} - \alpha_{nc}) \quad (2.8)$$

También tendremos en cuenta las pérdidas por efecto Joule, cuyo valor se obtiene de la resolución de la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{\text{Joule}} = I^2 \cdot R_0 \quad (2.9)$$

Donde R_0 es la resistencia eléctrica total del módulo Peltier, que a su vez se calcula según:

$$R_0 = N \cdot \left(\rho_p \cdot \frac{L_p}{A_p} + \rho_n \cdot \frac{L_n}{A_n} \right) + 2N \cdot \left(\frac{\rho_{\text{union}p}^{\text{superficial}}}{A_p} + \frac{\rho_{\text{union}n}^{\text{superficial}}}{A_n} \right) \quad (2.10)$$

Por tanto el calor generado por efecto Joule queda:

$$\dot{Q}_{\text{Joule}} = I^2 \cdot N \left[\left(\rho_p \cdot \frac{L_p}{A_p} + \rho_n \cdot \frac{L_n}{A_n} \right) + 2 \left(\frac{\rho_{\text{union}p}^{\text{superficial}}}{A_p} + \frac{\rho_{\text{union}n}^{\text{superficial}}}{A_n} \right) \right] \quad (2.11)$$



Debido al efecto Thomson aparece una absorción o generación de calor en los semiconductores. Destacaremos que si el gradiente de temperatura en el semiconductor y el sentido de la corriente eléctrica que lo recorre tienen sentidos contrarios y el coeficiente Thomson σ es positivo, ese semiconductor absorbe un flujo de calor. Por otro lado, en el otro semiconductor el gradiente de temperatura y el sentido de la corriente eléctrica serán el mismo, por lo que con un coeficiente σ positivo se generará un flujo de calor por efecto Thomson.

$$\dot{Q}_{Thomson,p} = \sigma_p \cdot I \cdot N \cdot (T_c - T_f) \quad (2.12)$$

$$\dot{Q}_{Thomson,n} = \sigma_n \cdot I \cdot N \cdot (T_c - T_f) \quad (2.13)$$

La generación neta de calor por efecto Thomson se obtiene de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{Thomson} = (\sigma_n - \sigma_p) \cdot I \cdot N \cdot (T_c - T_f) \quad (2.14)$$

La figura de mérito es la relación del coeficiente Seebeck con las resistividades eléctricas y conductividades térmicas de los semiconductores del módulo Peltier y es además una medida del buen funcionamiento del dispositivo termoeléctrico. Interesan valores elevados de la figura de mérito, los cuales indicarán un funcionamiento satisfactorio. Se denota por la letra Z y se calcula con la expresión 2.6.

2.5. Modificación de las ecuaciones termoeléctricas en función de las características propias de un módulo Peltier

En la mayoría de los módulos Peltier comerciales, se dan una serie de relaciones entre sus elementos que permiten simplificar todas las ecuaciones anteriores. Dichas relaciones se muestran a continuación. Es común que los semiconductores tipo p y tipo n presenten las mismas dimensiones, es decir misma longitud y área, por tanto:

$$L_p = L_n = L$$

$$A_p = A_n = A$$



El material conductor de unión entre los semiconductores, habitualmente se trata del mismo material en ambas caras del módulo. Además en este caso, la resistencia superficial de contacto que presentará con ambos tipos de semiconductor será la misma.

$$\rho_{union,p}^{superficial} = \rho_{union,n}^{superficial} = \rho_{union}^{superficial}$$

Es muy frecuente que los semiconductores tipo p y tipo n estén compuestos del mismo material; únicamente se modifica la cantidad de electrones (procedimiento de dopado) para obtener un semiconductor con exceso (tipo n) y otro con defecto (tipo p). Este hecho nos permite considerar las siguientes relaciones entre características físicas de ambos tipos de semiconductores:

Coefficiente Seebeck: $\alpha_p = -\alpha_n$

Conductividad térmica: $k_p = k_n = k$

Resistividad eléctrica: $\rho_p = \rho_n = \rho$

Coefficiente Thomson: $\sigma_p = -\sigma_n$

Normalmente, el semiconductor tipo p presenta un coeficiente Seebeck α_p estrictamente positivo y creciente con la temperatura, por ello, al aplicar la ecuación 2.14 se deduce que el coeficiente Thomson en el semiconductor tipo p σ_p es estrictamente negativo. Análogamente, en el semiconductor tipo n , con un coeficiente Seebeck α_n negativo se obtendrá un coeficiente Thomson para dicho semiconductor σ_n positivo.

Con estas relaciones, las ecuaciones para el módulo Peltier que se han desarrollado en el apartado 2.4, es posible simplificarlas notablemente.

El flujo de calor absorbido en la cara fría del módulo Peltier quedará:

$$\dot{Q}_{Peltier,f} = 2 \cdot \alpha_f \cdot T_f \cdot I \cdot N \quad (2.15)$$

El flujo de calor cedido en la cara caliente del módulo Peltier será:

$$\dot{Q}_{Peltier,c} = 2 \cdot \alpha_c \cdot T_c \cdot I \cdot N \quad (2.16)$$



De igual modo calculamos ahora el flujo de calor generado por efecto Joule en el interior de módulo Peltier:

$$\dot{Q}_{Joule} = I^2 \cdot \left(2N \cdot \rho \cdot \frac{L}{A} + 4N \cdot \frac{\rho_{union}^{superficial}}{A} \right) \quad (2.17)$$

La generación neta de calor por efecto Thomson será:

$$\dot{Q}_{Thomson} = 2 \cdot |\sigma| \cdot I \cdot N \cdot (T_c - T_f) \quad (2.18)$$

Por último, atendiendo a la figura de mérito advertimos que la expresión inicial 1.6, puede ser simplificada considerablemente utilizando las relaciones dadas:

$$Z = \frac{\alpha^2}{k \cdot \rho} \quad (2.19)$$

2.6. Refrigeración termoeléctrica

Las células convencionales llamadas sencillamente placas o módulos Peltier, son las más utilizadas debido a que su coste en el mercado es cada vez menor. Los semiconductores más empleados en su construcción son las aleaciones de bismuto de telurio y los seleniuros de antimonio. El rendimiento de estos dispositivos refrigerantes es bajo y de gran sensibilidad, ya que depende en gran medida de la calidad del montaje. Interesa mantener la temperatura del lado caliente lo más baja posible, de esta manera se obtendrán menores temperaturas de refrigeración debido a que el salto térmico entre las caras del módulo Peltier es prácticamente constante. El módulo Peltier actúa como una máquina térmica a la que suministrándole una energía es capaz de extraer calor de un foco frío para ceder calor a un foco caliente. El COP de una máquina térmica viene expresado por la siguiente expresión [10].

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{Q}_C - \dot{Q}_F} \quad (2.20)$$



Donde \dot{Q}_F y \dot{Q}_C son los flujos de calor absorbido del foco frío y cedido al foco caliente respectivamente y \dot{W} es trabajo suministrado a la máquina térmica. Según el ciclo de refrigeración de Carnot o ciclo de Carnot inverso el máximo COP que puede presentar una máquina térmica actuando como refrigerador es:

$$COP_{R,max} = \frac{T_F}{T_C - T_F} \quad (2.21)$$

Queda claro que interesa obtener pequeñas diferencias de temperatura entre las caras del módulo Peltier para conseguir que el módulo trabaje con rendimientos altos, por esta razón es mejor trabajar con varios módulos Peltier alimentados a tensiones bajas, que no trabajar con pocas unidades a altas tensiones.

Otro factor que presenta una gran influencia en el rendimiento es la intensidad de funcionamiento del módulo, es decir la corriente eléctrica que por él circula. Conforme se incrementa la intensidad que circula por el módulo, mayor capacidad refrigerante obtenemos y el módulo es capaz de bombear mayores flujos de calor, pero por otro lado se debe tener presente la mayor disipación de energía en forma de calor por efecto Joule, que tiende a calentar al conjunto. Se llega a un nivel de intensidad en el que un incremento de esta no produce un enfriamiento, sino un calentamiento. En este momento, lo que sucede es que todo el calor de la cara caliente del módulo Peltier no se evacúa apropiadamente lo que se traduce en un incremento de la temperatura, disminuyendo el rendimiento del dispositivo.

Un sistema termoeléctrico utilizado para refrigeración presenta varias ventajas entre las que se encuentran [3]:

- Control muy preciso de la temperatura (hasta 0'1 °C)
- Capacidad de trabajo en cualquier posición (no necesaria nivelación)
- Diseño compacto, apto para un fácil transporte
- Sin partes móviles, su mantenimiento es mínimo
- Sin ruidos ni vibraciones
- Impacto ambiental nulo, en ausencia del uso de refrigerantes o grasas para reducir fricciones
- Demostrada alta capacidad de trabajo ininterrumpido (por encima de 100.000 horas)
- Acabada su vida útil, materiales del módulo reciclables



Pero no solo presenta ventajas, es cierto que las desventajas son menor en número pero son muy considerables:

- Capacidad de absorción de calor inferior respecto a la refrigeración convencional por compresión
- Bajos rendimientos, sujetos en gran medida a la innovación o mejora de materiales semiconductores

En un futuro, se piensa que la termoelectricidad podría sustituir en diversos casos a los sistemas de refrigeración clásicos por compresión de vapor, eliminando así el uso de los clorofluorocarbonos (CFCs) que contribuyen entre otros compuestos a la destrucción de la capa de ozono, siendo una alternativa ecológica a estos. También para el sector de la automoción presenta características que lo hacen atractivo, por ejemplo al no interferir en el rendimiento de los motores. Sin embargo, su bajo rendimiento ha frenado una mayor utilización de estos sistemas en aplicaciones como refrigeración de espacios y su uso como aire acondicionado, a pesar de otras características destacables como su conversión inmediata en bomba de calor o las bajas tensiones de alimentación requeridas.



3. Motivaciones

Uno de los aspectos que determinan el COP de los refrigeradores termoeléctricos es el salto de temperaturas entre las caras caliente y fría de los módulos Peltier con el que funcionan la máquina frigorífica y depende de las resistencias térmicas de los intercambiadores que utilicemos. Es por ello que se busca un valor de resistencias bueno, para obtener un óptimo valor de COP.

La refrigeración termoeléctrica consiste en la conversión directa de la energía eléctrica en frío y calor, mediante el efecto Peltier. Este tipo de refrigeración presenta ventajas frente a máquinas de compresión de vapor, ya que minimizan las partes móviles, proporcionan mejor control de la temperatura y no hay fluidos frigorígenos que puedan contaminar el medio ambiente, contribuyendo al efecto invernadero o destruyendo la capa de ozono. A pesar de ellas, también existe un gran inconveniente de los mismos y es que requieren de mayor consumo de energía que los sistemas de compresión de vapor. Por ello, se está trabajando en la mejora del COP. Esta se enfoca hacia dos campos de actuación [16], siendo el primero de ellos, la mejora de los materiales que componen el módulo termoeléctrico o la segunda, optimizar los intercambiadores de calor, tanto en el foco caliente como en el foco frío, con el objetivo de conseguir disminuir la resistencia térmica.

Se conoce que en termoelectricidad, la elevada densidad de flujo calorífico que se produce en las caras de los módulos Peltier hace que sea complicado obtener buenos valores de resistencias térmicas, sobre todo en la cara caliente siendo esta una de las causas de los bajos COP de los refrigeradores. A este respecto en [17,18] se demostró la gran influencia que tiene la resistencia térmica en el COP de un refrigerador termoeléctrico.

Por ello se plantea este trabajo con el fin de conseguir esa optimización del intercambiador de la parte del foco caliente. Con un disipador de aletas con ventilador se obtienen resistencias muy altas, con un sistema de disipación de calor que emplea agua se mejoran los coeficientes de convección, pudiendo presentar mejores valores de resistencias térmicas. Sin embargo, aumentan el consumo de energía eléctrica de los equipos auxiliares. Finalmente se dispone de heat pipe cuyo principio de funcionamiento se basa en el cambio de fase y la capilaridad para el transporte del líquido, pudiendo funcionar con y sin ventilador.



4. Objetivos

El objetivo de este trabajo fin de grado es el estudio computacional y la optimización de una cámara frigorífica termoeléctrica de 1kW de potencia frigorífica. El efecto en el que se basa la producción de frío en esta cámara es el efecto Peltier, por el cual se produce una absorción de calor en una cara y la cesión en la otra, mediante la aportación de trabajo eléctrico.

Se pretende optimizar el COP de la máquina frigorífica mediante el estudio de diferentes sistemas de intercambio de calor entre la cara caliente del módulo termoeléctrico y el ambiente. Para ello se emplearan tres tipos de intercambiadores de calor como son disipadores de aletas con ventilador, heat pipes con y sin ventiladores y un intercambiador de calor con agua como fluido caloportador, una bomba y un ventilador.

Cada uno de estos sistemas, presenta una resistencia térmica que es función del caudal de aire y de agua, en su caso. Así mismo, el consumo de dichos equipos también es función de estos mismos parámetros. Se trata, por tanto de buscar los caudales de agua y aire que optimicen el COP del sistema frigorífico, para cada tipo de intercambiador de calor. Se realizará un estudio comparativo de los tres sistemas térmicos.

Además se establece una relación de áreas entre el área que ocupan los módulos termoeléctrico que se empleen, y el área del disipador de calor del lado caliente de la cámara frigorífica termoeléctrica, para de esta manera poder observar, como esta relación repercute en todos los parámetros de la cámara frigorífica y así poder encontrar el punto de funcionamiento de la misma.

Por último, también se quiere estudiar el efecto que provocará la variación del número de módulos termoeléctricos sobre el COP de la cámara frigorífica, viendo que ocurre con el consumo de todos los módulos termoeléctricos, así como con el consumo de los equipos auxiliares.



5. Descripción de la aplicación y prototipos de intercambiadores

5.1. Dimensionamiento de la cámara frigorífica

El modelo computacional va a simular un sistema de refrigeración termoeléctrica para la producción de frío en una cámara frigorífica de 15 m³ de volumen interior, destinada a la conservación de alimentos con unas condiciones interiores determinadas. Estas condiciones dependen del tipo de alimentos que se introduzca a la cámara, ya que se tendrán que conservar de la mejor manera posible para su posterior consumo.

5.1.1. Datos generales

En este caso, se trata de una cámara de conservación de distintos tipos de carnes, y es por ello que la temperatura interior no deberá superar 1°C, habiendo una humedad relativa del 90%. La temperatura de entrada de la carne será de 4,5°C. El factor de ocupación de la cámara viene tabulado, siendo de 250 kg/m³ para una cámara de refrigeración y se tendrá una renovación del producto de 1/5.

Se calculan ahora la capacidad de la cámara frigorífica termoeléctrica:

$$V = \frac{Q}{q} \rightarrow Q = V \times q = 15 \times 250 = 3750 \text{ kg de carne} \quad (5.1)$$

Donde:

-V: volumen de la cámara (m³)

-q: factor de ocupación de la cámara (kg/m³)

-Q: capacidad de la cámara (kg)

Además la capacidad es igual al flujo másico de producto que entra a la cámara multiplicado por la rotación de la misma, es decir la renovación que tendrá de producto:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\text{rotación}} \rightarrow \dot{m} = Q \times \text{rotación} = 3750 \times \frac{1}{5} = 750 \text{ kg/día} \quad (5.2)$$



Dónde:

- \dot{m} : flujo másico de carne (kg/día)

-Q: capacidad de la cámara (kg)

Los diferentes tipos de carne y las cantidades cada una de ellas, han sido calculadas en función del consumo que hace la sociedad española de las mismas. Es por ello que se ha consultado a la Agencia Española de Consumo, Seguridad Alimentaria y Nutrición (AECOSAN) y se ha obtenido que el mayor consumo de la carne es tanto de tipo porcino, como avícola, seguido por el vacuno y quedando con menor relevancia el consumo de carne de tipo ovino y otras carnes. Así, se ha hecho un reparto de la cantidad de carne que llega a la cámara por día, teniendo en cuenta los factores que se acaban de comentar.

- $\dot{m}_{porcino} = 200 \frac{kg}{día}$
- $\dot{m}_{avícola} = 200 \frac{kg}{día}$
- $\dot{m}_{vacuno} = 150 \frac{kg}{día}$
- $\dot{m}_{ovino} = 100 \frac{kg}{día}$
- $\dot{m}_{otras} = 100 \frac{kg}{día}$

A partir de estos datos, procedemos al cálculo de las necesidades frigoríficas de la instalación.

5.1.2. Cálculo de cargas térmicas

Las cargas térmicas se pueden clasificar en dos grupos: cargas térmicas de productos y cargas térmicas provenientes de otras fuentes. En el primero de ellos, se distinguen cargas térmicas debidas a la refrigeración de alimentos, respiración de alimentos, congelación de productos y embalaje de los mismos. Por otro lado, en el segundo grupo nos encontramos con cargas térmicas debidas al flujo de calor a través de los cerramientos y por distintas pérdidas por servicio.

5.1.2.1. Calor generado por productos

- Refrigeración de los alimentos (\dot{Q}_r):

Es el calor que hay que extraer del alimento para enfriarlo desde la temperatura de entrada hasta la de su conservación.



$$\dot{Q}_r = \frac{\dot{m} \times C_p \times (T_e - T_c)}{86,4} \quad (5.3)$$

Dónde:

- \dot{m} : flujo másico de cada tipo de carne (kg/día)
- C_p : calor específico de cada tipo de carne (kJ/kg K)
- T_e : temperatura de entrada de la carne (°C)
- T_c : temperatura de conservación de la carne (°C)

El calor específico de cada uno de los tipos de carne, estos se encuentran en la Tabla 11.8 del anexo 1. Como se aprecia en los mismos, los valores se encuentran en un intervalo, es por ello, que se ha considerado la media aritmética de los mismos como calor específico de cada uno:

- Calor específico de la carne porcina ($C_{p \text{ porcino}}$): 2,1 kJ/ kg K
- Calor específico de la carne avícola ($C_{p \text{ avícola}}$): 3,31 kJ/ kg K
- Calor específico de la carne vacuna ($C_{p \text{ vacuno}}$): 3,15 kJ/kg K
- Calor específico de la carne ovina ($C_{p \text{ ovino}}$): 3 kJ/ kg K
- Calor específico de otras carnes ($C_{p \text{ otras}}$): 3.11 kJ/ kg K

Por tanto los calores por refrigeración serán, en función del tipo de carne:

- $\dot{Q}_{r \text{ porcino}} = 17,01 \text{ W}$
- $\dot{Q}_{r \text{ avícola}} = 26,82 \text{ W}$
- $\dot{Q}_{r \text{ vacuno}} = 19,14 \text{ W}$
- $\dot{Q}_{r \text{ ovino}} = 12,15 \text{ W}$
- $\dot{Q}_{r \text{ otras}} = 12,60 \text{ W}$

Y el calor por refrigeración de alimentos total: $\dot{Q}_r = 87,72 \text{ W}$

- Respiración de alimentos: este tipo de alimentos no respiran, por tanto no producen calor por respiración.
- Congelación de los alimentos: los alimentos no están congelados, se refrigeran. No hay calor por congelación de alimentos.
- Embalaje (\dot{Q}_e):

Es el calor que hay que extraer del embalaje para enfriarlo desde la temperatura de entrada hasta la de conservación del producto.



A falta de datos, se supone que el flujo másico para el embalaje es el 10% del flujo másico del producto, con un calor específico promedio de 2,0934 kJ/kg K

$$\dot{Q}_e = \frac{\dot{m} \times C_p \times (T_e - T_i)}{86,4} = \frac{750 \times 0,1 \times 2,0934 \times (4,5 - 1)}{86,4} = 6,36 \text{ W} \quad (5.4)$$

Dónde:

- \dot{m} : flujo másico del embalaje (kg/día)
- C_p : calor específico del embalaje (kJ/kg K)
- T_e : temperatura de entrada (°C)
- T_i : temperatura de conservación (°C)

Por tanto el calor generado por los productos es la suma todos los anteriores:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_e + \dot{Q}_r = 87,72 + 6,36 = 94,08 \text{ W} \quad (5.5)$$

5.1.2.2. Calor generado por otras fuentes

- Calor que se produce por los cerramientos (\dot{Q}_{cerr}):

Para proceder al cálculo de los mismos hay que conocer en primer lugar, el aislante que se va a emplear y el espesor del mismo. Para ello se dispone de un parámetro tabulado para el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor. Este parámetro toma un valor para refrigeración y otro para congelación, siendo el de refrigeración de 10 W/m². Con dicho parámetro se dispondrá de una restricción sobre el coeficiente global de transmisión de calor y consultando en la Tabla 11.1 del anexo 1, se elegirá el aislante y su espesor que cumplan con dicha restricción.

$$\dot{Q}_{cerr} = U \times A \times \Delta T \quad (5.6)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{e_a}{k_a} + \dots + \frac{e_b}{k_b} + \frac{1}{h_i}} \quad (5.7)$$

$$q \geq U \Delta T \quad (5.8)$$



Dónde:

-q: parámetro tabulado (W/m²)

-U: coeficiente global de transmisión de calor (W/m² K)

- ΔT : diferencia de temperaturas (°C)

Señalar que no hay incidencia de radiación solar y que se calcula un coeficiente global de transmisión de calor para el suelo y otro para el resto de las paredes, ya que las diferencias de temperaturas cambian.

En primer lugar para el suelo, se tiene:

$$T_{sue} = T_{amb} - 5 = 20 - 5 = 15^{\circ}\text{C} \rightarrow \Delta T = (T_e - T_i) = 15 - 1 = 14$$

$$q \geq U\Delta T$$

$$10 \text{ W/m}^2 \geq U \times 14$$

$$U \leq 0,714 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para el resto de paredes:

$$\Delta T = (T_e - T_i) = 20 - 1 = 19$$

$$q \geq U\Delta T$$

$$10 \text{ W/m}^2 \geq U \times 19$$

$$U \leq 0,526 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Por tanto, de la Tabla 11.1 del anexo1, se elige como aislante el poliuretano expandido con $U=0,4\text{W/m}^2\text{K}$, con un espesor de 80mm y un coeficiente de conducción de $0,024 \text{ W/K m}$. Además de cumplir con la restricción del coeficiente global de transmisión de calor, el poliuretano expandido tiene buenas características como aislante térmico presentando una conductividad térmica baja y siendo un aislante barato.

Una vez conocida la naturaleza del aislante se calculan las entradas de calor por los cerramientos a la cámara, tal y como se ha explicado, siendo:

$$\dot{Q}_{sue} = 33,6 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{paredes} = 235,6 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{cerr} = \dot{Q}_{sue} + \dot{Q}_{paredes} = 33,6 + 235,6 = 269,2 \text{ W} \quad (5.9)$$



- Calor producido por la entrada de aire (\dot{Q}_a):

Se producen por infiltraciones de aire exterior a la cámara:

$$\dot{Q}_a = \frac{V \times n \times q}{86,4} = \frac{15 \times 26 \times 43}{86,4} = 194,19 \text{ W} \quad (5.10)$$

Dónde:

-V: volumen interior de la cámara (m³)

-n: nº de renovaciones de aire por día → Tabla 11.4, anexo 1

-q: calor total por m³ de infiltraciones a extraer de éste para llevarlo de las condiciones exteriores a las condiciones de la cámara (kJ/m³) → Tabla 11.5, anexo 1

- Calor desprendido por la iluminación (\dot{Q}_i):

Calor que se desprende de la iluminación de la cámara. Se toma que esta, está iluminada con fluorescentes, por ello:

$$\dot{Q}_i = \frac{P \times t \times \dot{A}}{24} \times 1,25 = \frac{15 \times 3 \times 6}{24} \times 1,25 = 14,7 \text{ W} \quad (5.11)$$

Dónde:

-P: potencia de la iluminación (W) → P=15 W/m², en sala de conservación

-t: tiempo de funcionamiento (h/día)

- \dot{A} : área dónde es colada la iluminación



- Calor desprendido por persona (\dot{Q}_p):

Calor que se desprende por la entrada y salida de personas en la cámara refrigerada:

$$\dot{Q}_p = \frac{q \times n \times t}{24} = \frac{264 \times 2 \times 3}{24} = 66 \text{ W} \quad (5.12)$$

Dónde:

-q: calor liberado por cada persona (W) → tabla 11.6 anexo 1

-n: nº de personas que entran en la cámara

-t: tiempo que permanecen dentro cada persona (h/día)

Por tanto las cargas térmicas debidas a otras fuentes son:

$$\dot{Q}_{otras} = \dot{Q}_{cerr} + \dot{Q}_a + \dot{Q}_i + \dot{Q}_p = 269,2 + 194,19 + 14,7 + 66 = 543,45 \text{ W} \quad (5.13)$$

5.1.2.3. Carga térmica total

La carga térmica total será la suma de la carga térmica de los productos, más la producida por otras fuentes, es decir:

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_p + \dot{Q}_{otras} = 94,08 + 543,45 = 637,53 \quad (5.14)$$

Lo que ocurre es que el modelo computacional que se emplea para los cálculos y que se explica en los apartados siguientes, contiene en su código de programación, un apartado para la estimación de la carga térmica proveniente de los cerramientos. De manera que no habrá que introducir esta carga en el modelo, ya que el programa la tendrá en cuenta simplemente introduciendo las características del aislante y los espesores del mismo; por ello:

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_p + \dot{Q}_{otras} = 94,08 + 274,25 = 368,33 \text{ W}$$

Además se debe tener en cuenta que en el interior de la cámara se dispone de un ventilador para el disipador interno, siendo su potencia de 25 W, por ello la carga térmica total que se genera en el interior y que habrá que evacuar final es de:

$$\dot{Q}_{tot} = 385,6 \text{ W} \approx 390 \text{ W}$$



5.2. Base teórica de la aplicación

Se trata de un sistema de refrigeración termoeléctrica para la producción de frío en una cámara frigorífica de 15 m³ de volumen interior, destinada a la conservación de alimentos a unas condiciones de temperatura interior de 1°C y 90% de humedad relativa. Para un factor de ocupación de 250 kg/m³ y una renovación de los productos de 1/5, tenemos unas necesidades frigoríficas para los productos de 390 W, tal y como se acaba de calcular en el apartado anterior.

La cámara está formada por paneles de poliuretano expandido de conductividad $k=0.024\text{W/mK}$, con un espesor medio de 80mm. Con todos estos valores, el modelo computacional (que se describe en el apartado 6.2) calcula las necesidades frigoríficas totales, incluidas todas las cargas térmicas comentadas anteriormente.

Mediante el cálculo preliminar anterior con el modelo computacional se dimensiona el sistema termoeléctrico, teniendo en cuenta los periodos de desescarche, obteniéndose un total de 100 módulos termoeléctricos (TEM) modelo Marlow DT12-8L. El tamaño de los intercambiadores de calor es un factor importante que tiene repercusión tanto en el peso como en el precio.

Con el objetivo de acotar las posibles soluciones de diseño para los intercambiadores de calor, teniendo en cuenta el espacio disponible y basado en la experiencia de anteriores trabajos realizados por el grupo de investigación de Ingeniería Térmica y de Fluidos, se establece un valor inicial de estudio para la relación de áreas entre los módulos termoeléctricos y la base del disipador, de $\delta=0.7$, que viene definido por la expresión:

$$\delta = \frac{A_p}{A_b} = \frac{\text{Suma del área de los módulos instalados}}{\text{Área de la base del disipador}} \quad (5.15)$$

De este modo, para 100 TEM de 40x40mm, tenemos una superficie de la base del disipador de 0,22m², que permanecerá constante para los tres tipos de intercambiadores de calor que se van a estudiar, aunque, como se verá posteriormente en el apartado 5, también se estudia para $\delta=0,469$, $\delta=0,234$ y $\delta=0,117$ obteniéndose por tanto, la influencia de este factor en el COP total de la cámara.

Para el intercambiador de calor del lado frío, es decir el que está en el interior de la cámara frigorífica, se ha tenido en cuenta que el salto de temperatura entre el interior y el disipador, necesario para mantener la humedad relativa del 90%, debe de ser menor o igual a 5 C, por lo que se ha seleccionado un disipador de aletas de 0.22m² de base, cuyas dimensiones se muestran en la Figura 5.1 y con un ventilador de 25 W de potencia, lo que da como resultado una resistencia térmica del lado frío por cada TEM



de 0.8 K/W, adecuada para mantener el citado salto de temperaturas con la humedad relativa de diseño. Destacar que esta resistencia cambiará para cada relación de áreas, recogándose en la siguiente tabla su valor para cada una de ellas; siendo un parámetro de entrada para el modelo computacional (apartado 6.2):

δ	Rf (K/W)
0,117	0,198
0,234	0,225
0,469	0,292
0,700	0,800

Tabla 5.1. Resistencias térmicas del lado frío del disipador en función de δ

Con estos parámetros fijos, es decir, manteniendo el número de TEM y la dimensión de la base del disipador constante para cada tipo, $\delta = \text{cte}$, este trabajo trata de estudiar, diferentes tipos de intercambiadores de calor para optimizar el COP total de la cámara frigorífica, teniendo en cuenta, tanto el consumo eléctrico de los módulos termoeléctricos, como el de los equipos auxiliares, es decir los ventiladores y la bomba en el caso de que la utilice.

Con el objetivo de facilitar el ensamblaje y el contacto térmico entre los TEM y los intercambiadores, éstos se han dividido en 8 partes iguales y en paralelo, de modo que a cada una de ellas le corresponden 12 TEM. De esta manera se consigue, además, simplificar la construcción y análisis de los prototipos de intercambiadores, puesto que sólo es necesario estudiar una de las partes. Manteniendo constante el parámetro $\delta = 0,7$, cada parte correspondiente a 12 TEM tiene una base de disipador de 140x190 mm, valor que se ha mantenido para los tres tipos de intercambiadores de calor.

Del mismo modo se lleva a cabo para las otras tres relaciones de áreas que se plantean; es por ello que hay que aumentar el número de partes que forman el ensamblaje conforme la relación de áreas disminuye, ya que esta lo hace porque disminuye el número de TEM en el intercambiador. Se precisarán tantas divisiones iguales y en paralelo (con respectivos equipos auxiliares), como se indica en la tabla que sigue para cada δ :



δ	TEM	Nº de equipos en paralelo
0,117	2	50
0,234	4	25
0,469	6	12
0,700	12	8

Tabla 5.2. Nº de TEM, Nº de equipos auxiliares en función de δ

El estudio de las variaciones de δ , solo se lleva a cabo para los intercambiadores de aletas y heat pipe, ya que se dispone de datos experimentales para ello, mientras que para el intercambiador de agua y aire no se tienen.

Señalar también, que por mayor interés, en las tablas y en los resultados se representan los flujos máscicos de aire y agua por división que conforma el ensamblaje final del prototipo, es decir, los flujos que atravesarían cada una de las partes iguales dispuestas en paralelo del conjunto.

Por último se realiza un estudio de la influencia del número de TEM en la instalación de la cámara frigorífica termoeléctrica manteniendo δ constante. Se lleva a cabo para el caso óptimo del heat pipe. Para ello se recalculan las áreas de disipación de calor del intercambiador del lado caliente para 80, 100 y 120 TEM, siendo estas de 0,54 m², 0,68 m² y 1,02 m², respectivamente.

A continuación se describen los prototipos de intercambiadores que se han diseñado y construido para su estudio en trabajos paralelos al presente, llevados a cabo por el Grupo de Investigación de Ingeniería Térmica y de Fluidos; de los cuales se han obtenido los datos necesarios para la realización de este estudio.

Disipador de aletas

El disipador seleccionado para este estudio está basado en la optimización que se realizó sobre los disipadores de aletas para Peltier en [6], de modo que las dimensiones son las que se muestran en la Figura 5.1. Sobre él se ha colocado un túnel de viento, a 4 mm de las aletas, donde se ubica el ventilador axial modelo JAMICON JF1225S2H, sobre el cual se variará la tensión de alimentación para modificar el flujo máscico de aire que atraviesa el disipador, así como su consumo eléctrico. Así se obtendrán, de modo experimental, las curvas de resistencia térmica y de consumo, en función del flujo



másico de aire: $R_h = f(\dot{m}_a)$, $\dot{W}_{aux} = f(\dot{m}_a)$, las cuales se introducirán en el modelo de cálculo computacional que se describe en el apartado 6.2.

Intercambiador de calor agua-aire

Se trata de un sistema formado por los siguientes elementos, tal como se muestran en la Figura 5.2:

- Cold-Plate, formada por una placa con 26 canales interiores de 6.2 mm de diámetro hidráulico y dos colectores longitudinales de diámetro 9 mm, por donde circula el líquido (agua con glicol). Tiene la misión de absorber el calor que desprenden los TEM, por lo que está en contacto con su cara caliente, por lo que las dimensiones exteriores de la placa son 190x230 mm², para mantener constante el parámetro $\delta=0.7$.
- Instalación para el transporte del líquido, formado por una serie de tuberías, válvula de seguridad, purgador, depósito de expansión y una bomba hidráulica modelo Jabsco 59520, para la impulsión del fluido, tal como se observa en la Figura 5.2.
- Fan-coil, cuyo objetivo es disipar el calor que el líquido ha recogido de los TEM, hasta el ambiente, a través de un ventilador. Está formado por tubos de cobre de 8mm y 12 pasos cada uno, con 226 aletas de dimensiones 57x200 mm², espesor 0.2 mm y 1.6 mm de espaciado.
- Sistema de sondas y adquisición de datos ALMEMOR , con: 1 caudalímetro de vórtices, 1 caudalímetro electromagnético, 5 sensores de temperatura tipo K, 4 sensores de temperatura para fluidos de tipo K y 4 sensores de presión piezo-resistivos.

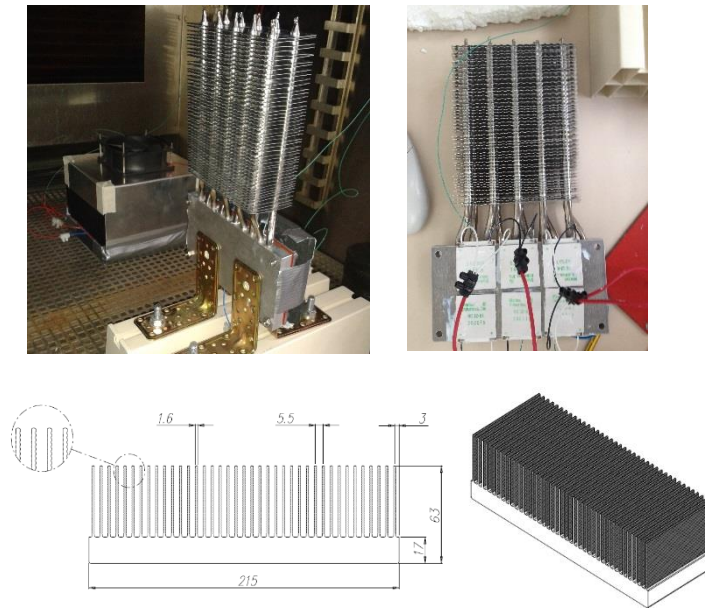


Figura 5.1. Prototipos de disipador de aletas y heat pipes.

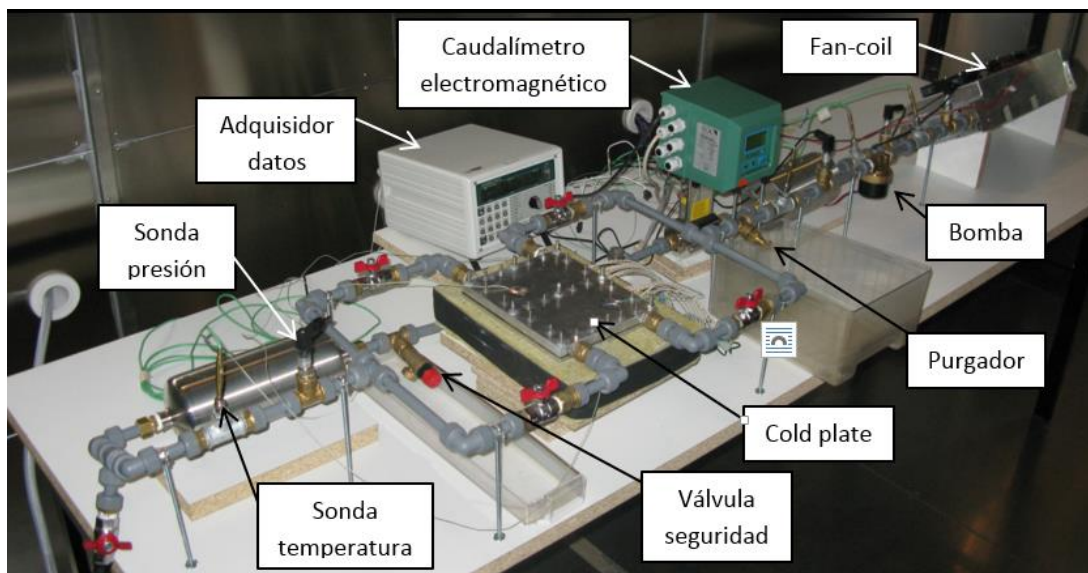


Figura 5.2. Prototipo de intercambiador agua-aire.



Heat pipes

Se ha diseñado y construido un intercambiador de calor formado por 2 heat pipes, cada uno de ellos formados por 10 tubos de 8 mm de diámetro y 350 mm de longitud fabricados de cobre niquelado con un sistema de capilaridad en el interior y agua como fluido de trabajo. En el extremo donde se produce la condensación se han colocado aletas de 130x55x0.3mm, para aumentar la superficie y un ventilador JAMICON JF1225S2H. La parte en contacto con los TEM es una placa fabricada en aluminio de dimensiones exteriores 70x190x15mm ($\delta=0.7$), siendo la distancia entre tubos es de 5 mm



6. Metodología y modelo

Para realizar este estudio se ha empleado una metodología basada tanto en simulaciones computacionales con el modelo de cálculo que se ha desarrollado en [6,19], como en datos experimentales obtenidos con los prototipos de intercambiadores de calor construidos.

6.1. Metodología experimental para el cálculo de resistencias térmicas

En primer lugar, se trata de obtener experimentalmente las curvas de resistencia térmica de los intercambiadores, así como la potencia eléctrica consumida por los equipos auxiliares como la bomba y el ventilador, ambos en función de los flujos máscicos de aire y agua (en el caso de que lleve bomba). Es decir, se trata de obtener las siguientes funciones, para diferentes valores de δ :

$$R_h = f_1(\dot{m}_a, \dot{m}_w), \quad (6.1)$$

$$\dot{W}_{aux} = \dot{W}_f + \dot{W}_b = f_2(\dot{m}_a, \dot{m}_w) \quad (6.2)$$

Para ello, se han llevado a cabo tres estudios paralelos al presente, uno para cada tipo de intercambiador de calor, por el Grupo de Investigación de Ingeniería Térmica y de Fluidos, en los cuales se han realizado los diferentes ensayos necesarios para la obtención de los parámetros comentados. En los mismos, se han construido los prototipos descritos anteriormente, a los que se le han colocado los TEM con sus caras calientes en contacto con el intercambiador y la parte fría 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, toda la potencia eléctrica a la cual son alimentados los TEM, se convierte en potencia térmica introducida al intercambiador.

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c + \dot{W}_{tem} \quad (6.3)$$

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

Así mismo, se han colocado 4 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:

$$R_h = \frac{T_{tem} - T_a}{\dot{Q}_h} \quad (6.4)$$

Así, se ha realizado un estudio de la resistencia térmica en los tres tipos de intercambiadores, para diferentes tensiones de alimentación del ventilador y de la



bomba para el caso de agua-aire, obteniéndose las curvas de las expresiones (6.1) y (5.2). Este estudio se ha repetido para 4 valores diferentes de δ , que se corresponden con 12, 8, 4 y 2 TEM por cada prototipo de disipador construido.

Lógicamente al aumentar los flujos máscicos, la resistencia térmica disminuirá, lo que provocará que los TEM incrementen su eficiencia y por lo tanto consuman menos energía eléctrica.

Sin embargo, el consumo de los equipos auxiliares aumentará, por lo que será necesario un estudio completo de la aplicación de la cámara frigorífica para obtener el punto óptimo de funcionamiento de cada uno de los sistemas de intercambiadores de calor, optimizando el COP de toda la instalación, siendo este el objetivo fundamental de este trabajo. Para ello, es necesario el cálculo computacional.

6.2. Modelo computacional

6.2.1. Introducción al problema de cálculo

Los dispositivos de refrigeración termoeléctrica están compuestos básicamente por uno o varios módulos Peltier, pudiendo estos presentar distintas disposiciones, con una de sus caras conectada al foco caliente y la otra conectada al foco frío [2,11]. Una configuración habitual de los módulos es que se encuentren conectados eléctricamente en serie y térmicamente en paralelo. Independientemente de la configuración adoptada, durante el funcionamiento del dispositivo aparecerán simultáneamente fenómenos termoeléctricos y otros asociados a la transmisión de calor. De todos ellos se conocen las expresiones que describen su funcionamiento; se conocen las leyes fundamentales de conducción del calor, así como las de convección tanto natural como forzada y las que rigen los fenómenos termoeléctricos Seebeck, Peltier y Thomson, además de otras como el efecto Joule. El problema que se presenta es cómo resolver todas las ecuaciones que se obtengan de dichos fenómenos para poder estudiar el funcionamiento del equipo termoeléctrico.

6.2.1.1. Solución analítica

La primera opción es la de encontrar a dicho problema una solución analítica que definiera el comportamiento del equipo, pero se trata de una solución especialmente complicada de encontrar, pues para ello sería necesario resolver simultáneamente las expresiones térmicas y termoeléctricas.

Una forma de abordar el problema y poder solucionarlo de manera más sencilla, es asumir una serie de hipótesis simplificadoras con el fin de reducir la complejidad de



las ecuaciones. El problema que surge ahora, es que las hipótesis resultan ser demasiado restrictivas, lo que provoca obtener resultados notablemente alejados de la realidad.

Algunos ejemplos de dichas hipótesis sería asumir que las propiedades de los semiconductores de los módulos son independientes de la temperatura, que el calor generado por efecto Joule en estos mismos semiconductores se transfiere por partes iguales al foco frío y al caliente o simplemente despreciar el efecto Thomson.

El modelo analítico que surge de la aplicación de estas hipótesis simplificadoras es el conocido como modelo de par ideal, utilizado hasta hace pocos años en el diseño, estudio y optimización de módulos Peltier [12,13].

6.2.1.2. Solución numérica

Los métodos numéricos intentan resolver el problema planteado desde otro punto de vista; mientras el método analítico trata de encontrar la solución exacta del sistema real o aproximado, según hayamos adoptado hipótesis o no, el método numérico lo que hace es buscar una solución aproximada para el problema original. Existen diferentes métodos de resolución numérica [14].

Uno de ellos es el denominado Elementos Finitos o MEF; resuelve por ordenador una gran cantidad de problemas con todo tipo de condiciones de contorno. El problema con el cual nos encontramos al utilizar este método es que tanto la potencia de cálculo para resolver el problema planteado como el tiempo requerido para la implementación del mismo son elevados. Y esto se acusa aún más, cada vez que nos aproximamos más a la realidad, introduciendo en el problema elementos reales.

Otro método es el de analogía eléctrica resuelta por ordenador, comúnmente conocido por su acrónimo AERO. Como su nombre indica resuelve los fenómenos que tienen lugar en el módulo Peltier estableciendo previamente una analogía con una red eléctrica en la que se incluyen los fenómenos a estudiar.

La ventaja de este método frente al ya mencionado MEF es principalmente la velocidad de cálculo, lo que permite resolver el problema en un tiempo inferior. Esto es debido a que AERO resuelve un sistema de ecuaciones normal mientras que MEF hace lo mismo con un sistema de ecuaciones diferencial. Por el contrario, MEF es capaz de resolver sistemas complejos, y AERO presenta ciertas dificultades para simular estos sistemas.



6.2.1.3. Solución por diferencias finitas

Ante la imposibilidad de obtener una solución analítica y de las carencias que presentan los métodos numéricos presentados, se plantea la posibilidad de realizar una aproximación a la solución mediante otro método, en este caso será el Método de Diferencias Finitas [5,7].

Dicho método requiere de un proceso de discretización, es decir el conjunto infinito de números que describen la función incógnita son reemplazados por un número finito de parámetros incógnita y lo que se obtiene es la solución para este determinado número finito de puntos o nodos que deben ser representativos del sistema a estudiar. Al tratarse de un número limitado de puntos hace que los tiempos de computación no sean grandes.

Aplicándolo al caso que se estudia se obtienen soluciones reales de la ecuación general de la transmisión del calor, las temperaturas, pero únicamente para una serie de puntos del sistema e intervalos de tiempo discretos. Esto resulta muy interesante pues somos capaces de obtener una simulación completa del sistema termoeléctrico en un tiempo de computación perfectamente asumible.

6.2.2. Introducción al método de las diferencias finitas

Mediante el método de diferencias finitas, se puede hallar la solución para casi todos los problemas, cualquiera que sea su grado de dificultad; problemas en los que encontrar una solución analítica es prácticamente imposible debido al número y a la complejidad de las ecuaciones que deben resolverse conjuntamente o a la dificultad que plantea el medio físico sobre el que se deben aplicar. En definitiva lo que ofrece esta herramienta matemática es proporcionar soluciones a los problemas planteados pero únicamente para valores discretos de la función incógnita, renunciando a la generalidad que ofrecería una solución analítica [15].

En cuanto a la adaptación del método a los problemas de transmisión de calor, su principio básico es la sustitución de las derivadas parciales presentes en la ecuación general de transmisión del calor por una ecuación en diferencias finitas que debe cumplirse para ciertos puntos del sistema y en ciertos instantes de tiempo. Dicha sustitución se realiza cambiando las derivadas, primera y segunda de la temperatura, que será nuestra función incógnita, por dos expresiones en diferencias finitas y reorganizando la ecuación como veremos más adelante. Los puntos del sistema donde debe cumplirse la ecuación en diferencias finitas, son los denominados nodos del sistema, y cada uno de ellos puede representar a un elemento del equipo o parte de este, pudiendo también representar a un conjunto de elementos. La experiencia de



anteriores proyectos desarrollados en esta misma disciplina indica que el módulo Peltier estará bien representado por un conjunto de doce nodos alineados.

6.2.3. Base teórica del método

La relación entre la expresión en diferencias finitas con la ecuación diferencial puede comprenderse mejor obteniendo la última de la primera, mediante un desarrollo de Taylor [8]. Consideremos una función con dos variables independientes:

$$f = f(\varepsilon, \eta) \quad (6.5)$$

Sea h_1 un incremento positivo en la variable ε . Un desarrollo de Taylor de la función en $\varepsilon = \varepsilon + h_1$ y $\eta = \eta$, se puede escribir de forma exacta:

$$f(\varepsilon + h_1, \eta) = f(\varepsilon, \eta) + h_1 \left(\frac{\partial f}{\partial \varepsilon} \right)_{\varepsilon, \eta} + \frac{h_1^2}{2!} \left(\frac{\partial^2 f}{\partial \varepsilon^2} \right)_{\varepsilon, \eta} + \frac{h_1^3}{3!} \left(\frac{\partial^3 f}{\partial \varepsilon^3} \right)_{\varepsilon, \eta} + \delta(h_1^4) \quad (6.6)$$

En donde el término $\delta(h_1^4)$ representa al resto de sumandos de la serie en los que aparece el término h_1^4 u ordenes superiores de este. Si de esta ecuación obtenemos el término de la primera derivada despreciando los términos que tienen derivadas segundas y superiores, nos queda la aproximación en diferencias hacia adelante o forward difference para la primera derivada de la función.

$$\left[\left(\frac{\partial f}{\partial \varepsilon} \right)_{\varepsilon, \eta} \right]_{adelante} \approx \frac{f(\varepsilon + h_1, \eta) - f(\varepsilon, \eta)}{h_1} \quad (6.7)$$

De igual manera, para un incremento de h_2 en la variable η , la aproximación en diferencias hacia adelante para la primera derivada es:

$$\left[\left(\frac{\partial f}{\partial \eta} \right)_{\varepsilon, \eta} \right]_{adelante} \approx \frac{f(\varepsilon, \eta + h_2) - f(\varepsilon, \eta)}{h_2} \quad (6.8)$$



Análogamente se puede obtener la expresión de la aproximación en diferencias hacia atrás o backward difference para la primera derivada de la función. En este caso se considerará un incremento negativo de h_1 para la variable ε . El desarrollo de Taylor de la función en $\varepsilon = \varepsilon - h_1$ y $\eta = \eta$, se puede escribir como:

$$f(\varepsilon - h_1, \eta) = f(\varepsilon, \eta) - h_1 \left(\frac{\partial f}{\partial \varepsilon} \right)_{\varepsilon, \eta} + \frac{h_1^2}{2!} \left(\frac{\partial^2 f}{\partial \varepsilon^2} \right)_{\varepsilon, \eta} - \frac{h_1^3}{3!} \left(\frac{\partial^3 f}{\partial \varepsilon^3} \right)_{\varepsilon, \eta} + \delta(h_1^4) \quad (6.9)$$

Y operando de igual modo que como se hizo para el caso anterior de diferencias hacia adelante, se tiene la aproximación en diferencias hacia atrás para la primera derivada:

$$\left[\left(\frac{\partial f}{\partial \varepsilon} \right)_{\varepsilon, \eta} \right]_{\text{atras}} \approx \frac{f(\varepsilon, \eta) - f(\varepsilon - h_1, \eta)}{h_1} \quad (6.10)$$

Para la otra variable independiente cuyo incremento negativo es h_2 tendremos que:

$$\left[\left(\frac{\partial f}{\partial \eta} \right)_{\varepsilon, \eta} \right]_{\text{atras}} \approx \frac{f(\varepsilon, \eta) - f(\varepsilon, \eta - h_2)}{h_2} \quad (6.11)$$

También existe la posibilidad de obtener una aproximación por diferencias finitas centrales o central difference para primera derivada. Si restamos los términos anteriores de $f(\varepsilon + h_1, \eta)$ y $f(\varepsilon - h_1, \eta)$ resulta:

$$f(\varepsilon + h_1, \eta) - f(\varepsilon - h_1, \eta) = 2h_1 \left(\frac{\partial f}{\partial \varepsilon} \right)_{\varepsilon, \eta} + \frac{h_1^3}{3} \left(\frac{\partial^3 f}{\partial \varepsilon^3} \right)_{\varepsilon, \eta} + \delta(h_1^5) \quad (6.12)$$

Despreciando las derivadas segundas y siguientes y despejando de la primera derivada, tendremos la aproximación en diferencias centrales para la primera derivada de la función.



$$\left[\left(\frac{\partial f}{\partial \varepsilon} \right)_{\varepsilon, \eta} \right]_{central} \approx \frac{f(\varepsilon + h_1, \eta) - f(\varepsilon - h_1, \eta)}{2h_1} \quad (6.13)$$

Para la otra variable, de igual manera quedará:

$$\left[\left(\frac{\partial f}{\partial \eta} \right)_{\varepsilon, \eta} \right]_{central} \approx \frac{f(\varepsilon, \eta + h_2) - f(\varepsilon, \eta - h_2)}{2h_2} \quad (6.14)$$

Para hallar la aproximación por diferencias finitas centrales para la segunda derivada de la función debemos sumar los términos $f(\varepsilon + h_1, \eta)$ y $f(\varepsilon - h_1, \eta)$ obtenidos anteriormente. De dicha suma resultará:

$$f(\varepsilon + h_1, \eta) + f(\varepsilon - h_1, \eta) = 2f(\varepsilon, \eta) + h_1^2 \left(\frac{\partial^2 f}{\partial \varepsilon^2} \right)_{\varepsilon, \eta} + \delta(h_1^4) \quad (6.15)$$

Despreciando $\delta(h_1^4)$ y despejando la segunda derivada:

$$\left[\left(\frac{\partial^2 f}{\partial \varepsilon^2} \right)_{\varepsilon, \eta} \right]_{central} \approx \frac{f(\varepsilon + h_1, \eta) - 2f(\varepsilon, \eta) + f(\varepsilon - h_1, \eta)}{h_1^2} \quad (6.16)$$

En el caso de η :

$$\left[\left(\frac{\partial^2 f}{\partial \eta^2} \right)_{\varepsilon, \eta} \right]_{central} \approx \frac{f(\varepsilon, \eta + h_2) - 2f(\varepsilon, \eta) + f(\varepsilon, \eta - h_2)}{h_2^2} \quad (6.17)$$

Nótese que las aproximaciones a la primera derivada por diferencias finitas no tienen en cuenta los términos de orden h^2 y superiores, mientras que las aproximaciones a la segunda derivada desprecia los de orden h^4 y posteriores. Se debe apuntar que pueden escribirse otras aproximaciones en diferencias para la segunda derivada, como serían las aproximaciones hacia adelante y hacia atrás; no obstante para los análisis de



conducción del calor que en este proyecto se tratan, el uso de las aproximaciones centradas a la segunda derivada resulta más adecuado.

6.2.4. Aplicación del método en la ecuación general de transmisión de calor

La ecuación general de conducción de calor para régimen transitorio y coordenadas cartesianas viene dada por la expresión 1.6.

Expresada de esta manera cada igualdad de la ecuación representa la cantidad de energía almacenada por unidad de volumen y por unidad de tiempo. En nuestro caso consideraremos una conducción de calor unidimensional y en estado transitorio. Por esta razón la ecuación que emplearemos en el estudio será la expresión 1.6.

A continuación se escribirán las aproximaciones en diferencias finitas. Como se apuntó anteriormente, es posible obtener diferentes expresiones en diferencias finitas para la primera derivada. Dichas expresiones conducen a distintos métodos de tratamiento de los problemas en régimen no permanente. Seguidamente se muestran dos posibles formulaciones, conocidas como formulación explícita e implícita y su correspondiente aplicación a la ecuación de conducción de calor.

6.2.5. Formulación explícita

La formulación explícita se obtiene sustituyendo la expresión en diferencias hacia adelante para la primera derivada por la derivada temporal de la temperatura y la expresión en diferencias centradas para la derivada segunda de la ecuación.

Para el caso en que $x=x$ y $t=t$, se sustituye en la expresión f por T , η por t , ε por x , h_1 por δx y h_2 por δt , es decir:

$$\left[\left(\frac{\partial T}{\partial t} \right)_{x,t} \right]_{adelante} \approx \frac{T(x, t + \delta t) - T(x, t)}{\delta t} \quad (6.18)$$

$$\left[\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right)_{x,t} \right]_{central} \approx \frac{T(x + \delta x, t) - 2T(x, t) + T(x - \delta x, t)}{\delta x^2} \quad (6.19)$$



Que sustituyendo en la ecuación:

$$k \left(\frac{T(x + \delta x, t) - 2T(x, t) + T(x - \delta x, t)}{\delta x^2} \right) + \dot{q} = \rho \cdot c_p \left(\frac{T(x, t + \delta t) - T(x, t)}{\delta t} \right) \quad (6.20)$$

Si hacemos corresponder los subíndices a, b y c a los nodos que se encuentran en $x - \delta x$, x , $x + \delta x$, y designamos por T' a las temperaturas en el instante $t + \delta t$ y por T a las correspondientes al instante t , la ecuación adoptará la forma siguiente:

$$k \left(\frac{T_c - 2T_b + T_a}{\delta x^2} \right) + \dot{q}_b = \rho \cdot c_p \cdot \left(\frac{T'_b - T_b}{\delta t} \right) \quad (6.21)$$

Esta nos permite obtener la temperatura futura del nodo b en función de las temperaturas actuales del propio nodo b y de las de los inmediatamente seguidos a este, a y c. Esta es la denominada formulación explícita.

Para el caso bidimensional se obtiene de forma análoga:

$$k \left(\frac{T_c - 2T_b + T_a}{\delta x^2} + \frac{T_d - 2T_b + T_e}{\delta y^2} \right) + \dot{q}_b = \rho \cdot c_p \cdot \left(\frac{T'_b - T_b}{\delta t} \right) \quad (6.22)$$

6.2.6. Formulación implícita

La formulación implícita se obtiene desarrollando la misma ecuación que en el caso explícito para $x=x$, $t=t + \delta t$. Para ello utilizaremos la aproximación en diferencias hacia atrás para la primera derivada y la centrada para la derivada segunda, que corresponden respectivamente a las expresiones 6.23.

En estas expresiones se sustituye f por T , η por $t + \delta t$, ξ por x , h_2 por δt y h_1 por δx y el resultado es:

$$k \left(\frac{T(x + \delta x, t + \delta t) - 2T(x, t + \delta t) + T(x - \delta x, t + \delta t)}{\delta x^2} \right) + \dot{q} = \rho \cdot c_p \cdot \left(\frac{T(x, t + \delta t) - T(x, t)}{\delta t} \right) \quad (6.23)$$



Siguiendo con la misma anotación que antes, se obtendrán las siguientes expresiones para el caso unidimensional y bidimensional respectivamente:

$$k \left(\frac{T'_c - 2T'_b + T'_a}{\delta x^2} \right) + \dot{q}_a = \rho \cdot c_p \cdot \left(\frac{T'_b - T_b}{\delta t} \right) \quad (6.24)$$

$$k \left(\frac{T'_c - 2T'_b + T'_a}{\delta x^2} + \frac{T'_d - 2T'_b + T'_e}{\delta y^2} \right) + \dot{q}_a = \rho \cdot c_p \cdot \left(\frac{T'_b - T_b}{\delta t} \right) \quad (6.25)$$

Nótese como la formulación explícita permite conocer la temperatura futura del nodo b en función de su propia temperatura actual y las temperaturas futuras del resto de nodos próximos a él.

6.2.7. Formulación explícita frente a implícita

Una ventaja clara de la formulación explícita frente a la implícita es que la ecuación en diferencias hacia adelante permite calcular la temperatura futura de un único nodo en función de las temperaturas actuales de ese mismo nodo y la de sus nodos vecinos. Así si en un determinado instante se conocen las temperaturas de los nodos, es posible hallar explícitamente cada una de las temperaturas al final del instante siguiente nodo a nodo. En cambio en la formulación implícita la temperatura futura de un nodo dependerá de la suya propia actual y de las temperaturas futuras del resto de nodos vecinos, lo que significa que para poder conocer la temperatura en el instante siguiente de un nodo cualquiera es necesario resolver un sistema de ecuaciones para todos los nodos.

Por lo comentado hasta ahora, parece preferible utilizar la formulación explícita frente a la implícita; sin embargo, para decidir finalmente cuál de los dos métodos es mejor para el caso que se estudia se debe realizar un estudio de la convergencia y de la estabilidad de cada uno de ellos.

Debido a la naturaleza del método, el despreciar los términos de orden de la cuarta potencia en el intervalo espacial, y en el caso transitorio, los términos del orden del cuadrado en el incremento temporal, hace que inevitablemente se introduzcan una serie de errores, a los cuales se denomina errores de truncamiento, y determinan el grado de aproximación de la solución numérica calculada a la solución real, es decir, la convergencia del método. Que un método sea o no convergente y la velocidad con que se acerque a la solución numérica a la real están directamente relacionados con el modo en que los errores de truncamiento introducidos en un punto aumentan o disminuyen



en los sucesivos intervalos de tiempo. Si dichos errores aumentan a medida que transcurre el tiempo la solución numérica distará mucho de la solución real, no habrá convergencia en el método y por tanto será inservible. Por el contrario si dichos errores son cada vez menores, la solución numérica será una buena aproximación a la solución real. Se puede demostrar que en el caso de la formulación explícita, si se elige un intervalo de tiempo δt demasiado grande en relación con el incremento espacial δx , la solución podría presentar un aspecto oscilatorio que haría que el método fuese inservible. Para evitarlo, sería necesario efectuar una fuerte restricción en el intervalo temporal con relación al espacial, lo que supondría un aumento en el costo computacional. Sin embargo para la formulación implícita el incremento temporal no necesita ser restringido sea cual sea el incremento espacial elegido. La única limitación en el incremento temporal, en este caso, será la impuesta por la minimización de los errores de truncamiento a lo largo del tiempo.

Dicho esto, en vista de la necesidad en el caso explícito de restringir el intervalo de tiempo y en vista de que la formulación implícita asegura una más pronta estabilidad del método, en este caso se ha optado por la formulación en diferencias finitas implícitas.

6.2.8. Desarrollo de las ecuaciones en el caso implícito y representación nodal

Únicamente se desarrollará la ecuación para el caso unidimensional, que es la que se ha empleado en la realización del proyecto. Si las distancias desde el nodo central b a los nodos circundantes a y c es la misma δx , la ecuación quedará así:

$$k \left(\frac{T'_c - T'_b}{\delta x^2} \right) + k \left(\frac{T'_a - T'_b}{\delta x^2} \right) + \dot{q}_b = \rho \cdot c_p \cdot \left(\frac{T'_b - T_b}{\delta t} \right) \quad (6.26)$$

O lo que es lo mismo;

$$\sum_{k=1}^N \left[\frac{1}{R_{b,k}} (T'_k - T'_b) \right] + \dot{Q}_b = \frac{C_b}{\delta t} \cdot (T'_b - T_b) \quad (6.27)$$

\dot{Q}_b : Generación de calor en el nodo b

T_b : Temperatura del nodo central b en el instante de tiempo t

T'_b : Temperatura del nodo central b en el instante de tiempo $t + \delta t$

T_k : Temperatura del nodo adyacente k en el instante de tiempo t con $k=1,..,N$

T'_k : Temperatura del nodo adyacente k en el instante de tiempo $t + \delta t$ con $k=1,..,N$

$R_{b,k}$: Resistencia térmica entre el nodo central b y el adyacente k con $k=1,..,N$

C_b : Capacidad térmica del nodo b

Como se puede ver, se calcula la temperatura del nodo b en el instante de tiempo $t + \delta t$ a partir de la temperatura del propio nodo b en t, y de las temperaturas de los nodos circundantes en $t + \delta t$. En este cálculo también intervienen las características físicas del nodo b como puede ser su capacidad térmica, así como las relaciones con los nodos circundantes, que a su vez se expresan por medio de las resistencias térmicas entre los nodos. Por último aparece una generación o absorción de calor que puede suceder en el nodo de estudio b.

Todo ello se puede representar a través de una analogía eléctrica como la de la figura que se muestra a continuación. En este caso se ha supuesto la presencia de dos nodos circundantes, tal y como se ha desarrollado en el presente trabajo.

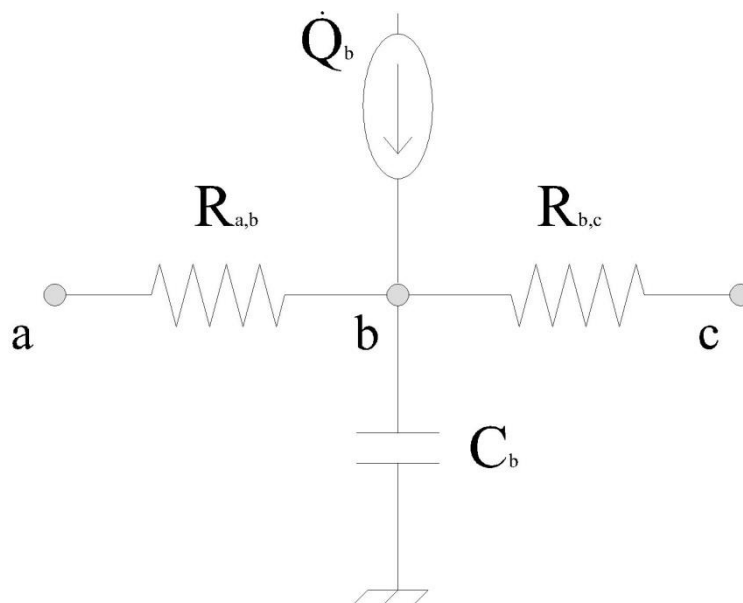


Figura 6.3. Analogía eléctrica

Esta es una adecuada representación para ver cómo se encuentra influenciado térmicamente un nodo por cada uno de los nodos adyacentes a él, o en la figura, a los que se encuentra conectado. El condensador representa la capacidad calorífica del nodo



en cuestión y la presencia de la fuente de intensidad de la parte superior indicará la existencia de una generación o absorción interna de calor en el nodo. Si se extiende esta representación para todo el sistema se podrían comprobar perfectamente las relaciones entre los distintos nodos; relaciones que será necesario conocer para aplicar correctamente la ecuación general de transmisión de calor en diferencias finitas implícitas a cada uno de ellos.

Como se ha mostrado en este apartado, se ha encontrado un método fiable para resolver la ecuación general de transmisión de calor en un tiempo perfectamente asumible. Partiendo de una situación inicial en la que se conozcan las temperaturas de todos los nodos que representan al sistema, se puede calcular la variación de las mismas para cada intervalo de tiempo δt ; repitiendo este proceso un número determinado de veces se llegaría a una situación en la cual las temperaturas de los nodos no variarían con el tiempo, llegando así a una situación estacionaria. Como se verá posteriormente, el paso de un instante de tiempo al siguiente requiere la resolución de un sistema de ecuaciones de varias incógnitas, el cual dependerá del número de nodos del sistema y de cómo se encuentren estos conectados. Dicho sistema de ecuaciones variará para cada δt y por lo general deberá resolverse un número elevado de veces hasta llegar al régimen estacionario. Para ello haremos uso de una herramienta de programación y resolución matricial como es MatLab.

6.2.9. Aplicación del modelo computacional a la cámara frigorífica termoelectrica

El modelo computacional que se desarrolló y validó en [6,19] es capaz de resolver las ecuaciones propias de la termoelectricidad para los efectos Seebeck, Peltier, Joule y Thompson, así como las propias de la transmisión de calor, tomando variables las propiedades con la temperatura y en régimen transitorio.

$$\alpha_{AB} = \frac{dE_t}{dT} = \alpha_A - \alpha_B \quad (6.28)$$

$$\dot{Q}_{\text{Peltier}} = \pm \pi_{AB} I = \pm IT(\alpha_A - \alpha_B) \quad (6.29)$$

$$\dot{Q}_{\text{Thomson}} = -\sigma \vec{I}(\overline{\Delta T}) \quad (6.30)$$

$$\dot{Q}_{\text{Joule}} = R_0 I^2 \quad (6.31)$$

$$dC_p \frac{\delta T}{\delta t} = k \left(\frac{\delta^2 T}{\delta x_2^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta y_2^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta z_2^2} \right) + \bar{q} \quad (6.32)$$

El modelo se basa en el método numérico de las diferencias finitas [6], que se aplica a la discretización que se muestra en la Figura 6.3. Cada nodo tiene una capacidad térmica dada por la ecuación (6.33), y se conecta a sus adyacentes por una resistencia térmica, que para los casos de conducción viene dado por la expresión (6.34) y para los cerramientos por la expresión (6.35).

$$R_{i,j} = \frac{L_{ij}}{k_i A_i} \quad (6.33)$$

$$C_i = V_i \rho_i c_p \quad (6.34)$$

$$R = \frac{1}{uA} \quad (6.35)$$

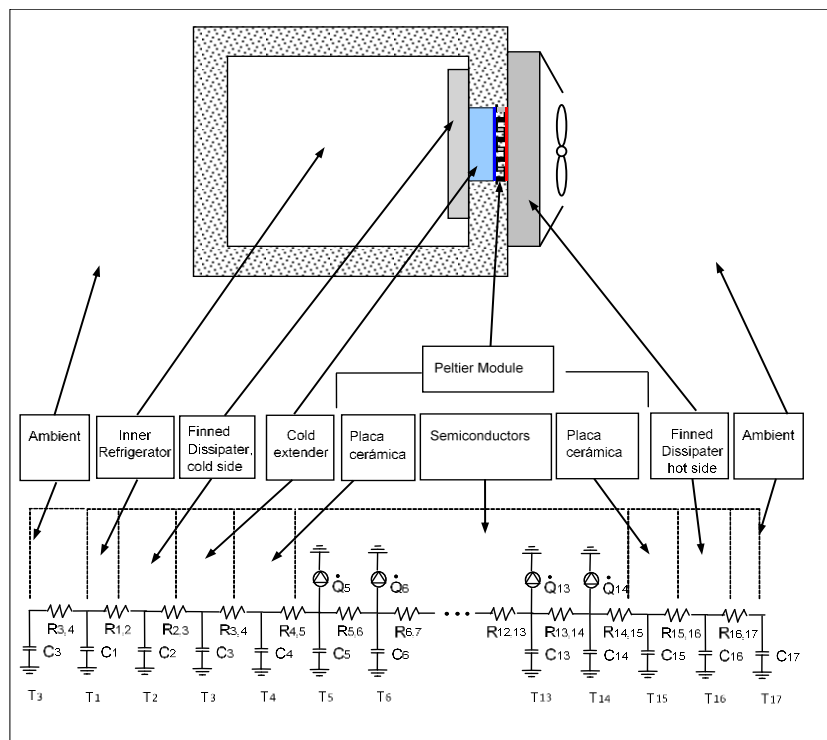


Figura 6.4. Discretización del refrigerador termoeléctrico.

Para estudiar la influencia de la variación de distintos parámetros de los intercambiadores presentados, se deben realizar simulaciones con el modelo computacional, obtener resultados con el mismo y finalmente, analizarlos.



Para ello, los valores de entrada que se introducen al modelo son:

- Dimensiones de la cámara (cálculo preliminar que se ha llevado a cabo en el apartado anterior) $\rightarrow V=15\text{m}^3$ (3x2x2,5).
- Dimensiones y propiedades termoeléctricas de los TEM en función de la temperatura \rightarrow Áreas de los disipadores en cada caso.
- Número de TEM \rightarrow 100 TEM (para el último estudio se variarán)
- Propiedades del aislamiento (escogidas en el apartado 5.1).
- Resistencias térmicas de los intercambiadores de calor de los lados calientes y frío.

Algunos de estos parámetros se han tenido que ir modificando para realizar las distintas simulaciones y obtener todo los resultados necesarios (apartado 7). A continuación en las diferentes tablas se presentan las variables de entrada introducidas en cada caso, diferenciándose los tres tipos de intercambiadores, con sus respectivas variaciones de δ , así como el estudio realizado variando el número de TEM.

δ	Área disipador lado caliente	Rf
0,117	1,36 m ²	0,198 K/W
0,234	0,68 m ²	0,225K/W
0,469	0,34 m ²	0,292K/W
0,700	0,22 m ²	0,800 K/W

Tabla 6.1. Variables de entrada del modelo para los tres disipadores

Nº de TEM	Área disipador lado caliente
80	0,54 m ²
100	0,68 m ²
120	0,82 m ²

Tabla 6.2. Variables de entrada para disipador heat pipe con $\delta=0,234$, variando el nº de TEM

Se puede apreciar en las dos tablas anteriores que faltan las resistencias térmicas del lado caliente de los disipadores, esto es debido, a que es el parámetro que cambia para llevar a cabo cada una de las simulaciones con el modelo.



Como salida, el modelo devuelve (todo ello en función del tiempo):

- Valores de temperatura en todos los nodos
- Consumo de potencia eléctrica de todos los módulos TEM
- Potencia frigorífica
- COP de los TEM $\rightarrow COP_{tem} = \frac{\dot{Q}_c}{W_{tem}}$ (6.36)

Teniendo en cuenta además, el consumo de los equipos auxiliares, obtenidos de la fase experimental descrita en el apartado anterior, expresiones (6.1) y (6.2), podremos obtener el COP de la instalación total, en función del flujo másico de aire y agua.

$$COP_{tot} = \frac{\dot{Q}_c}{W_{tem} + W_{aux}} \quad (6.37)$$

Los valores de salida son los resultados del trabajo que son detallados en el apartado (7), destinado a su análisis.

Hasta aquí, se ha visto lo que necesita el modelo para poder ser ejecutado y qué es lo que se obtendrá del mismo; ahora, se procede a explicar cómo se han llevado a cabo las simulaciones para cada prototipo de intercambiador de calor y cuáles han sido las modificaciones que se le han hecho al programa computacional, para conseguir la información que se deseaba (parámetros de salida, ya explicados).

En primer lugar, se han obtenido las resistencias térmicas en función de los flujos másicos de aire y agua, en su caso, ya que, como se ha comentado, son parámetros de entrada. Dado que, para los dispositivos de aletas y heat pipe únicamente se disponía de tres valores de flujos másicos experimentales con sus respectivos valores de resistencias térmicas, se ha decidido añadir cinco valores más, que se han obtenido de manera teórica, a partir de los datos experimentales. Así se ha hecho un barrido de 8 puntos de funcionamiento de la cámara frigorífica para cada intercambiador.

Por otro lado, para el intercambiador de aire y agua esto no ha sido necesario, ya que se disponían de 20 puntos de funcionamiento con sus respectivas resistencias y han sido suficientes.

Una vez se disponen de todos los valores de resistencias térmicas del lado caliente, así como del resto de las variables de entrada ya mostradas, estos se introducen al modelo.

Al modelo se le ha hecho una modificación en su programación para fijar la temperatura interior de la cámara frigorífica constante a 1 °C. Este es un parámetro de



diseño fijado en el apartado (5) que debe ser exigido para que la cámara desempeñe su función.

La modificación consiste en la incorporación de un bucle externo al programa principal del modelo. Este bucle se encargará de ir incrementando la tensión de los módulos TEM, hasta conseguir la temperatura interior de la cámara. Es por ello que, la tensión por módulo termoeléctrico, que era una de las variables de entrada en el modelo inicial, ahora deja de serlo. El bucle externo se ejecuta de manera iterativa, fijándole una tensión para cada TEM, que irá aumentando en cada iteración, hasta conseguirse las condiciones de funcionamiento impuestas.

El método iterativo creado por el bucle externo acaba, cuando se consigue una temperatura interior, inmediatamente por debajo de la deseada, 1 °C, entonces proporciona la información requerida, es decir, COP de los TEM, tensión de cada uno, potencia eléctrica requerida por todos los módulos Peltier, así como potencia frigorífica y temperatura interior de la cámara. También puede proporcionar más información como pueden ser: las temperaturas de las caras del TEM, tanto la caliente como la fría, la diferencia de temperaturas existente entre las mismas, capacidades...como estos parámetros no son necesarios para este estudio no le son requeridos.

De esta manera, las variables de entrada siguen siendo las mencionadas al comienzo del apartado, a excepción de la tensión de alimentación de cada TEM (parámetro que en el modelo inicial, sin modificación, era variable de entrada y por tanto, debía ser introducida desde el principio). Al final del bucle se proporcionará este valor de tensión, siendo este al que se consigue la condición de la temperatura interior de la cámara.

Además en el bucle existe otra condición restrictiva para impedir que la temperatura interior no sea excesivamente baja, evitando así que la cámara no funcione adecuadamente (es decir, evitando que el producto interior no se congele, conservándose en buenas condiciones). Esta restricción consiste en disminuir la tolerancia con la que se aumenta la tensión de cada módulo TEM, evitando así fuertes caídas de temperatura entre iteración e iteración. Así la tolerancia pasa de un valor de 0,5 V a la mitad de su valor, es decir, 0,25V. Si se disminuye la tolerancia, el resultado es más preciso, ya que los saltos de disminución de temperatura al incrementar la tensión por TEM, son más pequeños.



7. Resultados y análisis

En este apartado, se van a presentar los resultados obtenidos y se va a realizar un análisis de los mismos, estudiando todos los casos propuestos y viendo su repercusión en el COP de los TEM, así como en el COP total de la instalación.

7.1. Resistencias térmicas

El estudio experimental de los intercambiadores de aletas y heat pipe, llevado a cabo por el Grupo de Investigación de Ingeniería Térmica y de Fluidos (del cual se toman los datos de partida), consistió en alimentar los TEM a una potencia determinada, y en colocar el ventilador en 3 puntos de funcionamiento, así, a cada uno de ellos les corresponden un valor de flujo másico de aire y un consumo del equipo de ventilación (para cada tipo de intercambiador).

Los resultados de la resistencia térmica por Peltier, para diferentes valores de δ , se muestran en la Figura 7.1, donde se observa que al aumentar el flujo de aire, disminuye la resistencia térmica, como era esperado.

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 disipador 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.

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. Todos estos efectos comentados, también se aprecian en el intercambiador tipo heat pipe, pero con menor pendiente de las curvas, puesto que este intercambiador posee buenos coeficientes de intercambio de calor en su interior, debido al cambio de fase que se produce.

Para valores bajos de flujo másico y altos parámetros δ (es decir intercambiadores más compactos), los heat pipes ofrecen menores resistencias térmicas que los disipadores de aletas. Sin embargo para altos flujos másicos y bajos parámetros δ , los disipadores de aletas pueden ser una buena opción.

El consumo de cada uno de los ventiladores del disipador de aletas y del heat pipes, en función del flujo másico de aire, se presentan en la Tabla 7.1.



Int. agua-aire				Disipador aletas		Heat Pipes	
\dot{W}_f (W)	\dot{m}_a (kg/s)	\dot{W}_b (W)	\dot{m}_w (kg/s)	\dot{W}_f (W)	\dot{m}_a (kg/s)	\dot{W}_f (W)	\dot{m}_a (kg/s)
3.60	0.0906	2.76	0.0238	1.1	0.0206	2.2	0.0452
5.85	0.1308	5.16	0.0362	3.2	0.0495	6.4	0.0942
8.82	0.1921	7.92	0.0445	6.6	0.0653	13.2	0.112
12.60	0.2176	13.20	0.0563				
16.08	0.2432						

Tabla 7.1. Consumo de la bomba y de los ventiladores en función de los respectivos flujos máxicos, para los tres tipos de intercambiadores de calor estudiados.

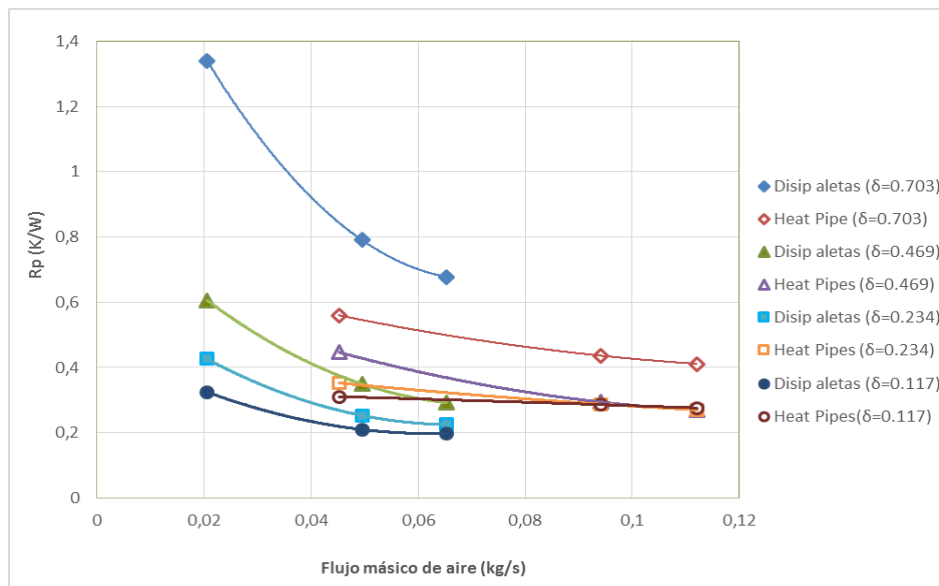


Figura 7.1. Resistencia térmica del disipador de aletas y del heat pipe, en función del flujo máxico de aire para diferentes parámetros de δ .

Procediendo de manera semejante, el estudio experimental del intercambiador agua-aire, llevado a cabo también, por el ya mencionado Grupo de Investigación de Ingeniería Térmica y de Fluidos, consistió en alimentar los TEM a una potencia determinada, y en colocar el ventilador y la bomba en 4 puntos diferentes de funcionamiento, de modo que en cada uno de ellos se obtenía un caudal de aire y agua, así como un consumo eléctrico para cada equipo. Por tanto se tiene un total de 16 puntos de ensayo, en los que para cada uno de ellos se hicieron 3 réplicas. Todo el prototipo se introdujo en una cámara climática para mantener constante la temperatura ambiente.



En la Tabla 7.1 se muestra la variación de la potencia eléctrica de la bomba y de los ventiladores en función de los flujos máscicos, para cada uno de los puntos de estudio de cada dispositivo. Se puede apreciar el lógico aumento del consumo eléctrico al aumentar los flujos máscicos.

En la Figura 7.2 se representan las curvas de resistencia térmica total del sistema de refrigeración agua-aire, que incluye las resistencias del fan-coil y la cold-plate, en función del flujo máscico de agua, donde cada una de las curvas se corresponde con un valor de potencia del fan-coil, que equivale a un flujo máscico de aire dado en la Tabla 7.1. Podemos apreciar que al aumentar el caudal de agua, disminuye la resistencia térmica, como consecuencia del aumento del valor del coeficiente de convección del agua. Un efecto similar ocurre con el aumento de la potencia del ventilador del fan-coil, con el coeficiente de convección exterior, que provoca que disminuya la resistencia térmica de éste y, por tanto, la total del sistema.

Mediante un ajuste estadístico por regresión múltiple de los distintos casos ensayados, se obtiene un polinomio de respuesta que relaciona el COP total de la instalación con los valores de flujo máscico de agua y aire, que junto con los datos de la Tabla 7.1, serán introducido al modelo computacional descrito en el apartado 6.2, para obtener el resto de los parámetros del caso óptimo del COP de la instalación (temperatura interior de la cámara, tensión por módulo Petier, consumo total de TEM, COP de los TEM y capacidad frigorífica).

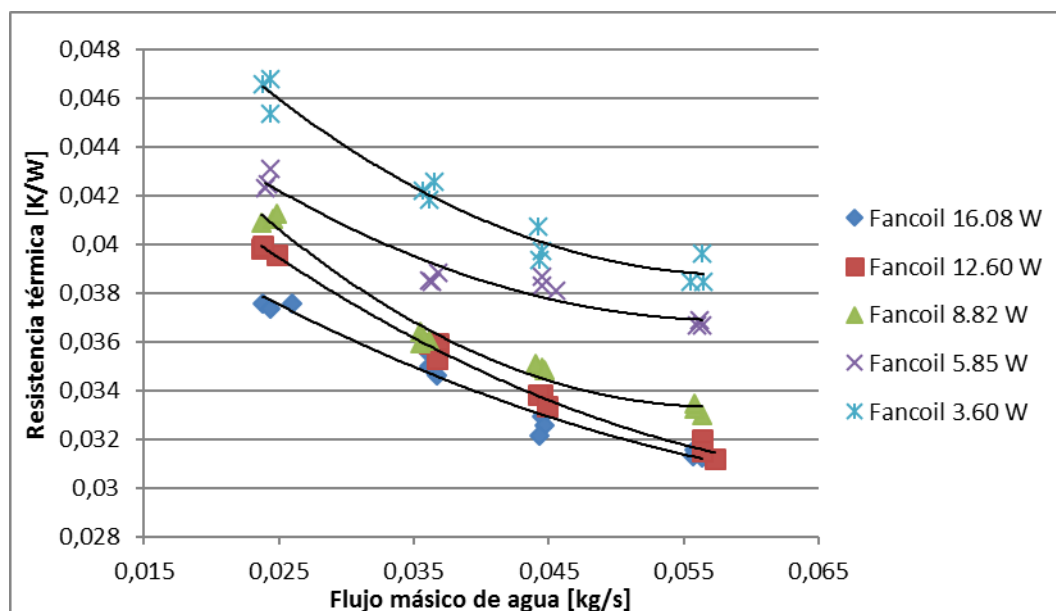


Figura 7.2. Resistencia térmica total del sistema agua-aire, en función del flujo máscico de agua y consumo del ventilador.



Con las curvas obtenidas experimentalmente para cada uno de los disipadores de calor, que se acaban de presentar en este apartado, se procede al cálculo computacional con el modelo de refrigerador termoeléctrico descrito en el apartado 6.2.

7.2. Intercambiador de aletas

Para llevar a cabo la simulación de la cámara frigorífica termoeléctrica con este primer intercambiador de calor, se precisa en primer lugar, el cálculo de resistencias térmicas del lado caliente del disipador de aletas.

Como se ha explicado en los apartados (6.1) y (7.1), dichas resistencias se obtienen de manera experimental, a partir de los flujos másicos de aire. De forma que se dispone únicamente tres valores de dichos parámetros.

Para introducir los valores de resistencias y tener buenos resultados, se requiere de un mayor número de valores. Por ello, ha sido preciso que dentro del rango de flujos másicos de aire medidos experimentalmente, se fijen cinco valores más, de manera teórica, y así todos se le introduzcan al modelo para conseguir que las curvas se evalúen con mayor precisión.

Se han ido introduciendo una a una al modelo computacional para obtener los parámetros que queremos estudiar, en concreto, para obtener el COP óptimo de la instalación total, realizándose un barrido de todos los valores.

La tensión de alimentación de los TEM irá variando y por tanto el consumo del equipo termoeléctrico total también. Esto es debido a las necesidades frigoríficas de la cámara (apartado 5.1), es decir, a que se debe mantener la temperatura interior de la misma constante.

Por otro lado, destacar que también se estudian otros tres parámetros de funcionamiento de la instalación de la cámara frigorífica termoeléctrica de gran interés, como son: el consumo total de los TEM, el consumo de los equipos auxiliares (únicamente el ventilador en este caso) y el COP de los TEM.

Este proceso se repetirá para diferentes valores de δ , viendo de este modo, la influencia de la relación de áreas en todos los parámetros anteriormente mencionados.

La casuística de los resultados obtenidos, tras ejecutar el modelo, se presenta a continuación:



- Resultados de simulaciones para $\delta=0,7$

Para este caso, las resistencias que se obtienen son demasiado elevadas como para evacuar correctamente el calor generado por en la cara caliente de los TEM, de modo que éstos no pueden producir el frío necesario para mantener la cámara a 1°C en las condiciones de carga comentadas en el apartado 5. Los valores de temperatura mínima que es capaz de mantener son de 3,7°C y 1,5°C, para 0,0495kg/s y 0,0653 kg/s, respectivamente (por cada uno de los 8 sistemas formados por 12 TEM que ensamblados conforman el prototipo, es decir 100 TEM).

Sin embargo, si se cambia el tamaño del disipador hasta unas dimensiones de base adecuadas, manteniendo el número de TEM, los valores cambian sustancialmente. Tal y como se va a apreciar para diferentes relaciones de áreas, ahora no solo va a ser capaz de mantener la temperatura de 1°C en el interior, sino que lo hace con valores de COP elevados.



- Resultados de simulaciones para $\delta=0,469$

Flujo másico de aire (kg/s)	Rc	Voltaje peltier(V)	Wtem (W)	Waux (W)	Wtotal (W)	Qo (kW)	COP	Ti (°C)	COPtem
0,0206	0,606	6,40	1352,99	13,20	1366,19	0,6124	0,448	0,95	0,453
0,0278	0,524	5,95	1178,62	13,50	1192,12	0,6124	0,514	0,92	0,520
0,0351	0,453	5,63	1059,74	17,85	1077,59	0,6119	0,568	0,94	0,577
0,0423	0,395	5,40	981,15	26,14	1007,29	0,6112	0,607	0,96	0,623
0,0495	0,350	5,25	930,61	38,40	969,01	0,6116	0,631	0,95	0,657
0,0548	0,324	5,18	906,03	49,96	955,98	0,6119	0,640	0,92	0,675
0,06	0,305	5,10	881,07	63,38	944,46	0,6112	0,647	0,98	0,694
0,0653	0,292	5,08	873,38	79,20	952,58	0,6117	0,642	0,93	0,700

Tabla 7.2. Resultados del intercambiador de aletas para $\delta=0,469$

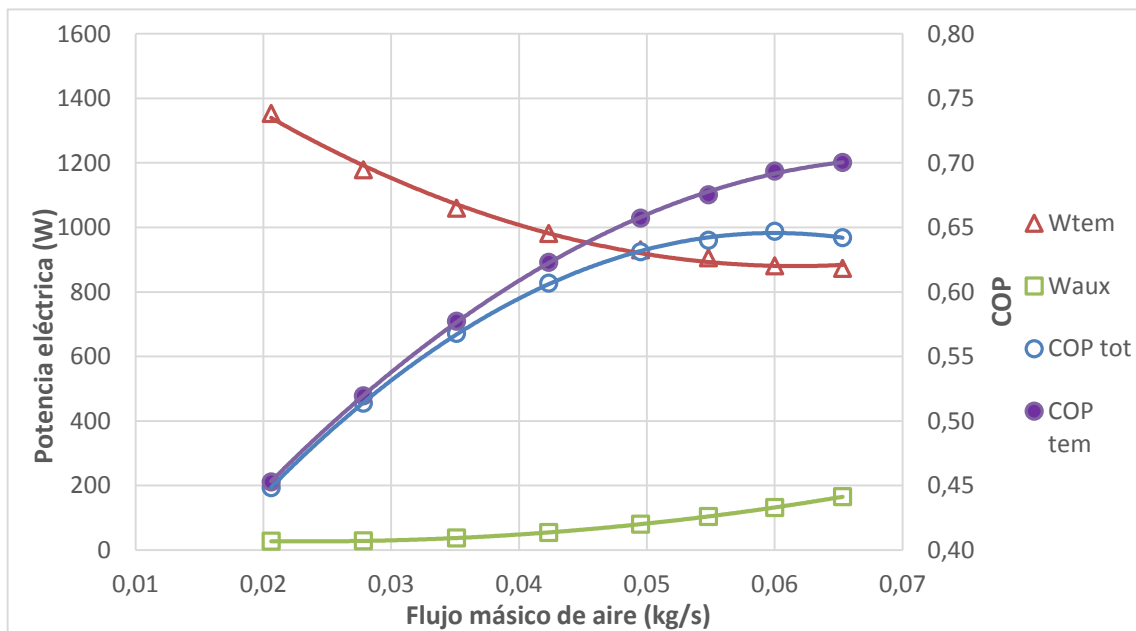


Figura 7.3. Representación del COP total, COP termoeléctrico, consumo termoeléctrico y consumo del equipo auxiliar para $\delta=0,469$



- Resultados de simulaciones para $\delta=0,234$

Flujo másico de aire (kg/s)	Rc	Voltaje peltier(V)	Wtem (W)	Waux (W)	Wtotal (W)	Qo (kW)	COP	Ti (°C)	COPtem
0,0206	0,426	5,40	978,70	27,50	1006,20	0,6128	0,609	1,00	0,626
0,0278	0,368	5,20	911,62	28,12	939,74	0,6125	0,652	1,00	0,672
0,0351	0,319	5,05	862,93	37,20	900,13	0,6124	0,680	0,99	0,710
0,0423	0,281	4,95	831,45	54,46	885,91	0,6127	0,692	0,95	0,737
0,0495	0,253	4,88	808,07	80,00	888,07	0,6126	0,690	0,94	0,758
0,0548	0,238	4,83	792,35	104,08	896,43	0,6121	0,683	0,98	0,773
0,06	0,229	4,80	784,65	132,05	916,70	0,6121	0,668	0,99	0,780
0,0653	0,225	4,80	784,94	165,00	949,94	0,6125	0,645	0,94	0,780

Tabla 7.3. Resultados del intercambiador de aletas para $\delta=0,234$

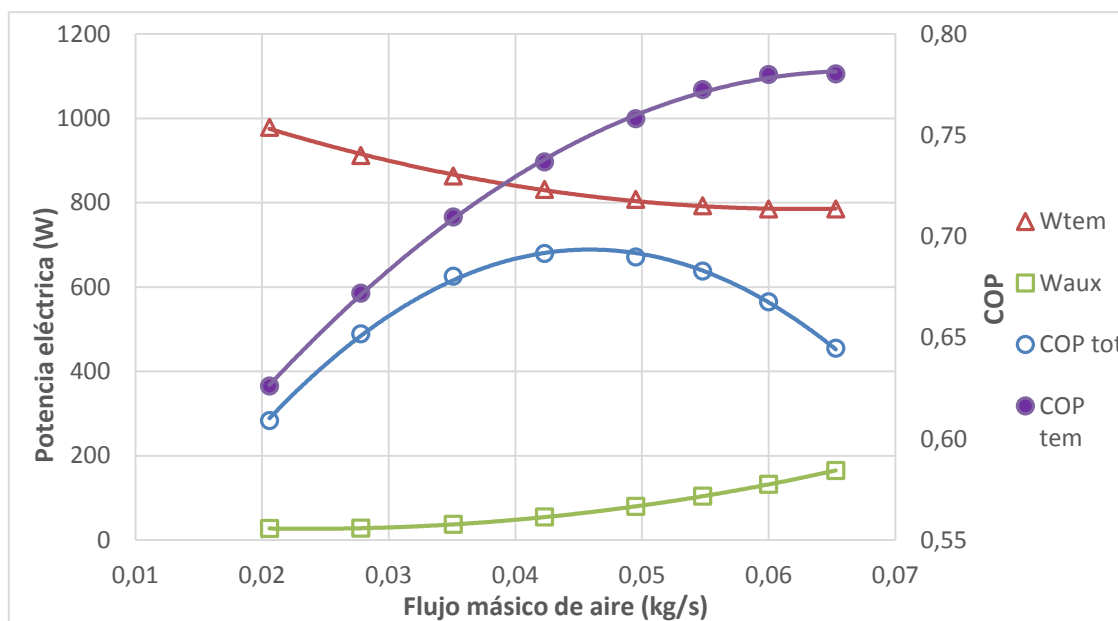


Figura 7.4. Representación del COP total, COP termoeléctrico, consumo termoeléctrico y consumo del equipo auxiliar para $\delta=0,234$



- Resultados de simulaciones para $\delta=0,117$

Flujo másico de aire (kg/s)	Rc	Voltaje peltier(V)	Wtem (W)	Waux (W)	Wtotal (W)	Qo (kW)	COP	Ti (°C)	COPtem
0,0206	0,325	5,05	862,92	55,00	917,92	0,6156	0,671	0,94	0,713
0,0278	0,285	4,93	823,05	56,25	879,30	0,6149	0,699	0,97	0,747
0,0351	0,252	4,85	800,14	74,39	874,53	0,6153	0,704	0,91	0,769
0,0423	0,228	4,78	776,81	108,93	885,74	0,6146	0,694	0,95	0,791
0,0495	0,210	4,73	761,55	160,00	921,55	0,6143	0,667	0,97	0,807
0,0548	0,202	4,70	753,90	208,15	962,05	0,6140	0,638	0,99	0,814
0,06	0,198	4,70	754,17	264,10	1018,27	0,6144	0,603	0,95	0,815
0,0653	0,198	4,70	754,17	330,00	1084,17	0,6144	0,567	0,95	0,815

Tabla 7.4. Resultados del intercambiador de aletas para $\delta=0,117$

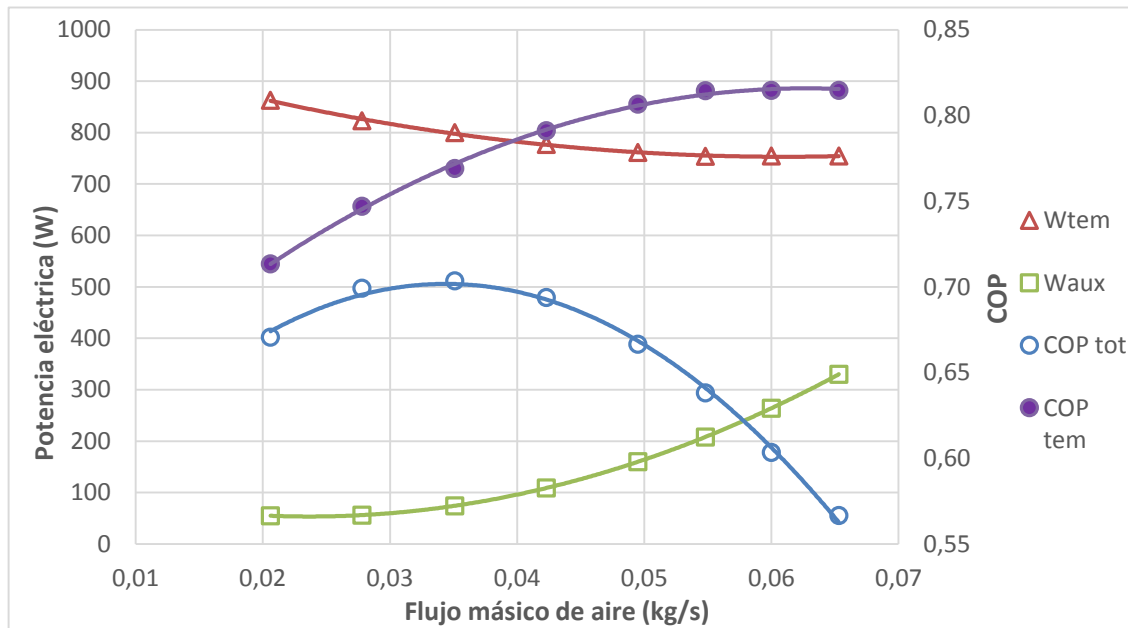


Figura 7.5. Representación del COP total, COP termoeléctrico, consumo termoeléctrico y consumo del equipo auxiliar para $\delta=0,117$



De las tablas 7.3, 7.4 y 7.5, se obtienen las curvas que se muestran en las figuras que les preceden, dónde se observa en todas ellas, que al aumentar el flujo másico de aire, el consumo eléctrico de los ventiladores aumenta, siendo esto debido a la mayor potencia que requieren los mismos para impulsar mayor flujo de aire. Así se mejora la transmisión de calor, aumentando el coeficiente de convección.

También observamos que conforme el flujo másico aumenta, el consumo del equipo termoeléctrico disminuye. Esto es debido a que la tensión por módulo Peltier también disminuye, ya que se mejora la transmisión de calor por el aumento del coeficiente de convección, aumentando de este modo, el COP termoeléctrico.

En cuanto al COP total, aplicando la expresión (6.37), se puede apreciar que para este tipo de disipador alcanza sus valores más altos para elevados flujos másicos de aire, alcanzando un máximo y disminuyendo después. Se obtiene que los valores óptimos de COP total son para $\delta=0,469$ de 0,647, para $\delta=0,234$ de 0,692 y para $\delta=0,117$ de 0,704.

Así pues, comparando finalmente las tres gráficas obtenidas, se observa que el efecto que δ tiene sobre el COP total de la instalación. Vemos que para este intercambiador de calor, la resistencia térmica del lado caliente mejora, conforme δ disminuye, disminuyendo de este modo el consumo del equipo termoeléctrico (total) y aumentando su COP. Se debe, a la mejora de transmisión de calor que se lleva a cabo, aumentando el área de transmisión de calor del disipador conforme δ disminuye.

Por tanto, para este disipador, el valor óptimo de COP total de la instalación que se obtiene entre todos los casos planteados, es el de 0,704, que sería con el que habría que operar con el diseño de $\delta=0,117$. Debido a que a esta relación de áreas, le corresponde un área de disipación de calor de lo TEM del lado caliente de 13675cm² y es un área bastante extensa, es conveniente considerar óptimo para la aplicación, el caso anterior, es decir, el diseño de $\delta=0,234$ con un COP total de la instalación de 0,698.

Para acabar, destacar, que tal y como se esperaba en las simulaciones, la temperatura interior de la cámara frigorífica termoeléctrica permanece constante, variando muy poco en torno a 1°C, ocurriendo de igual modo con la potencia frigorífica de misma, que se mantiene entre 610-620 W. Esto es debido, a que son parámetros de diseño que deben cumplirse en todo momento, fijados en el apartado 5.2, es decir, objetos a cumplir.



7.3. Intercambiador heat pipe

Del mismo modo que para el intercambiador descrito en el apartado anterior, se fijan de nuevo 5 valores teóricos de flujo másico de aire para ser introducidos en el modelo, así los datos y curvas que se obtengan son evaluados con mayor precisión.

Se procede de igual manera que en el disipador de aletas, introduciendo en el modelo los valores de las resistencias térmicas del lado caliente del módulo TEM, calculadas en función de los flujos másicos de aire (tanto los experimentales, como los teóricos).

Se estudian también los cuatro posibles casos de δ , obteniéndose los siguientes resultados:



- Resultados de simulaciones para $\delta=0,7$

Flujo másico de aire (kg/s)	Rc	Voltaje peltier(V)	Wtem (W)	Waux (W)	Wtotal (W)	Qo (kW)	COPtot	Ti (°C)	COPtem
0,0452	0,5600	7,35	1794,49	17,60	1812,09	0,6115	0,337	1,00	0,341
0,0550	0,5286	7,10	1680,55	18,59	1699,13	0,6121	0,360	0,94	0,364
0,0648	0,5005	6,85	1568,65	20,40	1589,05	0,6113	0,385	0,99	0,390
0,0746	0,4757	6,70	1504,41	25,09	1529,50	0,6117	0,400	0,95	0,407
0,0844	0,4542	6,55	1440,54	34,67	1475,22	0,6113	0,414	0,99	0,424
0,0942	0,4360	6,45	1399,20	51,20	1450,40	0,6113	0,422	0,98	0,437
0,1031	0,4223	6,40	1379,43	73,94	1453,37	0,6120	0,421	0,91	0,444
0,1120	0,4114	6,35	1359,30	105,60	1464,90	0,6122	0,418	0,89	0,450

Tabla 7.5. Resultados del intercambiador heat pipe para $\delta=0,7$

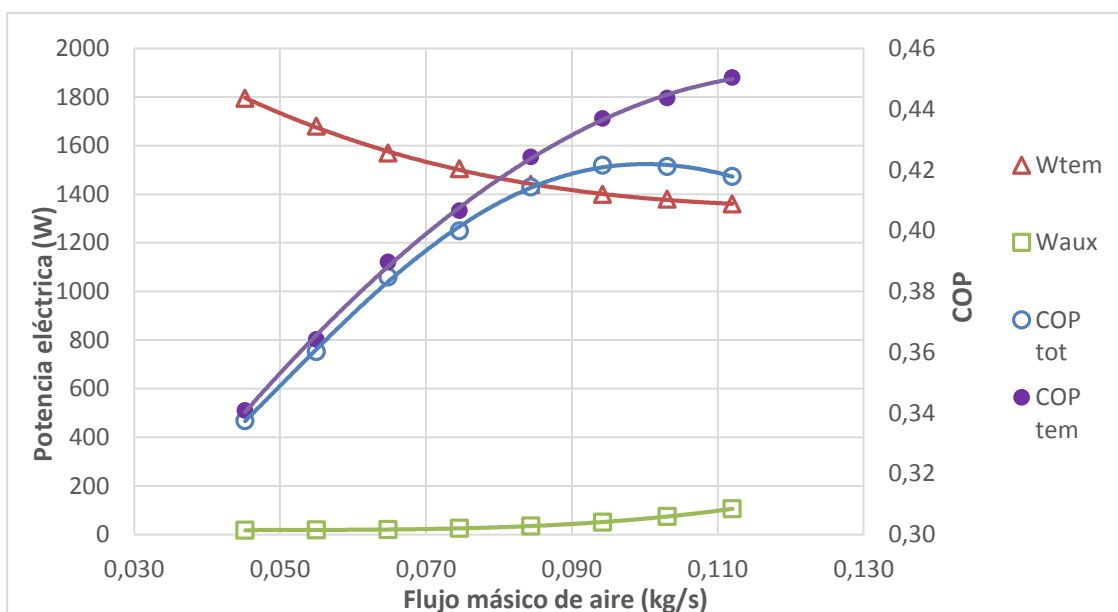


Figura 7.6. Representación del COP total, COP termoeléctrico, consumo termoeléctrico y consumo del equipo auxiliar para $\delta=0,7$



- Resultados de simulaciones para $\delta=0,469$

Flujo másico de aire (kg/s)	Rc	Voltaje peltier(V)	Wtem (W)	Waux(W)	Wtotal (W)	Qo (kW)	COP	Ti (°C)	COPTem
0,0452	0,4470	5,60	1050,85	26,40	1077,25	0,6119	0,568	0,95	0,582
0,0550	0,4062	5,45	998,59	27,88	1026,47	0,6120	0,596	0,93	0,613
0,0648	0,3705	5,33	955,95	30,60	986,56	0,6119	0,620	0,93	0,640
0,0746	0,3399	5,23	922,52	37,63	960,15	0,6119	0,637	0,92	0,663
0,0844	0,3144	5,15	897,96	52,01	949,97	0,6120	0,644	0,90	0,682
0,0942	0,2940	5,08	873,21	76,80	950,01	0,6115	0,644	0,95	0,700
0,1031	0,2799	5,05	864,53	110,91	975,43	0,6111	0,627	0,98	0,707
0,1120	0,2700	5,05	864,58	158,41	1022,98	0,6117	0,598	0,93	0,707

Tabla 7.6. Resultados del intercambiador heat pipe para $\delta=0,469$

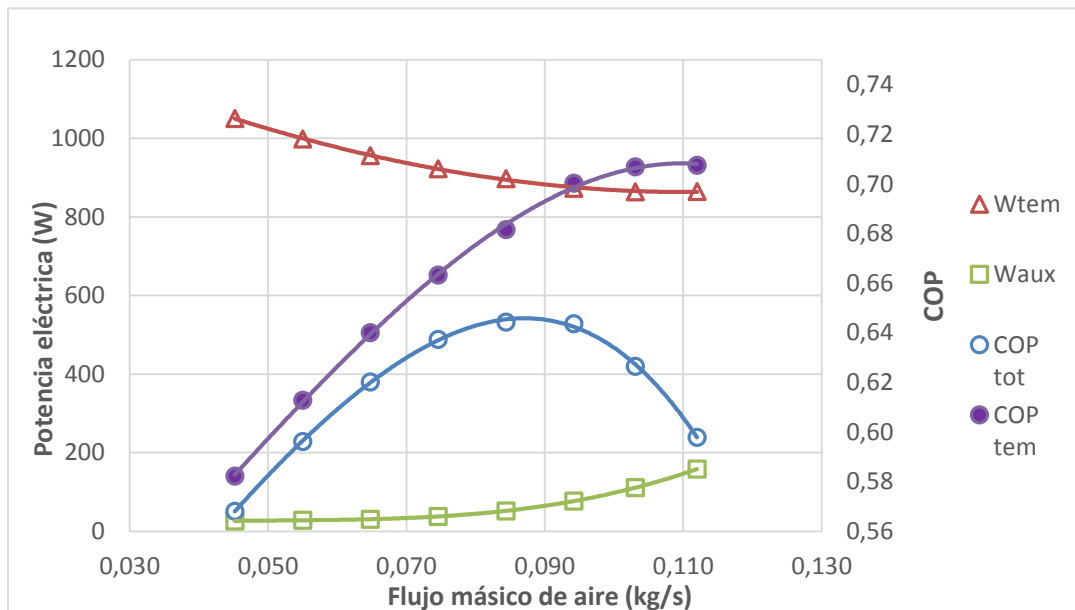


Figura 7.7. Representación del COP total, COP termoeléctrico, consumo termoeléctrico y consumo del equipo auxiliar para $\delta=0,469$



- Resultados de simulaciones para $\delta=0,234$

Flujo másico de aire (kg/s)	Rc	Voltaje peltier(V)	Wtem (W)	Waux (W)	Wtotal (W)	Qo (kW)	COP	Ti (°C)	COPtem
0,0452	0,3525	5,15	895,21	55,00	950,21	0,6124	0,645	1,00	0,684
0,0550	0,3375	5,13	887,66	58,08	945,74	0,6132	0,648	0,92	0,691
0,0648	0,3235	5,08	871,28	63,76	935,04	0,6129	0,655	0,95	0,703
0,0746	0,3105	5,03	854,94	78,40	933,34	0,6124	0,656	0,99	0,716
0,0844	0,2985	5,00	847,26	108,36	955,61	0,6127	0,641	0,95	0,723
0,0942	0,2875	4,98	839,52	160,01	999,52	0,6129	0,613	0,93	0,730
0,1031	0,2783	4,95	831,66	231,06	1062,71	0,6129	0,577	0,92	0,737
0,1120	0,2700	4,93	823,76	330,01	1153,77	0,6129	0,531	0,93	0,744

Tabla 7.7. Resultados del intercambiador heat pipe para $\delta=0,234$

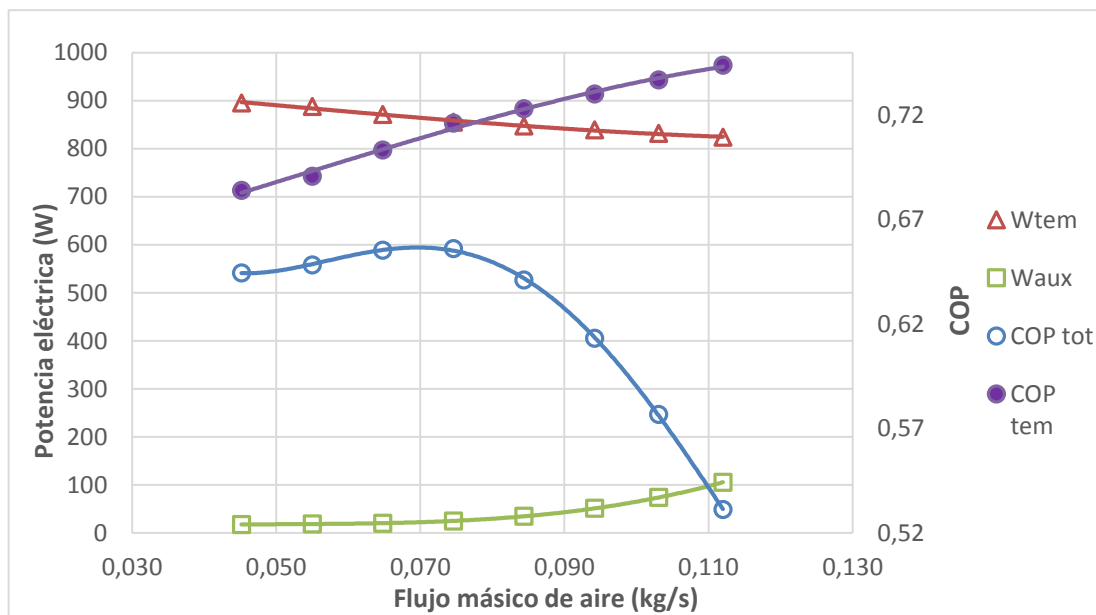


Figura 7.8. Representación del COP total, COP termoeléctrico, consumo termoeléctrico y consumo del equipo auxiliar para $\delta=0,234$



- Resultados de $\delta=0,117$

Flujo másico de aire (kg/s)	Rc	Voltaje peltier(V)	Wtem (W)	Waux(W)	Wtotal (W)	Qo (kW)	COP	Ti (°C)	COPTem
0,0452	0,3106	5,00	846,76	110,01	956,77	0,6152	0,643	0,96	0,726
0,0550	0,3060	5,00	847,13	116,17	963,29	0,6157	0,639	0,91	0,727
0,0648	0,3013	4,98	838,89	127,52	966,41	0,6152	0,637	0,96	0,733
0,0746	0,2964	4,95	830,71	156,79	987,50	0,6147	0,622	1,00	0,740
0,0844	0,2913	4,95	831,10	216,71	1047,81	0,6152	0,587	0,94	0,740
0,0942	0,2860	4,93	822,98	320,02	1142,99	0,6148	0,538	0,98	0,747
0,1031	0,2811	4,93	823,35	462,11	1285,46	0,6153	0,479	0,93	0,747
0,1120	0,2760	4,90	815,24	660,02	1475,26	0,6148	0,417	0,97	0,754

Tabla 7.8. Resultados del intercambiador heat pipe para $\delta=0,117$

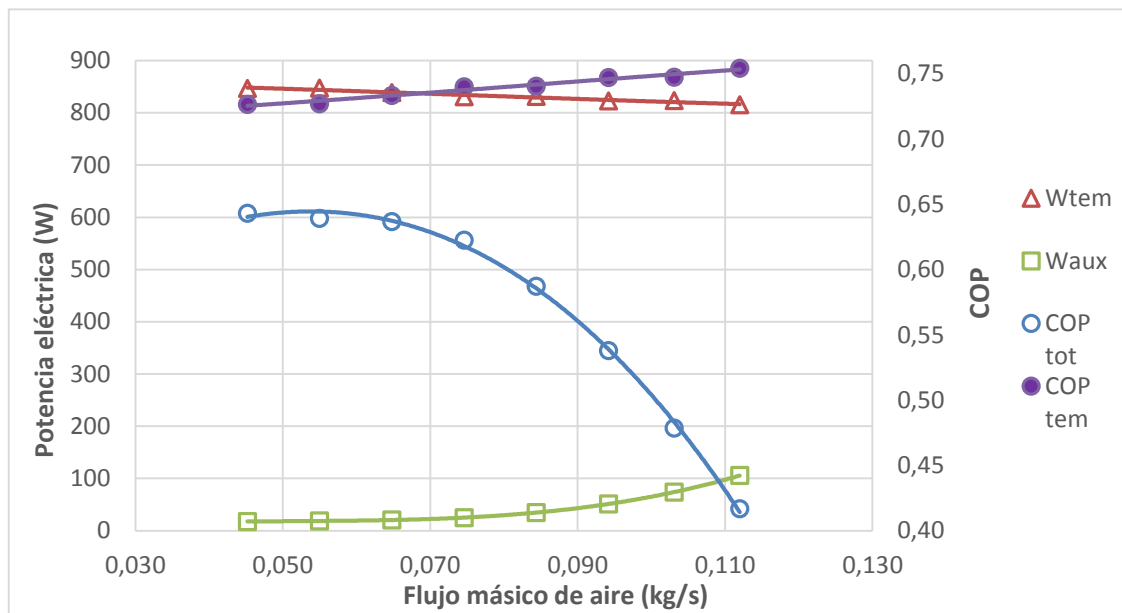


Figura 7.9. Representación del COP total, COP termoeléctrico, consumo termoeléctrico y consumo del equipo auxiliar para $\delta=0,117$



Observando las gráficas, vemos que en este caso ocurre lo mismo que en el caso anterior para el dissipador de aletas. Conforme aumenta la potencia de ventilación, los ventiladores impulsan más aire, haciendo por tanto, que el flujo másico de aire que se proporciona también aumente. Se destaca que el consumo del equipo auxiliar para este intercambiador es bastante superior al anterior.

Por otro lado, en cuanto al consumo del equipo termoeléctrico, vemos que disminuye conforme aumenta el flujo másico de aire. Del mismo modo que pasaba para el dissipador de aletas, al mejorar la transmisión de calor con la mejora del coeficiente de convección (aumentando el flujo másico de aire), la tensión por TEM disminuye y su consumo, lógicamente también, haciendo que su COP aumente.

Sin embargo, este efecto no repercute tanto en el funcionamiento del heat pipe dando valores óptimos de COP, a elevados flujos másicos, ya que a diferencia del dissipador de aletas, el funcionamiento del heat pipe se basa en el cambio de fase y el intercambio de calor que se produce por ello.

Por tanto, el COP total óptimo para este dissipador observamos que se alcanza a valores de flujos másicos de aire más bajos, quedando explicado por qué ocurre.

Los valores óptimos del COP que se alcanzan, son para $\delta=0,7$ de 0,422 y para $\delta=469$, $\delta=0,234$ y $\delta=0,117$ de 0,644, 0,656 y 0,643, respectivamente.

De nuevo, al mejorar la resistencia térmica en el lado caliente, disminuyendo las relaciones de áreas, el consumo de los TEM disminuye, por lo que su COP aumenta, provocando que en el cómputo global del COP total de la instalación se produzca de nuevo, un máximo. Para el intercambiador de heat pipe, el óptimo COP de la instalación total es de 0.656 para el diseño de $\delta=0,249$.

El COP óptimo, como ya se ha comentado, no es para el valor más alto de flujo másico de aire, como ocurría para el caso de aletas. Esto se debe a que, aunque la resistencia térmica mejore disminuyendo δ , disminuyendo así, el consumo del equipo termoeléctrico y aumentando su COP; el consumo de los equipos auxiliares es mayor, cuanto más flujo másico de aire se aporte al sistema. Dicho consumo se incrementa notablemente, sin ser además, tan bueno su efecto como lo era para aletas; por ello el valor óptimo de COP se alcanza en valores intermedios-bajos de flujos másicos de aire, cuando el equipo auxiliar no trabaja con gran potencia (es decir, cuando no se tienen los valores más altos de consumos del equipo auxiliar), pero tampoco cuando el equipo termoeléctrico lo haga (es decir, a menores flujos másicos de aire).

Del mismo modo y como debe ocurrir por ser parámetros de diseño a alcanzar, la temperatura interior de la cámara frigorífica permanece constante y la potencia frigorífica de la misma también.



7.4. Intercambiador de agua y aire

Para este último intercambiador de calor, se procede de forma similar a los casos anteriores. Se realiza un barrido de los flujos máscicos, en este caso de agua y aire, introduciéndose en el modelo las resistencias térmicas que estos nos proporcionan. El objetivo, como ya se ha dicho, es conocer el punto de funcionamiento del intercambiador que optimiza el COP total de la cámara, manteniendo la temperatura interior de la misma constante y la potencia frigorífica también.

Se procederá de forma análoga, pero para un único diseño de $\delta=0,7$, los resultados que se obtienen tras las simulaciones, se recogen en la Tabla 7.9 y se representan en la Figura 7.10.

Destacar que en este caso, el COP de la instalación depende de dos variables, el flujo máscico de aire y el flujo máscico de agua, y no de una única variable como con anterioridad (flujo máscico de aire exclusivamente), por tanto la representación es un gráfico en tres dimensiones en el que se observan los valores de COP que se alcanzan frenen a los flujos máscico de fluido que se emplean para ello.



Flujo másico de agua(kg/s)	Flujo másico de aire(kg/s)	1/Rc	Resistencia térmica, Rc	Voltaje peltier, V	Wtem(W)	Wb(W)	Wv(W)	Waux(W)	Wtotal	Qo(kW)	COP	Ti
0,024	0,09	21,457	0,559	7,350	1794,70	22,19	31,44	53,63	1848,33	0,612	0,331	0,98
0,024	0,13	22,657	0,530	7,100	1680,24	22,19	40,33	62,52	1742,76	0,612	0,351	0,96
0,024	0,17	23,847	0,503	6,900	1591,42	22,19	60,60	82,79	1674,21	0,612	0,366	0,93
0,024	0,21	25,071	0,479	6,700	1503,80	22,19	92,26	114,45	1618,25	0,611	0,378	1,00
0,024	0,25	26,363	0,455	6,550	1440,40	22,19	135,30	157,49	1597,89	0,611	0,382	1,00
0,035	0,09	23,244	0,516	7,000	1635,72	39,01	31,44	70,45	1706,17	0,612	0,359	0,93
0,035	0,13	24,677	0,486	6,750	1525,34	39,01	40,33	79,34	1604,68	0,611	0,381	0,99
0,035	0,17	26,097	0,460	6,600	1461,96	39,01	60,60	99,61	1561,57	0,612	0,392	0,96
0,035	0,21	27,560	0,435	6,450	1399,36	39,01	92,26	131,27	1530,63	0,611	0,400	0,96
0,035	0,25	29,103	0,412	6,350	1348,31	39,01	135,30	174,31	1522,62	0,611	0,402	0,96
0,046	0,09	24,450	0,491	6,800	1547,37	67,77	31,44	99,21	1646,58	0,612	0,371	0,96
0,046	0,13	26,116	0,459	6,600	1462,14	67,77	40,33	108,10	1570,24	0,612	0,390	0,94
0,046	0,17	27,768	0,432	6,450	1399,86	67,77	60,60	128,37	1528,23	0,612	0,400	0,92
0,046	0,21	29,468	0,407	6,300	1338,24	67,77	92,26	160,03	1498,27	0,611	0,408	0,96
0,046	0,25	31,262	0,384	6,200	1298,69	67,77	135,30	203,07	1501,76	0,612	0,407	0,92
0,057	0,09	25,077	0,479	6,700	1503,80	108,46	31,44	139,90	1643,71	0,611	0,372	1,00
0,057	0,13	26,975	0,445	6,500	1419,83	108,46	40,33	148,79	1568,63	0,611	0,390	0,98
0,057	0,17	28,858	0,416	6,350	1358,56	108,46	60,60	169,07	1527,63	0,612	0,400	0,95
0,057	0,21	30,796	0,390	6,225	1308,51	108,46	92,26	200,72	1509,23	0,612	0,406	0,94
0,057	0,25	32,840	0,365	6,100	1258,97	108,46	135,30	243,76	1502,74	0,612	0,407	0,95

Tabla 7.9. Resultados del intercambiador de agua y aire para $\delta=0,7$

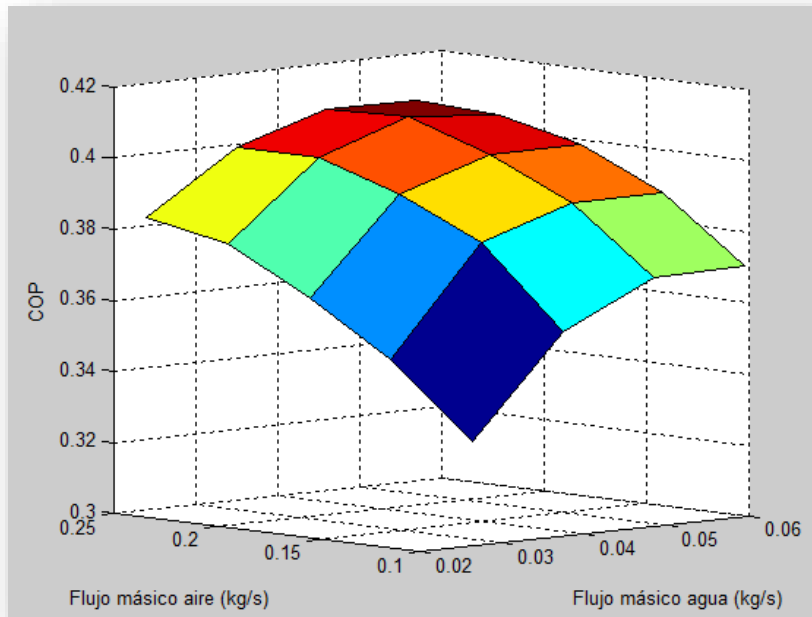


Figura 7.10. Representación del COP total frente a los flujos másicos de aire ya gua para $\delta=0,7$

Como se observa en la Tabla 7.9, el consumo de los TEM es muy elevado, siendo mucho mayor que para los equipos auxiliares.

Es por ello que el COP óptimo que se alcanza, podemos ver que en la Figura 7.10, al igual que ocurría en el caso del heat pipe, un aumento de los flujos másicos de los fluidos de trabajo no implica mejor COP total. En este caso se obtiene el óptimo para valores bajos de éstos, debido al importante consumo de la bomba. En concreto el COP óptimo es de 0.408 para un flujo másico de agua de 0.046kg/s y de 0.21 kg/s de aire, por cada uno de los 8 conjuntos de los equipos auxiliares.

A continuación, mediante un ajuste estadístico por regresión múltiple de los distintos casos ensayados, se obtiene un polinomio de respuesta que relaciona el COP total de la instalación con los valores de flujo másico de agua y aire, que junto con los datos de la Tabla 7.1, serán introducido al modelo computacional descrito en el apartado 6.2, para obtener el resto de los parámetros del caso óptimo del COP de la instalación (temperatura interior, consumo por módulo termoeléctrico, COP de los mismos y potencia frigorífica)



Con el ajuste estadístico se obtiene la expresión (7.1) que nos permite calcular el COP en función de los valores de los flujos máscicos de agua y aire:

$$COP = -0.228369 - 0.309803 \times \ln(\dot{m}_{agua}) - 0.485428 \times \left[\frac{1}{\ln(\dot{m}_{aire})} \right] - 0.0586407 \times \ln(\dot{m}_{agua}^2) - 0.502165 \times \left[\frac{1}{\ln(\dot{m}_{aire}^2)} \right] + 0.0673075 \times \frac{\ln(\dot{m}_{agua})}{\ln(\dot{m}_{aire})} \quad (7.1)$$

Para su validación, se ha realizado un estudio estadístico del polinomio anterior con un 99,81% de fiabilidad y se han obtenido unos valores de error que se encuentran dentro de los límites permitidos, tal y como se observan en la figuras que siguen.

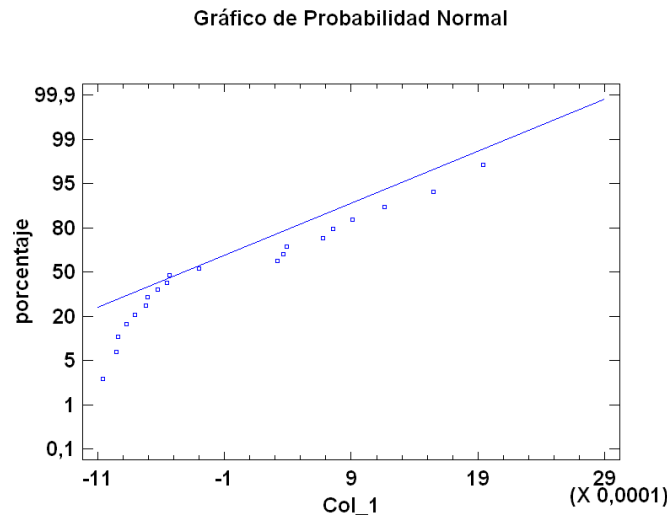


Figura 7.11. Gráfico de probabilidad normal

En la Figura (7.11) se determina si la muestra estudiada proviene de una distribución normal, como debe ser para el caso del error cometido, variable que se representa en la misma. Para ello, los puntos representados deben aparecer distribuidos de forma aleatoria, tal y como lo hacen. Además, son de particular interés, los parámetros: sesgo estandarizado y curtosis estandarizada. Valores de estos estadísticos fuera del rango -2 a +2 indican desviaciones significativas de la distribución normalidad, lo que tenderían a invalidar cualquier prueba estadística con referencia a la desviación estándar. En este caso, el valor del sesgo estandarizado se encuentra dentro del rango esperado para datos provenientes de una distribución normal, siendo este de 1,20. De

la misma manera, el valor de la curtosis estandarizada se encuentra dentro del rango esperado, siendo de -0,70.

En la siguiente Figura (7.12) se comprueba que los residuos estudentizados no superen el valor de 2 en valor absoluto y que se encuentren distribuidos de forma aleatoria. Los residuos estudentizados miden cuántas desviaciones estándar se desvía cada valor observado de COP del modelo ajustado, utilizando todos los datos excepto esa observación. En este caso, hay un residuo estudentizado mayor que 2, pero al no ser mayor que 3, por lo tanto el ajuste es válido.

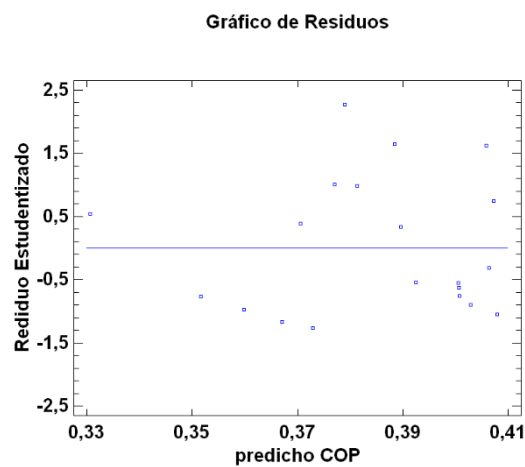


Figura 7.12. Gráfico de residuo estudentizado frente a predicho

En la última gráfica se representa el observado frente al predicho. Los valores distribuidos de forma aleatoria deben situarse en torno a la diagonal para considerar la estimación como correcta. Vemos que es así.

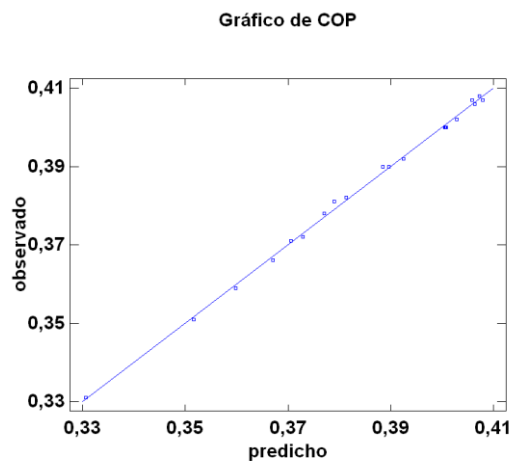


Figura 7.13. Gráfico de observado frente a predicho

Es por todo ello que la función es válida y su representación es la Figura 7.14. Se ve que se adecúa con mayor suavidad a los resultados obtenidos en la simulación porque hace un barrido mayor de datos, no teniendo únicamente en cuenta los valores ensayando, aporta muchos más obtenidos a través de la expresión obtenida del cálculo del COP dependiente de los flujos máscicos de agua y aire exclusivamente.

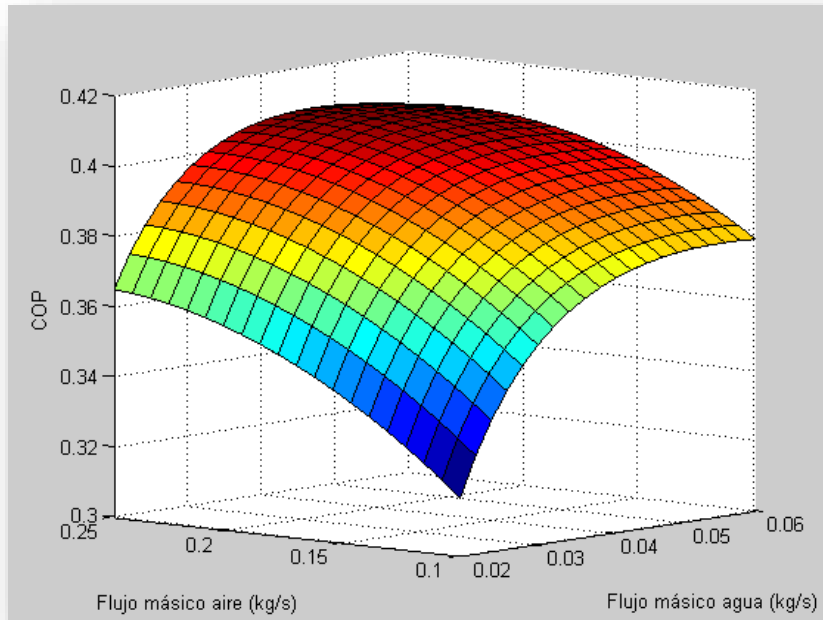


Figura 7.14. Representación del COP (ajustado) frente a los flujos máscicos de aire y agua.



7.5. Variación del número de peltiers

Conocer la influencia del número de Peltiers en la aplicación, es también un factor importante, por tanto en este apartado se va a llevar a cabo el análisis de los resultados obtenidos del modelo computacional, variando dicho parámetro. Se realizará el estudio para 80, 100 y 120 módulos Peltier.

Para ello, se toma el diseño de δ para el caso óptimo de COP total de la instalación para el intercambiador del heat pipe. Se procede del mismo modo que se hizo para conocer el valor de funcionamiento del mismo, haciendo un barrido de valores del flujo másico de aire e introduciendo las resistencias térmicas del lado caliente del disipador en el modelo, variando para cada simulación, el número de TEM y lo que esto conlleva: el cambio del área de disipación del lado caliente.

El parámetro del diseño δ permanece constante y es por ello, que si aumentamos el número de TEM, el área de disipación del lado caliente aumentará. Si por el contrario se disminuye el número de módulos, el área también lo hará.

Los resultados que se obtienen son los que se muestran a continuación, se estudia la repercusión en el consumo de los TEM, en el consumo del equipo auxiliar y en el COP total de la instalación de la cámara frigorífica termoeléctrica.

- Consumo TEM frente a flujo másico de aire

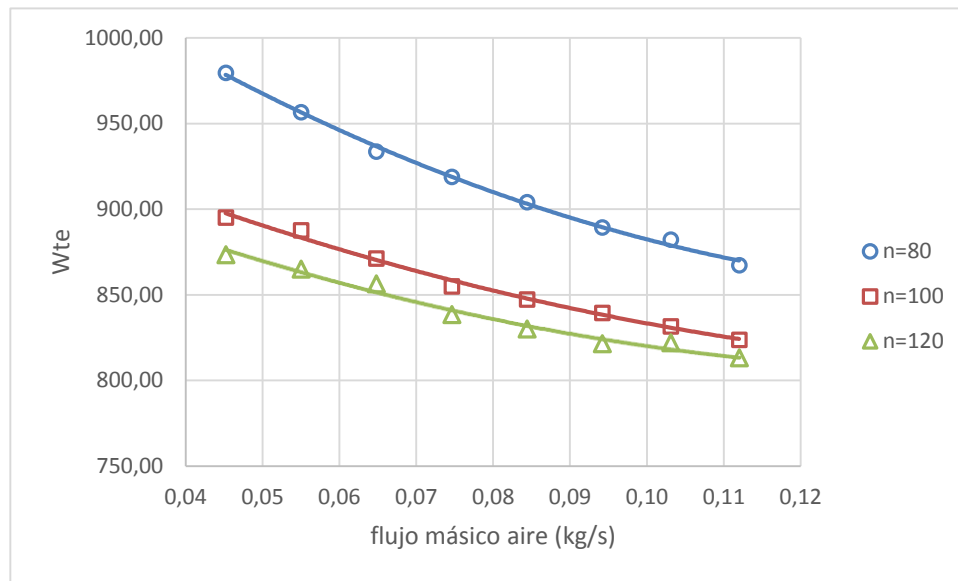


Figura 7.15. Representación del consumo del equipo termoeléctrico frente al flujo másico de aire para $\delta=0,234$ y diferente número de TEM

Como ocurría en todos los casos anteriores, para los tres casos, conforme aumenta el flujo másico de aire, la resistencia térmica del lado caliente del disipador disminuye, haciendo que la tensión por módulo Peltier también lo haga, y por tanto, el consumo eléctrico total de los mismos también; tal y como se observa en la Figura 7.15.

Además como es de esperar, al aumentar el número de TEM, el consumo que los mismos precisan es mayor que si se dispone de menos número de módulos y en la gráfica anterior se observa como para los casos de 80 módulos Peltier, los consumos de los equipos auxiliares son mayores que para los de 120 módulos, y como, los de los casos de 100 módulos se encuentran en puntos intermedios entre los anteriores.

- Consumo del equipo auxiliar frente a flujo másico de aire

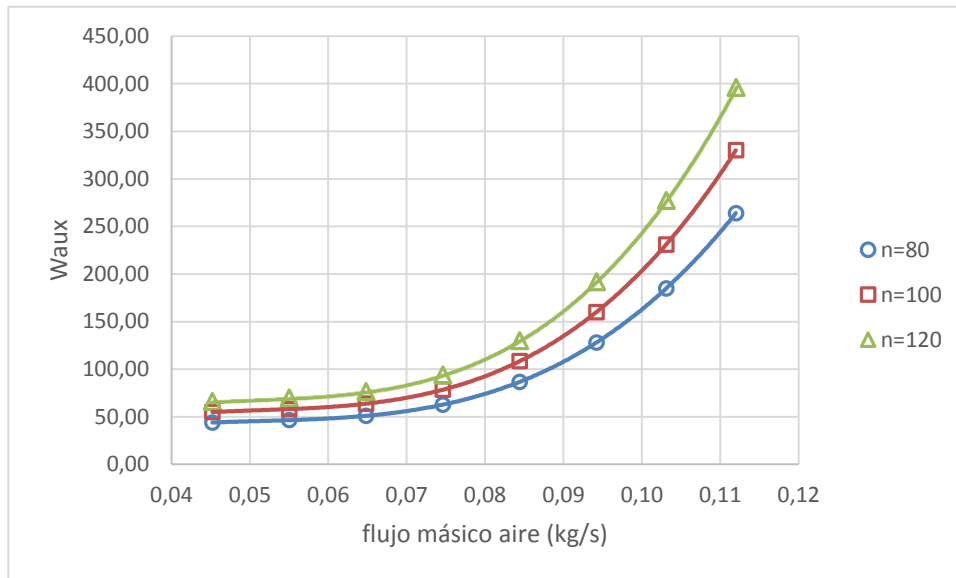


Figura 7.16. Representación del consumo del equipo auxiliar (ventiladores) frente al flujo másico de aire para $\delta=0,234$ y diferente número de TEM

Se observa, de nuevo y como cabía esperar, que al aumentar la potencia de los ventiladores, y por consiguiente su consumo, el flujo másico de aire lo haga también. La tendencia de la curva es ascendente, y lo es para los tres casos, obteniéndose mayores consumos de los ventiladores para los casos de 120 módulos TEM y menores para los casos de 80 módulos TEM.

- COP total de la instalación frente a flujo másico de aire

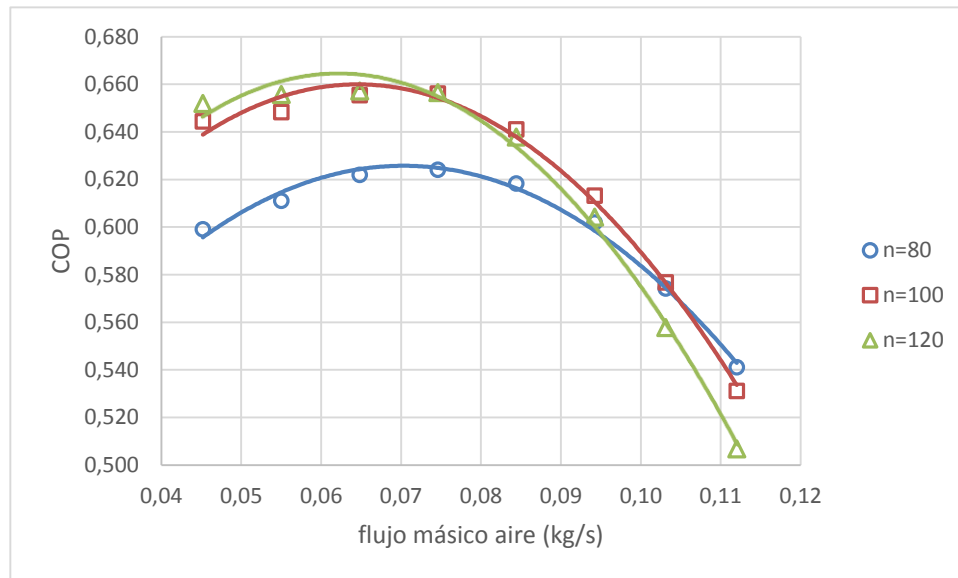


Figura 7.16. Representación del COP total de la instalación frente al flujo másico de aire para $\delta=0,234$ y diferente número de TEM

En la gráfica anterior se ha representado el COP total de la instalación frente al flujo másico de aire. Se observa como al ir aumentando el flujo másico de aire, el COP total también lo hace, hasta alcanzar el valor óptimo de funcionamiento, y a partir del mismo comienza a disminuir. Esto es debido a que los consumos de los equipos auxiliares para pequeños flujos másicos de aire, son bajos; mientras que para esos mismos flujos másicos de aire, los consumos de los módulos toman sus valores más altos, y a partir de los mismos disminuyen. Es por ello que, cuando los valores de los consumos de todos los equipos son óptimos, se consiguen también los puntos óptimos de COP para cada caso.

Se observa que para 120 módulos termoeléctricos se alcanza un valor de funcionamiento de COP, y tras él, la curva desciende a valores más bajos que para las otras dos casuísticas. Esto se debe a que el consumo auxiliar aumenta notablemente para proporcionar mayores flujos másicos de aire y por consiguiente el COP disminuye, siguiendo la expresión (6.37).



7.6. Potencia frigorífica máxima

Como se ha visto y posteriormente comentado en el resto de los apartados de resultados, la temperatura interior, así como la potencia frigorífica de la cámara se han mantenido en todo momento constantes por ser parámetros de diseño (apartado 5.1).

La temperatura interior debe de ser de 1°C , para la apropiada conservación del producto del interior de la cámara, y la potencia frigorífica de 610W, para que de este modo, teniendo en cuenta los periodos de desescarche, se alcance 1kW de potencia frigorífica de la cámara.

Sin embargo, si las necesidades frigoríficas del apartado 5.1 aumentasen, nuestra cámara frigorífica tendría que producir mayor potencia frigorífica para cubrir esa necesidad de demanda de frío.

Lo que desconocemos es, cuánto calor generado por las cargas térmicas es capaz de evacuar nuestra cámara, y por tanto su potencia frigorífica máxima. Este resultado que se obtiene tras realizar el cálculo en este apartado.

Para ello, se ha empleado de nuevo el modelo computacional (6.2), en el punto óptimo de funcionamiento del heat pipe, es decir con $\delta=0.234$ y las resistencias térmicas del lado calientes y frío para este caso óptimo COP (es decir $R_c=0,31$ K/W y $R_f=0,225$ K/W). Por tanto, en este caso el parámetro que se ha ido modificando simulación a simulación, no ha sido la resistencia térmica del lado caliente del disipador, ha sido la carga térmica, o mejor dicho, el calor que la misma genera.

Se ha ido incrementando la carga térmica del interior de la cámara, obteniendo diferentes valores de potencias frigoríficas necesarias, y para ello ha ido aumentando la tensión de cada TEM.

El proceso finalizó, cuando la tensión por módulo fue tal, que el conjunto en vez de enfriar, calentaba la instalación. Por ello, se tomó como potencia frigorífica máxima, el valor inmediatamente anterior al cual se producía este efecto, siendo de 1,3 kW.

Esto hecho, se produce por efecto Joule. En ese momento, todo el calor de la cara caliente del módulo Peltier no se evacúa apropiadamente, lo que se traduce en un incremento de la temperatura, haciendo que la diferencia de temperaturas entre las caras del módulo termoeléctrico sea mayor y por tanto el COP disminuya, como claramente se puede observar en la expresión (2.1).



8. Conclusiones

Se ha partido de un estudio experimental que ha permitido obtener la resistencia térmica en función de los flujos máscicos de los fluidos de trabajo, así como la potencia consumida por los equipos auxiliares (bomba y ventilador), para los tres tipos de intercambiadores de calor que se han estudiado: agua-aire, heat pipe y disipador de aletas.

Mediante la modelización computacional de una cámara frigorífica de 15 m³ de volumen interior, cuyo sistema de producción de frío se basa en termoelectricidad, se ha realizado una optimización de su COP total, incluyendo el consumo de los equipos auxiliares. Para ello se han introducido las curvas de los intercambiadores obtenidas experimentalmente. Este estudio ha puesto de manifiesto la importancia que tiene, en la optimización total, incluir todos los elementos de un sistema termoeléctrico, con el consumo de los equipos auxiliares y la relación entre la superficie que ocupan los TEM y la base del disipador (δ).

Se ha demostrado que el intercambiador tipo heat pipe y el de agua-aire funcionan muy bien para intercambiadores de calor compactos, es decir altos valores de δ , mientras que los disipadores de aletas sólo son una buena opción cuando se dispone de espacio para su colocación, es decir bajos valores de δ .

También se ha observado que para el disipador heat pipe, conforme se aumenta el número de módulos termoeléctricos, el COP de la instalación se optimiza para valores menores de flujos máscicos de aire. Sin embargo, se habrá de poner especial atención a aumentar en exceso el número de módulos Peltier que se empleen, ya que puede ser que no mejoren el COP de la instalación y contribuyan al consumo de energía eléctrica de los equipos auxiliares, sin conseguir, por lo tanto, mejora.

Por último este estudio ha puesto de manifiesto que se pueden alcanzar elevados valores de COP en máquinas frigoríficas con sistemas termoeléctricos, mediante una adecuada optimización de los intercambiadores de calor.



9. Líneas de futuro

El estudio del COP de la instalación que se ha llevado a cabo, se ha hecho para tres tipos de intercambiadores ensayados de forma experimental. Lo que ocurre es que, por facilitar el ensamblaje y el contacto térmico entre los TEM y los intercambiadores, así como por simplificar la construcción, el procedimiento de ensayo ha sido para 2, 4, 6 y 12 TEM.

La cámara frigorífica está diseñada para funcionar con 100 TEM, por lo que esto ha derivado en tener que adaptar los datos experimentales a esta condición. Para ello, se ha optado por emplear tantas configuraciones de TEM de las que han sido experimentadas, como número de Peltiers que se precisen para nuestra aplicación, hasta alcanzar el número de TEM con los que la misma trabaja, en nuestro caso 100 módulos termoeléctricos. De esta manera, para 2 TEM, se precisaban de 50 sistemas como los ensayados para simular los 100 TEM que la cámara emplea, del mismo modo con 4, 6 y 12 TEM, empleando respectivamente, 25, 12 y 8 sistemas.

Cada sistema está formado por varios equipos auxiliares, y es esto lo que en un futuro se podría estudiar, es decir, la propuesta sería emplear un único equipo auxiliar que hiciera funcionar a toda la instalación. Obviamente el consumo del mismo sería mayor, al igual que la potencia que aportaría y se podría estudiar si este cambio consigue mejorar la aplicación, mejorando el COP total de la instalación o si por el contrario no merece la pena, ya que un equipo de más potencia, también requiere de mayor inversión, además de complicar mucho la tarea de montaje y construcción del prototipo, por tener también, mayor dimensión.



10. Referencias

- [1] G. S. Nolas, J. Sharp y H. J. Goldsmid, "Thermoelectrics", pp. 2-7, ed. Springer, 2001
- [2] D.M. Rowe, "Thermoelectrics Handbook. Macro to Nano", ed. CRC Press, Boca Raton, 2006.
- [3] D.M Rowe, "Thermoelectrics, an Environmentally-friendly Source of Electrical Power", Renewable Energy, v. 16, pp. 1251-56, 1999.
- [4] S.B. Riffat, X. Ma, "Thermoelectrics: a Review of Present and Potential Applications", Applied Thermal Engineering, v. 23, pp. 913-35, 2003.
- [5] A. Rodríguez, J.G. Vián, D. Astrain, A. Martínez, "Study of Thermoelectric Systems applied to Electric Power Generation", Energy Conversion and Management, v. 50, pp. 1236-43, 2009.
- [6] D. Astrain, J.G. Vián, J. Albizua, "Computational model for refrigerators based on Peltier effect application", Applied Thermal Engineering, pp. 3149-3162, 2005.
- [7] D. Astrain, J. G. Vián, "Study and optimization of the heat dissipater of a thermoelectric refrigerator", Journal of Enhanced Heat Transfer, nº 12, pp. 159-170, 2005.
- [8] A. J. Chapman, "Transmisión de calor", ed. Bellisco, pp. 159-177, 1990.
- [9] A. F. Ioffe, "Semiconductor Thermoelements and Thermoelectric Cooling", Infosearch Ltd., London, 1957.
- [10] C.A. Gould, N.Y.A. Shammas, S. Grainger, I. Taylor, "A comprehensive Review of Thermoelectric Technology, Micro-electrical and Power Generation Properties", Proceedings of the 26th International Conference on Microelectronics, pp. 329-32, 2008.
- [11] J. G. Stockholm, and D. W. Stockholm, "Thermoelectric Modelling of a Cooling Module with Heat Exchangers", Proceedings of the 12th International Conference on Thermoelectrics, pp. 140-146, 1992.
- [12] D. Kondratiev, and L. Yershova, "TE Coolers Computer Simulation: Incremental Upgrading of Rate Equations Approach", Proceedings of the 6th European Workshop on Thermoelectrics, pp. 204-211, 2001.
- [13] A. Arenas, "Determinación de Nuevos Criterios que Permitan la Optimización de Parámetros de Diseño de una Bomba de Calor por Efecto Peltier", Tesis Doctoral, UPC, 1999.
- [14] Ozisik MN. Finite difference methods in heat transfer. 1st ed. Boca Raton FL: CRC Press; 1994.
- [15] Dongliang Zhao, Gang Tan A review of thermoelectric cooling: Materials, modeling and applications, Applied Thermal Engineering 66 (2014), 15-24



- [16] Dongliang Zhao, Gang Tan A review of thermoelectric cooling: Materials, modeling and applications, *Applied Thermal Engineering* 66 (2014), 15-24
- [17] Astrain D, Vián JG, Domínguez M. Increase of COP in the thermoelectric refrigeration by the optimisation of heat dissipation. *Applied Thermal Engineering*. 23, (2003), 2183-2200.
- [18] Riffat SB, Xiaoli Ma, Wilson R. Performance simulation and experimental testing of a novel thermoelectric heat pump system. *Applied Thermal Engineering* 26, (2006),494-501
- [19] D. Astrain, A. Martínez, A. Rodríguez, G. Pérez, “Computational study on temperature control systems for thermoelectric refrigerators”, *Journal of Electronic Materials*. Vol. 41, No. 6, (2012), 1081-1090



11. Anexos

11.1. Anexo 1: Tablas necesarias para el cálculo de cargas térmicas

11.1.1. TABLAS

TABLA 1 - Coeficiente de transmisión calorífica U para materiales usuales, en W/m ² ·K								
Materiales aislantes	Densidad (kg/m ³)	Conductividad térmica k W/m·K	Espesor del aislante (e), en mm					
			60	80	100	120	140	160
Aglomerado de corcho	110	0,039	0,65	0,49	0,39	0,33	0,28	0,24
Espuma elastomérica	60	0,034	0,57	0,43	0,34	0,28	0,24	0,21
Lana de vidrio Tipo I	10-18	0,044	0,73	0,55	0,44	0,37	0,31	0,28
Lana de vidrio Tipo II	19-30	0,037	0,62	0,46	0,37	0,31	0,26	0,23
Lana de vidrio Tipo III	31-45	0,034	0,57	0,43	0,34	0,28	0,24	0,21
Lana de vidrio Tipo IV	46-65	0,033	0,55	0,41	0,33	0,28	0,24	0,21
Lana de vidrio Tipo V	66-90	0,033	0,55	0,41	0,33	0,28	0,24	0,21
Lana de vidrio Tipo VI	91	0,036	0,60	0,45	0,36	0,30	0,26	0,23
Lana mineral Tipo I	30-50	0,042	0,70	0,53	0,42	0,35	0,30	0,26
Lana mineral Tipo II	51-70	0,040	0,67	0,50	0,40	0,33	0,29	0,25
Lana mineral Tipo III	71-90	0,038	0,63	0,48	0,38	0,32	0,27	0,24
Lana mineral Tipo IV	91-120	0,038	0,63	0,48	0,38	0,32	0,27	0,24
Lana mineral Tipo V	121-150	0,038	0,63	0,48	0,38	0,32	0,27	0,24
Perlita extendida	130	0,047	0,78	0,59	0,47	0,39	0,34	0,29
Poliestireno expandido Tipo I	10	0,057	0,95	0,71	0,57	0,48	0,41	0,36
Poliestireno expandido Tipo II	12	0,044	0,73	0,55	0,44	0,37	0,31	0,28
Poliestireno expandido Tipo III	15	0,037	0,62	0,46	0,37	0,31	0,26	0,23
Poliestireno expandido Tipo IV	20	0,034	0,57	0,43	0,34	0,28	0,24	0,21
Poliestireno expandido Tipo V	25	0,033	0,55	0,41	0,33	0,28	0,24	0,21
Poliestireno extrusionado	33	0,033	0,55	0,41	0,33	0,28	0,24	0,21
Poliétileno reticulado	30	0,038	0,63	0,48	0,38	0,32	0,27	0,24
Polisocianurato, espuma de	35	0,026	0,43	0,33	0,26	0,22	0,19	0,16
Poliuretano conformado, espuma de - Tipo I	32	0,023	0,38	0,29	0,23	0,19	0,16	0,14
Poliuretano conformado, espuma de - Tipo II	35	0,023	0,38	0,29	0,23	0,19	0,16	0,14
Poliuretano conformado, espuma de - Tipo III	40	0,023	0,38	0,29	0,23	0,19	0,16	0,14
Poliuretano conformado, espuma de - Tipo IV	80	0,040	0,67	0,50	0,40	0,33	0,29	0,25
Poliuretano aplicado <i>in situ</i> , espuma de - Tipo I	35	0,023	0,38	0,29	0,23	0,19	0,16	0,14
Poliuretano aplicado <i>in situ</i> , espuma de - Tipo II	40	0,023	0,38	0,29	0,23	0,19	0,16	0,14
Poliuretano expandido (inyectado)	40	0,024	0,40	0,30	0,24	0,20	0,17	0,15
Urea formol, espuma de	10-12	0,034	0,57	0,43	0,34	0,28	0,24	0,21
	12-14	0,035	0,58	0,44	0,35	0,29	0,25	0,22
Vermiculita expandida	120	0,035	0,58	0,44	0,35	0,29	0,25	0,22
Vidrio celular	160	0,044	0,73	0,55	0,44	0,37	0,31	0,28
Mortero de cemento	2000	1,40	23,33	17,50	14,00	11,67	10,00	8,75
Enlucido de yeso	800	0,30	5,00	3,75	3,00	2,50	2,14	1,88
Hormigón armado (normal)	2400	1,63	27,17	20,38	16,30	13,58	11,64	10,19
Fábrica de ladrillo macizo	1800	0,87	14,50	10,88	8,70	7,25	6,21	5,44
Fábrica de ladrillo perforado	1600	0,76	12,67	9,50	7,60	6,33	5,43	4,75
Fábrica de ladrillo hueco	1200	0,49	8,17	6,13	4,90	4,08	3,50	3,06
Fábrica con bloques huecos de hormigón incluidas juntas	1000	0,44	7,33	5,50	4,40	3,67	3,14	2,75
	1200	0,49	8,17	6,13	4,90	4,08	3,50	3,06
	1400	0,56	9,33	7,00	5,60	4,67	4,00	3,50
Placas de escayola	800	0,30	5,00	3,75	3,00	2,50	2,14	1,88



Piedra		6,3953	106,59	79,94	63,95	53,29	45,68	39,97
Adobe		0,6977	11,63	8,72	6,98	5,81	4,98	4,36
Arcilla expandida	300	0,085	1,42	1,06	0,85	0,71	0,61	0,53
	450	0,114	1,90	1,43	1,14	0,95	0,81	0,71
Madera en láminas		0,1163	1,94	1,45	1,16	0,97	0,83	0,73
Vidrio plano para acristalar	2500	0,95	15,83	11,88	9,50	7,92	6,79	5,94
Linóleo	1200	0,19	3,17	2,38	1,90	1,58	1,36	1,19
Moquetas, alfombras	1000	0,05	0,83	0,63	0,50	0,42	0,36	0,31

FUENTE: NBE-CT-79

TABLA 2	Suplemento de temperatura t' por radiación solar en °C			
	Este	Sur	Oeste	Techo
Colores claros	2,2	1,0	2,2	5,0
Colores medios	3,3	2,2	3,3	8,3
Colores oscuros	4,4	2,8	4,4	11,0
Colores claros	Piedra blanca Hormigón de color claro Pintura blanca			
Colores medios	Madera sin pintar Ladrillo Teja roja Hormigón oscuro Pintura roja, gris o verde			
Colores oscuros	Cubierta de pizarra Cubierta embreada Pintura negra			

FUENTE: ASHRAE Refrigeration 1990

Tabla 11.1. Coeficientes de transmisión U

Tabla 11.2. Suplementos de temperatura por radiación solar



Tabla 3	COEFICIENTES DE SERVICIO EN kcal/m ³ 24 h								
	Volumen cámara m ³	Diferencia entre las temperaturas exterior e interior de la cámara							
		20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C	50°C	55°C
1	870	1100	1300	1500	1700	1950	2200	2400	2600
1,5	770	950	1150	1350	1500	1700	1900	2100	2300
2	700	870	1050	1200	1400	1550	1750	1900	2100
3	630	800	950	1100	1250	1400	1600	1750	1900
5	530	650	800	930	1050	1200	1350	1470	1600
7	490	600	730	850	970	1100	1200	1350	1450
10	430	550	650	750	870	970	1100	1200	1300
15	380	470	570	650	750	850	950	1050	1150
20	350	430	520	600	700	780	870	950	1050
30	290	370	440	510	600	660	730	800	880
50	230	290	350	410	470	530	580	640	700
70	190	240	290	340	390	430	480	530	580
100	160	200	240	280	320	360	400	440	480
150	125	160	190	220	250	280	320	350	380
200	105	130	160	185	210	240	270	290	320
300	85	105	125	145	165	185	210	230	250
500	70	90	105	120	140	160	175	190	210
700	65	80	95	110	125	140	160	175	190
1000	60	75	90	105	120	135	150	165	180

TABLA 4 Renovación del aire diario por las aberturas de puertas para las condiciones de explotación "cámaras positivas" y "cámaras negativas" → n											
Volumen de la cámara (m ³)	Renovación de aire diario n/d		Volumen de la cámara (m ³)	Renovación de aire diario n/d		Volumen de la cámara (m ³)	Renovación de aire diario n/d		Volumen de la cámara (m ³)	Renovación de aire diario n/d	
	-	+		-	+		-	+		-	+
	2,5	52		70	18		17,5	22,3		80	7,7
3,0	47	63	20	16,5	22	100	6,7	8,8	800	2,1	2,8
4,0	40	53	22	15,6	20,5	120	6,1	7,9	1000	1,9	2,4
5,0	35	47	25	14,5	19,5	140	5,6	7,2	1400	1,6	2
6,0	32	42	26	14,1	18,6	150	5,4	7	1500	1,5	1,95
7,0	29	38,1	30	13	17,5	180	4,9	6,3	1800	1,4	1,9
7,5	28	38	36	11,9	15,5	200	4,6	6	2000	1,3	1,65
8,0	27	35,6	40	11,5	15	220	4,4	5,6	2200	1,2	1,6
10,0	24	32	42	11	14,2	250	4,1	5,3	2500	1,1	1,45
12	22	28,6	50	10	12,6	300	3,7	4,8	2800	1,1	1,4
14,0	20	26,1	60	9,2	11,7	400	3,1	4,1	3000	1,05	1,3
15,0	19	26	70	8,3	10,6	500	2,8	3,6	15000	0,8	0,9

FUENTE: ASHRAE Refrigeration 1990

Tablas 11.3 y 11.4 Parámetros q y n para el cálculo de entrada de aire interior



TABLA 5		Calor del aire (en kJ/m ³) para el aire exterior que penetra en la cámara fría															
t _i	t _e	+ 5 °C		+ 10 °C		+ 15 °C		+ 20 °C		+ 25 °C		+ 30 °C		+ 35 °C		+ 40 °C	
		70% HR	80% HR	70% HR	80% HR	70% HR	80% HR	50% HR	60% HR	50% HR	60% HR	50% HR	60% HR	50% HR	60% HR	50% HR	60% HR
15 °C	----	----	----	----	----	----	----	2,77	7,0	16,8	23,3	34,5	42,7	56,4	66,4	81,4	96,5
10 °C	----	----	----	----	105,5	13,8	16,6	20,9	30,9	37,5	48,8	57,2	70,1	81,3	96,5	112	127
5 °C	----	----	9,6	12,0	22,8	26,2	29,0	33,5	43,7	50,5	62,1	70,6	83,9	95,4	111	127	
0 °C	9,1	10,9	20,8	23,3	34,4	37,9	40,8	45,4	55,9	62,9	74,9	83,7	97,4	109	125	141	
-5 °C	19,2	20,9	31,0	33,5	44,6	48,2	51,2	55,8	66,4	73,5	85,5	94,4	108	120	136	153	
-10 °C	28,7	30,5	40,8	43,4	54,8	58,4	61,4	66,1	77,0	84,2	96,6	106	120	132	148	165	
-15 °C	37,8	39,7	50,2	52,8	64,5	68,2	71,3	76,1	87,2	94,6	107	116	131	143	160	177	
-20 °C	46,1	48,0	58,8	61,5	73,4	77,1	80,4	85,3	96,6	104	117	127	141	154	171	189	
-25 °C	55,1	57,1	68,0	70,8	82,9	86,8	90,1	95,1	107	114	127	137	152	165	183	201	
-30 °C	64,2	66,2	77,5	80,1	92,6	96,5	99,8	105	117	125	138	148	163	177	195	215	
-35 °C	73,3	75,3	86,7	89,6	102	106	110	115	127	135	149	159	174	188	207	225	
-40 °C	83,3	85,4	97,1	100	113	117	121	126	138	147	161	171	187	201	220	231	

FUENTE: ASHRAE Refrigeration 1990

TABLA 6		Potencia calorífica aportada por las personas
Temperatura de la cámara (°C)	Potencia liberada por persona (W)	
10	210	
5	240	
0	270	
-5	300	
-10	330	
-15	360	
-20	390	
-25	420	

FUENTE: ASHRAE Refrigeration 1990

TABLA 7	Calor de los motores			
	Motor kW - (HP)	Caso 1	Caso 2	Caso 3
		W/kW - (W/HP)		
0,1 a 0,4	1674,42	1000,00	674,42	
(1/8 a 1/2)	1244,19	627,91	500,00	
0,4 a 2,2	1453,49	1000,00	453,49	
(1/2 a 3)	1081,40	627,91	348,84	
2,2 a 15	1162,79	651,16	162,79	
(3 a 20)	860,47	744,19	116,28	

Caso 1	Motor dentro del local realizando trabajo útil dentro de éste
Caso 2	Motor fuera del local realizando trabajo útil dentro de éste
Caso 3	Motor dentro del local realizando trabajo útil fuera de éste

FUENTE: ASHRAE Refrigeration 1990

Tabla 11.5, 11.6, 11.7 Calor de aire, potencia calorífica aportada por persona y calor de motores, respectivamente.



TABLA 8		Temperaturas recomendadas, humedad relativa, calor máximo específico y calor de respiración de alimentos refrigerados							
Alimentos	Temperatura de almacenamiento (°C)	Humedad relativa (%)	Duración de almacenamiento	Contenido de agua (%)	Punto de congelación (°C)	Calor específico cp antes de congelación (kJ/kg·K)	Calor específico cp después de congelación (kJ/kg·K)	Calor latente cL de congelación (kJ/kg)	Calor de respiración cS (kJ/kg·día)
Alcachofa	0	95-100	2 sem	84	-1,2	3,65	1,89	280	
	0	90-95	5 meses	80	-2,5	3,47	1,84	267	
Espárrago	0 / +2	95-100	2-3 sem	93	-0,6	3,95	2,00	310	11,1
	+4 / +7	90-95	7-10 días	89	-0,7	3,82	1,95	297	11,6
	+3 / +4	90-95	3-5 días	67	-0,6	3,08	1,68	223	7,4
Judías	+10	70	6-7 meses	11		1,20	0,97		
	0	95-100	4-6 meses	88	-0,9	3,78	1,93	294	3,1
Remolacha	0	95	10-14 días		-0,4				4,2
	0	95-100	10-14 días	90	-0,6	3,85	1,97	300	8,7
Brócoli	0	95-100	3-5 sem	85	-0,8	3,68	1,90	284	6,7
	0	98-100	5-6 meses	92	-0,9	3,92	1,99	307	1,4
Coles de Bruselas	0	98-100	4-6 sem						2,2
	0	98-100	5-9 meses	88	-1,4	3,78	1,94	294	2,4
Zanahorias	0	95	2-4 sem	92	-0,8	3,92	1,99	307	4,5
	0	95-100	3-4 meses	88	-0,9	3,78	1,94	294	2,2
Apio	0	98-100	1-2 meses	94	-0,5	3,98	2,02	314	9,8
	0	95	10-14 días	87	-0,8	3,73	1,93	290	4,1
Collards	0	95-98	4-8 días	74	-0,6	3,31	1,76	247	8,6
	+10 / +13	95	10-14 días	96	-0,5	4,06	2,04	320	3,3
Pepinos	+8 / +12	90-95	7-10 días	93	-0,8	3,95	2,00	310	
	0	95-100	2-3 sem	93	-0,1	3,95	2,00	310	11,2
V. Congeladas	-23 / -18		6 sem-2 mes						
	0	65-70	6-7 meses	61	-0,8	2,88	1,60	203	
Ajo seco									

V. Frondosas	0	95-100	10-14 días	93	-0,3	3,95	2,00	310	10,7
Rábano picante	-1 / 0	95-100	10-12 meses	75	-1,8	3,35	1,78	250	
Berza	0	95	3-4 sem	87	-0,5	3,75	1,93	290	4,3
Colirrábano	0	95	2-4 sem	90	-1,0	3,85	1,97	300	10,5
Puerros verdes	0	95	1-3 meses	85	-0,7	3,68	1,90	284	10,8
Lechuga, cogollo	0 / +1	95-100	2-3 sem	95	-0,2	4,02	2,03	317	11,7
Setas, champiñones	0	95	3-4 días	91	-0,9	3,88	1,98	304	7,2
Quimbongo	+7 / +10	90-95	7-10 días	90	-1,8	3,85	1,97	300	
Cebollas	0	95-100	3-4 sem	89	-0,9	3,82	1,95	297	1,0
	0	65-75	1-8 meses	88	-0,8	3,78	1,94	294	
Perejil	0	95-100	1-2 meses	85	-1,1	3,68	1,90	284	5,3
	0	98-100	4-6 meses	79	-0,9	3,48	1,83	264	
Chirivías	0	95	1-3 sem	74	-0,6	3,31	1,76	247	9,6
	10	70	6-8 meses	12		1,24	0,99		
Pimientos	0 / +10	60-70	6 meses	12		1,24	0,99		
	+7 / +13	90-95	2 sem	92	-0,7	3,92	1,99	307	3,2
Patatas	+10 / +13	90		81	-0,6	3,55	1,85	270	4,1
	+3 / +10	90-95	5-8 meses	78	-0,7	3,45	1,81	260	5,7
Calabazas	+13 / +16	85-90	4-7 meses	69	-1,3	3,15	1,70	230	
	+10 / +13	50-75	2-3 meses	91	-0,8	3,88	1,98	304	
Rábanos	0	95	3-4 sem	95	-0,7	4,02	2,03	317	6,3
	0	95-100	2-4 sem	95	-0,7	4,02	2,03	317	5,4
Ruibarbo	0	95	2-4 sem	95	-0,9	4,02	2,03	317	
	0	98-100	4-6 meses	89	-1,1	3,82	1,95	297	2,4
Salsifi	0	98-100	2-4 meses	79	-1,1	3,48	1,83	264	3,6
	0	95-98	10-14 días	93	-0,3	3,95	2,00	310	11,1
Calabaza Turbante	+7 / +10	70-75	5-8 sem		-0,8				
	+5 / +10	85-95	5-14 días	94	-0,5	3,98	2,02	314	
	+10 / +13	50-75	4-6 meses	85	-0,8	3,68	1,90	284	
Tomate	+13 / +21	90-95	1-3 sem	93	-0,6	3,95	2,00	310	7,2
	+7 / +10	90-95	4-7 días	94	-0,5	3,98	2,02	313	4,3



	Raíces	0	95	4-5 meses	92	-1,1	3,92	1,99	307	4,7
Nabos	Hojas	0	95	10-14 días	90	-0,2	3,85	1,97	300	6,9
Berros		0	95	3-4 días	93	-0,3	3,95	2,00	310	6,2
Ñame		16	85-90	3-6 meses	74		3,31	1,76	247	
Frutas y Melones										
Manzanas		-1 / -4	90-95	3-8 meses	84	-1,1	3,65	1,89	280	1,9
Manzana seca		0 / +5	55-60	5-8 meses	24		1,64	1,14		
Albaricoques		0	90-95	1-2 sem	85	-1,1	3,68	1,90	284	1,3
Aguacates		+4 / +13	85-90	2-4 sem	65	-0,3	3,01	1,65	217	9,8
Plátanos			85-95		75	-0,8	3,35	1,78	250	10,1
Moras		-0,5 / 0	90-95	3 días	85	-0,8	3,68	1,90	284	5,8
Vaccinias		-1 / 0	90-95	2 sem	82	-1,6	3,58	1,86	274	
Melones Cantaloupes		+2 / +4	95	5-15 días	92	-1,2	3,92	1,99	307	1,3
Cerezas	Agrias	-1 / 0	90-95	3-7 días	84	-1,7	3,65	1,89	280	1,8
	Dulces	-1 / -0,5	90-95	2-3 sem	80	-1,8	3,51	1,84	267	1,8
Melón de Indias		+7 / +10	85-95	4-6 sem	93	-1,1	3,95	2,00	310	1,9
Arándanos		+2 / +4	90-95	2-4 meses	87	-0,9	3,75	1,93	290	1,5
Pasas de Corinto		-0,5 / 0	90-95	10-14 días	85	-1,0	3,68	1,90	284	
Dátiles curados		-18 / 0	<=75	6-12 meses	20	-15,7	1,50	1,09	67	
Dewberries		-1 / 0	90-95	3 días	85	-1,3	3,68	1,90	284	
Higos	Secos	0 / +4	50-60	9-12 meses	23		1,61	1,12	77	
	Verdes	-1 / 0	85-90	7-10 días	78	-2,4	3,45	1,81	260	
Fruta congelada		-23 / -18	90-95	6-12 meses						
Grosellas		-1 / 0	90-95	2-4 sem	89	-1,1	3,82	1,95	297	
Pomelo		+10 / +16	85-90	6-10 sem	89	-1,1	3,82	1,95	297	3,6
Uvas	Americanas	-1 / 0	85-90	2-8 sem	82	-1,6	3,58	1,86	274	4,3
	Viníferas	-1	90-95	3-6 meses	82	-2,1	3,58	1,86	274	4,3
Guayaba		+5 / +10	90	2-3 sem	83		3,61	1,88	277	
Melones Honeydew		+7 / +10	90-95	3-4 sem	93	-0,9	3,95	2,00	310	2,0
Limones		0 / +10	85-90	1-6 meses	89	-1,4	3,82	1,95	297	3,5
Limas		+9 / +10	85-90	6-8 sem	86	-1,6	3,72	1,92	287	3,4



Mangos	13	85-90	2-3 sem	81	-0,9	3,55	1,85	270	
Nectarinas	-0,5 / 0	90	2-4 sem	82	-0,9	3,58	1,86	274	3,8
Aceitunas frescas	+7 / +10	85-90	4-6 sem	75	-1,4	3,35	1,78	250	1,0
Naranjas	7	85-90	3-12 sem	87	-0,8	3,75	1,93	290	1,7
Papayas	7	85-90	1-3 sem	91	-0,8	3,88	1,98	304	
Melocotones	-0,5 / 0	90-95	2-4 sem	89	-0,9	3,82	1,95	397	2,1
Melocotones secos	0 / +5	55-60	5-8 meses	25		1,67	1,15		
Peras	-1,6 / -0,5	90-95	2-7 meses	83	-1,6	3,61	1,88	277	0,9
Melones, Persas	+7 / +10	90-95	2 sem	93	-0,8	3,95	2,00	310	2,0
Caquis	-1	90	3-4 meses	78	-2,2	3,45	1,81	260	2,1
Piña tropical madura	7	85-90	2-4 sem	85	-1,0	3,68	1,90	284	
Ciruelas	-1 / 0	90-95	2-4 sem	86	-0,8	3,72	1,92	287	0,64
Granadas	5	90-95	2-3 meses	82	-3,0	3,58	1,86	274	
Cirueta pasa	-1 / 0	90-95	2-4 sem	86	-0,8	3,72	1,92	287	
Fresca	0 / +5	55-60	5-8 meses	28		1,77	1,19		
Seca	-1 / 0	90	2-3 meses	85	-2,0	3,68	1,90	284	1,4
Membrillo				18		1,44	1,06		
Uvas pasa									
Negras	-0,5 / 0	90-95	2-3 días	81	-1,1	3,55	1,85	270	6,4
Rojas	-0,5 / 0	90-95	2-3 días	84	-0,6	3,65	1,89	280	6,4
Fresas	-0,5 / 0	90-95	5-7 días	90	-0,8	3,85	1,97	300	5,5
Mandarinas	4	90-95	2-4 sem	87	-1,1	3,75	1,93	290	3,8
Sandías	+10 / +15	90	2-3 sem	93	-0,4	3,95	2,00	310	1,9
Pescado									
Bacalao, Perca	-1 / +1	95-100	12 días	81	-2,2	3,55	1,85	270	
Merluza, Pescadilla	0 / +1	95-100	10 días	81	-2,2	3,55	1,85	270	
Halibut	-1 / +1	95-100	18 días	75	-2,2	3,35	1,78	250	
Arenque	0 / +2	80-90	10 días	61	-2,2	2,88	1,60	203	
En cecina	0 / +2	80-90	10 días	64	-2,2	2,98	1,64	213	
Ahumado	0 / +2	80-90	10 días	64	-2,2	2,98	1,64	213	
Caballa	0 / +1	95-100	6-8 días	65	-2,2	3,01	1,65	217	
Salmón	-1 / +1	95-100	18 días	64	-2,2	2,98	1,64	213	
Atún	0 / +2	95-100	14 días	70	-2,2	3,18	1,71	233	



Pescado congelado	-29 / -18	90-95	6-12 meses		-2,2	3,51	1,84	267
			Marisco	6-12 meses				
Carne de concha	0 / +1	95-100	12 días	80	-2,2	3,51	1,84	267
Gamba	-1 / +1	95-100	12-14 días	76	-2,2	3,38	1,79	254
Langosta Americana	+5 / +10	Agua mar	Indefinidamente	72	-2,2	3,48	1,83	264
Ostras, Almejas	0 / +2	100	5-8 días	87	-2,2	3,75	1,93	290
Ostra entera	+5 / +10	95-100	5 días	80	-2,8	3,51	1,84	267
Marisco congelado	-29 / -18	90-95	3-8 meses					
Mejillón	Fresco	85-95	3-7 días		-2,2	3,62		277
	Congelado	90-95	3-8 meses		-2,2		1,88	277
Carne (Vacuno)								
Fresco promedio	0 / +1	88-92	1-6 sem	62 a 77	-2,2 a -2,7	2,9 a 3,4	1,6 a 1,8	206 a 257
Canal de vacuno	0 / +4	85-90	1-3 sem	49	-1,7	2,48	1,45	163
	0 / +1	85	1-3 sem	45	-2,2	2,34	1,40	150
Solomillo (Selecto)	0 / +1	85	1-3 sem	56		2,71	1,54	187
Redondo (Selecto)	0 / +1	85	1-3 sem	67		3,08	1,68	223
Picado (Seco)	+10 / +15	15	6-8 sem	48		2,44	1,44	160
Hígado	0	90	5 días	70	-1,7	3,18	1,71	233
Termera, Magro 81%	0 / +1	90	1-7 días	66		3,05	1,66	220
Buey, congelado	-23 / -18	90-95	6-12 meses					
Carne (Porcino)								
Fresco promedio	0 / +1	85-90	3-7 días	32 a 44	-2,2 a -2,7	1,9 a 2,3	1,2 a 1,4	107 a 147
Canal, Magro 47%	0 / +1	85-90	3-5 días	37		2,07	1,30	123
Flanco, Magro 35%	0 / +1	85	3-5 días	30		1,84	1,21	100
Tocino, Grasa 100%	0 / +1	85	3-7 días	8		1,10	0,94	
Paletilla, Magro 67%	0 / +1	85	3-5 días	49	-2,2	2,48	1,45	163
Cerdo, congelado	-23 / -17	90-95	4-8 meses					
Jamón	0 / +1	80-85	3-5 días	56	-1,7	2,71	1,54	187
	+3 / +5	80-85	1-2 sem	57		2,74	1,55	190



Estilo Campesino	+10 / +15	65-70	3-5 meses	42		2,24	1,36	140	
Congelado	-23 / -18	90-95	6-8 meses						
Semigraso	+3 / +5	80-85	2-3 sem	19		1,47	1,07	63	
Estilo Campesino	+16 / +18	85	4-6 meses	13 a 20		1,3 a 1,5	1,0 a 1,1	43 a 67	
Estilo Industrial	+1 / +4	85	2-6 sem						
Congelado	-23 / -18	90-95	2-4 meses						
En ristras	0 / +1	85	1-7 días	38		2,11	1,31	127	
Campes, Ahumad	0	85	1-3 sem	50	-3,9	2,51	1,46	167	
Medias	0	85	1-3 sem	56	-1,7	2,71	1,54	187	
Estilo Polaco	0	85	1-3 sem	54		2,64	1,51	180	
Carne (Lanar)									
Fresca promedio	0 / +1	85-90	5-12 días	60 a 70	-2,2	2,8 a 3,2	1,6 a 1,7	200 a 233	
Selecto, Magro 67%	0	85	5-12 días	61	1,9	2,88	1,60	203	
Pierna, Selecta Magra 83%	0	85	5-12 días	65		3,01	1,65	217	
Congelada	-23 / -18	90-95	8-12 meses						
Carne (Aves)									
Aves frescas promedio	-2 / 0	95-100	1-4 sem	74	-2,8	3,31	1,76	247	
Pollo	-2 / 0	95-100	1-4 sem	74	-2,8	3,31	1,76	247	
Pavo	-2 / 0	95-100	1-4 sem	64	-2,8	2,98	1,64	213	
Pato	0	95-100	1 sem	69	-2,8	3,15	1,70	230	
Aves congeladas	-23 / -18	90-95	12 meses						
Carne (Varios)									
Conejos frescos	0 / +1	90-95	1-5 días	68	-2,7	3,11	1,69	227	
Productos lácteos									
Fresca	0	75-85	1 mes	16	-20 a -0,6	1,37	1,04	53	
Congelada	-23	70-85	12 meses						
Almacén, L. Durac	0 / +1	65	12 meses	37	-13	2,07	1,30	123	
Almacén, C. Durac	4,4	65	6 meses	37	-13	2,07	1,30	123	
Procesado	4,4	65	12 meses	39	-7,2	2,14	1,32	130	
Rallado	4,4	65	12 meses	31		1,87	1,22	103	
Helado, 10% grasa	-29 / -26		3-23 meses	63	-5,6	2,95	1,63	210	

Tabla 11.8 Características de los alimentos

