



**Universidad
Zaragoza**



**Escuela de
Ingeniería y Arquitectura
Universidad Zaragoza**

ESTUDIO Y MODELO TÉRMICO DE LA REFRIGERACIÓN DE MICROPROCESADORES

PROYECTO FIN DE CARRERA

CURSO ACADÉMICO 2011-2012

Autor: Ángel Bernad Casalé

Director: José María Marín Herrero

Codirector: Darío Suarez Gracia

Titulación: Ingeniería Industrial

Mención: Energía y Tecnología de Calor y Fluidos

EINA. Escuela de Ingeniería y Arquitectura

RESUMEN

ESTUDIO Y MODELO TÉRMICO DE LA REFRIGERACIÓN DE
MICROPROCESADORES.

Hoy en día la informática y la electrónica juegan un papel indispensable en nuestra vida diaria. Los sistemas electrónicos están cada vez más presentes en todo lo que nos rodea, y por ello, cada día más, estos elementos se intentan mejorar. El tamaño, la eficiencia, la potencia y el calentamiento de los sistemas son sólo algunos de los aspectos que a lo largo de los años han ido aumentando y mejorando considerablemente. Sólo tenemos que pensar en el tamaño de los primeros ordenadores y en la disminución progresiva de los mismos a lo largo últimos años. Cada vez los procesadores son de menor tamaño, mientras que su consumo no es que decrezca, sino que se mantiene o incluso aumenta. En un término más técnico, aumenta más el flujo de calor que hay que disipar por unidad de área. Por ello, resulta más difícil y más caro refrigerar los componentes electrónicos. Además las casas de procesadores más importantes como Intel están centrando sus esfuerzos en la refrigeración y en intentar predecir con exactitud cómo se va a comportar su sistema de refrigeración ante el calentamiento de los componentes electrónicos.

Para ser capaces de realizar un estudio térmico del procesador, así como su posterior modelo, es necesario conocer la potencia que disipa el procesador, la temperatura de trabajo que llega a alcanzar cuando esta operativo, la forma de refrigeración empleada, los materiales que lo constituyen, etc.

Lo que pretende este Proyecto Fin de Carrera es establecer un modelo térmico que intente predecir las temperaturas que alcanzarán tanto el procesador Intel Pentium IV como sus elementos de disipación de calor (disipador y radiador), así como la potencia disipada por el mismo. Al mismo tiempo se hará una comparativa de cómo afectan térmicamente la ejecución de distintos programas informáticos.

Para ello disponemos de una plataforma de medida en la que mediante diversos termopares colocados en diferentes posiciones del sistema de refrigeración, somos capaces de medir la temperatura alcanzada mientras se está ejecutando algún programa informático. Al mismo tiempo, una sonda amperimétrica instalada en la plataforma mide la potencia consumida por el microprocesador en cada instante. Los valores reales de temperaturas serán comparados con los obtenidos en nuestro modelo térmico desarrollado a partir del Método de Diferencias Finitas (MDF) y la Teoría Fundamental de Calor y Fluidos.

Además se intentará aprovechar este trabajo para un aspecto académico; la realización de una práctica de laboratorio conjunta entre alumnos de Ingeniería Informática e Industrial en la que se observe la relación existente entre aspectos informáticos y aspectos térmicos.

Para finalizar y con la intención de poder mostrar otras formas de refrigeración electrónica no tan usuales como a las que estamos acostumbrados, se ha estudiado la posibilidad de sumergir los componentes de un ordenador en un aceite térmico especial y estudiar si este aceite será capaz de evacuar por sí mismo el calor producido o si por el contrario necesitara de otros elementos de refrigeración.

TABLA DE CONTENIDOS

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 TRABAJOS PREVIOS	1
1.2 OBJETIVOS	2
1.3 TRABAJO REALIZADO	3
2. PARTE I. REFRIGERACIÓN POR AIRE	4
2.1 DESCRIPCIÓN DEL CONJUNTO PROCESADOR-VENTILADOR-RADIADOR	4
2.2 PLATAFORMA DE MEDIDA.	5
2.2.1 Medida de energía	5
2.2.2 Medida de la temperatura en la plataforma	7
2.2.3 Mejoras realizadas en la plataforma	7
2.3 MODELO TÉRMICO	9
2.3.1 Cálculo del coeficiente de convección h	10
2.3.2 Cálculo del flujo de aire del ventilador	10
2.3.3 Ecuaciones para el modelo térmico	12
2.3.4 Conclusión modelo	17
2.4 METODOLOGÍA	19
2.5 RESULTADOS OBTENIDOS	20
2.5.1 Programas ejecutados	20
2.5.2 Consumo en procesadores y relación con la temperatura.	21
2.5.3 Relación entre temperaturas experimentales y del modelo.	24
2.6 RESUMEN Y CONCLUSIONES	26
3. PARTE II. REFRIGERACIÓN POR ACEITE	27
3.1 DESCRIPCIÓN DEL CONJUNTO PROCESADOR-FLUIDO	27
3.2 PERFIL ENERGÉTICO DE UN COMPUTADOR EMBEBIDO	27
3.3 DISEÑO DEL CONTENEDOR PARA EL COMPUTADOR: "LA PECERA"	30
3.3.1 Dimensionamiento	30
3.3.2 Elección del fluido	32
3.3.3 Futura instrumentación.	32
3.4 CÁLCULOS TÉRMICOS PREVIOS	33
3.4.1 Cálculos para el tipo de convección	33
4. CONCLUSIONES	36
5. BIBLIOGRAFIA	38

A. MODELO TÉRMICO	39
A.1 CÁLCULO DEL FLUJO DE AIRE DEL VENTILADOR.	39
A.2 PROGRAMAS EES PARA DETERMINACIÓN DEL MODELO.	45
B. RESULTADOS Y GRÁFICAS.....	50
B.1 POV-Ray 00	51
B.2 POV-Ray 02	52
B.3 POV-Ray 03.....	53
B.4 POV-Ray 03 ICC	54
B.5 POV-Ray 03 PROF.....	55
B.6 CALCULIX	56
B.7 LBM	57
B.8 CONCLUSIONES DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS	58

1. INTRODUCCIÓN

1.1 TRABAJOS PREVIOS.

Si pensamos en el tamaño de los primeros ordenador y en la disminución progresiva de los mismos a lo largo de los últimos 30 años nos damos cuenta de la evolución llevada a cabo. En el artículo del 2011 de Borkar "*The future of microprocessors*" [1], se hace una descripción de la evolución de dichos elementos en los últimos 30 años. Cada vez los procesadores son de menor tamaño, mientras que su consumo no es que decrezca, sino que se mantiene o incluso aumenta. En un término más técnico, cada vez aumenta más el flujo de calor que hay que disipar por unidad de área. Por ello, cada vez resulta más difícil y más caro refrigerar los componentes electrónicos. Además las casas de procesadores más importantes como Intel cada vez centran más sus esfuerzos en la refrigeración y en intentar predecir con exactitud cómo se va a comportar su sistema de refrigeración ante el calentamiento de los componentes electrónicos. Por ello a lo largo de los últimos años han sido multitud la cantidad de científicos que han publicado multitud de trabajos relacionados con la refrigeración de elementos electrónicos.

Existen gran multitud de trabajos relacionados con este tema. A continuación citaremos algunos relevantes para la elaboración de este PFC.

Mesa-Martinez et al. [15] propone una plataforma para estudiar el consumo energético y la temperatura de cada zona del procesador. La plataforma toma una imagen térmica con una cámara de infrarrojos.

Zhipeng Duan y Y. S. Muzychka [9]. Experimental Investigation of Heat Transfer in Impingement Air Cooled Plate Fin Heat Sinks. Elaboran un *modelo térmico de un caso concreto de refrigeración de procesadores.*

Además, en la propia Universidad de Zaragoza existen varios Proyectos Fin de Carrera que han abierto el camino al estudio de la refrigeración de ordenadores:

A proposal to introduce power and energy notions in computer architecture laboratories [2], PFC de Alicia Asín. Evalúa el consumo en procesadores de altas prestaciones proponiendo un sistema de bajo coste para la medición de la energía en la docencia.

Determinación del consumo en procesadores de altas prestaciones y caracterización energética de programas compilados [3], PFC de Octavio Benedí, nos caracteriza SPEC CPU 2006 desde el punto de vista del consumo y nos explica una plataforma precisa de medición de consumo.

Aspectos térmicos de la ejecución de programas: estudio experimental sobre un Pentium IV [4], es el PFC de Sergio Gutiérrez Verde, diseña una plataforma de medida en la que se toma tanto la temperatura del sensor del procesador, como la del sistema externo autónomo.

Este Proyecto Fin de Carrera toma como base estos documentos e intenta mejorar los modelos térmicos llevados a cabo con anterioridad, además de abordar nuevas formas de refrigeración de microprocesadores.

1.2 OBJETIVOS

A lo largo de estos últimos años han sido varios los compañeros que han basado su PFC en el estudio térmico de microprocesadores. Como se ha mencionado, los Proyectos Final de Carrera de *Alicia Asín [2]*, *Octavio Benedí [3]* y *Sergio Gutiérrez [4]*, se han basado en este tema. La mayor parte de dichos proyectos han centrado sus estudios en los aspectos informáticos y en la instalación y montaje de plataformas de medidas para analizar este fenómeno. Además se han llevado a cabo distintos programas informáticos útiles para ello. El aspecto térmico y de disipación de calor ha quedado hasta ahora en un segundo plano.

Es cierto que en proyectos precedentes se ha intentado tratar por encima la parte térmica del problema de evacuación de calor pero el carácter informático de los estudios ha permitido la aparición de errores o incoherencias que este PFC tratará de explicar.

En primer lugar se han estudiado las medidas y los resultados anteriores para evaluar los posibles fallos y posteriormente intentar subsanarlos. Posteriormente se ha llevado a cabo una mejora de instrumentación de la plataforma de medida así como una revisión previa de la instrumentación ya instalada. Esta mejora ha permitido la elaboración de un modelo térmico del disipador de calor mucho más complejo que los anteriores a la vez que más efectivo. Este modelo intenta predecir las temperaturas que alcanzarán distintas partes del disipador a la vez que relaciona aspectos térmicos con aspectos eléctricos del sistema en cuestión.

Además y, debido al carácter informático del proyectos, se ha necesitado aprender nociones de programación, de adquisición de datos y de trabajo con sockets. Los lenguajes informáticos que se han usado han sido C, python, además de shell script y entornos GNUPLOT.

También y para que sirva como base para futuros proyectos finales de carrera se ha dejado dimensionada e instalada una nueva plataforma de medida en la que los elementos electrónicos que disipan calor van a intentar ser refrigerados sumergiéndose en un aceite térmico especial comprado para la ocasión.

1.3 TRABAJO REALIZADO

- Estudio bibliográfico del problema de la evacuación de calor en dispositivos electrónicos así como de los estudios y medidas realizadas con anterioridad en la plataforma. Solución de errores anteriores.
- Estudio de la plataforma previa de medida de consumo, especialmente en sus características de uso y resultados que nos aporta. Se ha aprendido a tratar los datos proporcionados por la plataforma.
- Estudio de la instrumentación previa. Mejora y ampliación de la misma para la elaboración de un modelo térmico.
- Familiarización con lenguajes de programación usados en programas informáticos y con los sistemas operativos de la plataforma.
- Familiarización y manejo de los programas informáticos que, con las medidas de voltaje, intensidad, temperatura y tiempo, proporcione una salida única que sirva para observar los cambios térmicos que se producen en el sistema.
- Realización de un modelo teórico de la transferencia de calor desde su generación en el microprocesador hasta su disipación al exterior mediante el sistema de evacuación de calor. En él se han tenido en cuenta tanto las medidas experimentales realizadas como leyes y correlaciones basadas en la Teoría de Calor.
- Comparativa de medidas experimentales con las obtenidas con el modelo térmico desarrollado.
- Búsqueda de productos para mejora de la instalación así como relación con nuevos proveedores en la compra de elementos.
- Análisis, tratamiento y estudio de todos los datos obtenidos de las pruebas, comparándolo con el modelo teórico, obteniendo las conclusiones y las valoraciones del proyecto.
- Estudio, dimensionamiento y desarrollo de nueva plataforma de medida para estudiar nuevos sistemas de refrigeración pasiva.

2. PARTE I. REFRIGERACIÓN POR AIRE

2.1 DESCRIPCIÓN DEL CONJUNTO PROCESADOR-VENTILADOR-RADIADOR

Un sistema de refrigeración activa por aire consta principalmente de un ventilador y un disipador. Estos elementos son necesarios para evacuar el calor generado por el microprocesador. En este caso se tratará del disipador *Thermaltake A1715 P4 SPARK7 Xaser edition* [5] que evacuará el calor del procesador Intel Pentium IV [6]. A continuación observamos el sistema a estudiar:

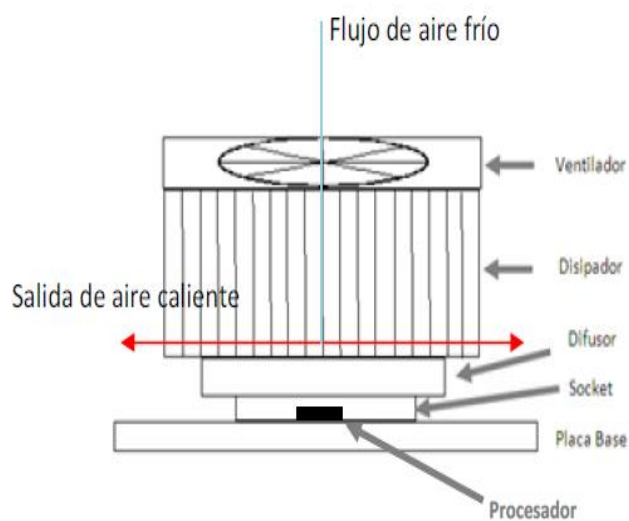


Figura 2.1 Esquema del sistema de disipación.



Figura 2.2 Vista del disipador .

El microprocesador, de 1.46 cm^2 de área se encuentra incrustado en la placa madre y a su vez alojado en el empaquetamiento o socket. Dada la gran producción de potencia en el procesador, su pequeña superficie le impide desalojar por sí mismo todo su calor generado, por lo que necesita de un paquete externo de evacuación de calor. Según [6], la Thermal Power Design (TDP) del procesador Intel Pentium IV es de 68.4 W. Esta potencia será la máxima que será capaz de evacuar el sistema de evacuación de calor. Éste constará de un difusor o base que ira pegado al empaquetamiento del procesador [7]. Para una mayor disipación de calor se propicia un aumento de la superficie de contacto con el aire mediante una serie de aletas . Esto explica la ecuación de intercambio de calor por convección en la que:

$$Q = h * A * (T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}})$$

En una situación convectiva en la que se transmite el calor generado a un fluido, cuanto mayor es el área de contacto, mayor es el calor transmitido, de ahí la utilización de aletas. El encargado de cuantificar la influencia de las propiedades del fluido, de la superficie y del flujo cuando se produce transferencia de calor por convección es el coeficiente de convección de calor $h \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} \right)$.

Tanto las aletas como el difusor son de cobre, un material de alta conductividad, necesario para una mejor evacuación de calor. Además, un ventilador inyecta un flujo de aire

externo perpendicular, que refrigera la zona aleteada y que estudiaremos con especial atención más adelante dada la importancia que tiene en el sistema.

2.2 PLATAFORMA DE MEDIDA.

La plataforma desde la que parte este PFC es la desarrollada con anterioridad en el proyecto fin de carrera "*Determinación del consumo en procesadores de altas prestaciones y caracterización energética de programas compilados*" [3]. Dicha plataforma también fue la base del PFC *Aspectos térmicos de la ejecución de programas: estudio experimental sobre un Pentium IV* [4]. Estos dos precedentes hacían un mayor hincapié en los aspectos informáticos de la plataforma mientras que en éste se pretende hacer un estudio más pormenorizado de los aspectos térmicos y mecánicos de la plataforma y en concreto de su sistema de evacuación de calor.

2.2.1 Medida de energía.

La plataforma de medida consiste en dos sistemas, uno a monitorizar y otro que recoge las muestras de potencia y de temperatura. El sistema a monitorizar usa un sistema GNU/LINUX con un kernel 2.6.25 en el cual todos los módulos no requeridos y servicios (XWindows, la impresión, USB...) han sido suprimidos para reducir al mínimo la energía consumida por las tareas del sistema operativo. El procesador y la placa madre son 2.8 Intel Ghz el Pentium 4 Northwood y un ASUS P4 P8000, respectivamente. Esta placa madre usa una línea de conducción eléctrica entre la fuente de alimentación y el regulador de voltaje del procesador.

Estas medidas se toman con un amplificador Tektronix TCP-300 con la sonda de corriente Tektronix TCP-312 [8] para medir la corriente y un sistema monitor con una tarjeta de adquisición de datos para monitorizar la tensión y la corriente. El consumo del procesador será el producto de la intensidad tomada por la sonda TCP-312 y el voltaje del VRM. El VRM o Módulo regulador de voltaje es un dispositivo electrónico que suministra al microprocesador el voltaje apropiado, en este caso 1.6 V. La salida de la sonda de intensidad y el voltaje quedan registrados en una tarjeta de adquisición de datos en el segundo sistema. El periodo y la frecuencia de muestreo de la intensidad y voltaje son programables y será explicado más adelante en este texto.

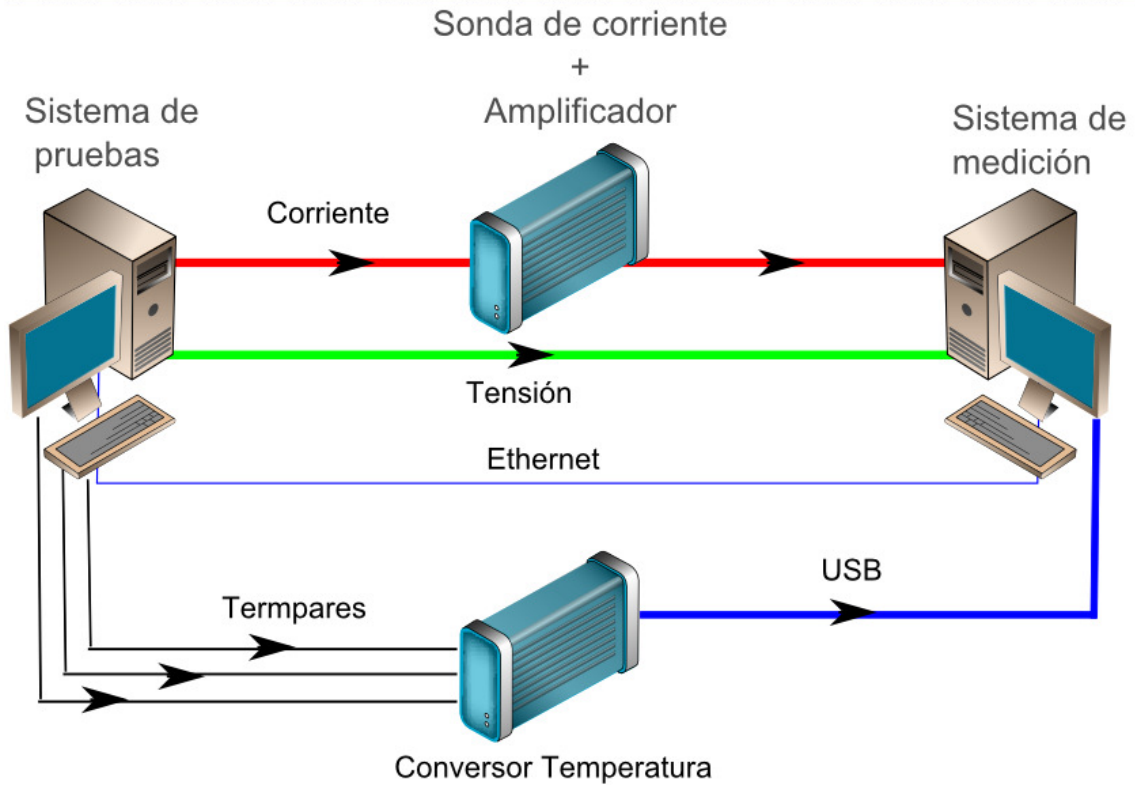


Figura 2.3 Esquema de plataforma de medidas.

A continuación observamos la plataforma real. El equipo de la derecha es el que recoge todas las mediciones que se realizan en el equipo de la izquierda.

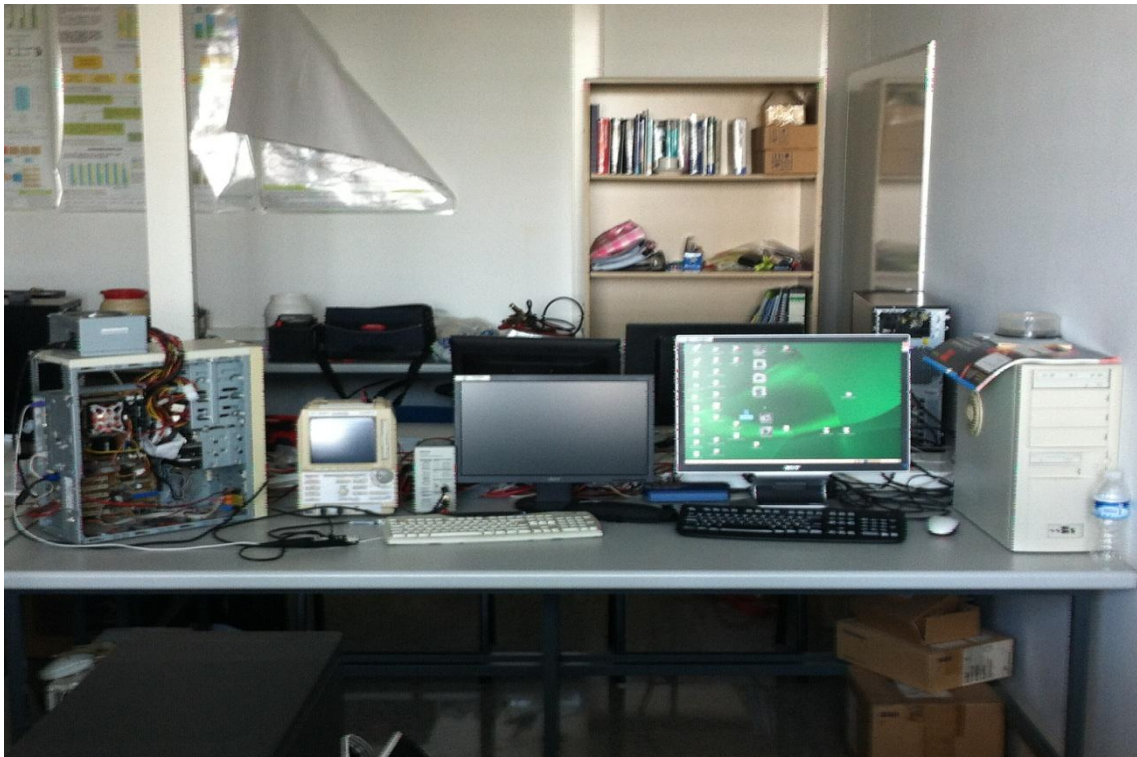


Figura 2.4 Fotografía de plataforma de medidas.

2.2.2 Medida de la temperatura en la plataforma

Por otro lado las medidas externas de temperatura se toman con termopares, cada uno midiendo una parte del procesador y del sistema de refrigeración, y se transmiten a un conversor, que procesa cada señal y la envía al ordenador de medición mediante USB.

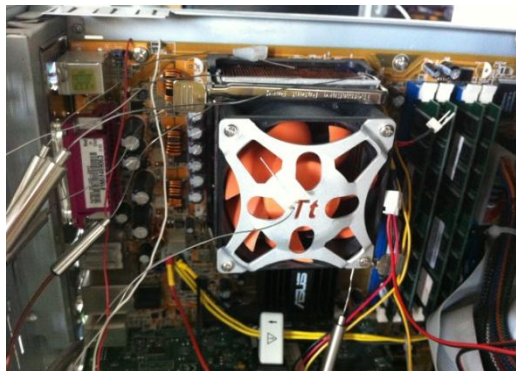


Figura 2.5 Termopares de medida.



Figura 2.6 Conversor de Temperatura

Todo el hardware también se ha mantenido, para que las mediciones que realicemos de temperatura se puedan relacionar con las de consumo. El sistema operativo en el equipo de pruebas es un sistema GNU Linux, concretamente la distribución Ubuntu server 7.10. El equipo de medición cuenta con un sistema operativo Open Suse 10.3.

El proceso de medida de temperatura así como los instrumentos usados queda bien explicado en el PFC "*Aspectos térmicos de la ejecución de programas: estudio experimental sobre un Pentium IV*" [4] por lo que no quedan fuera del alcance de este proyecto.

2.2.3 Mejoras realizadas en la plataforma

Como se ha mencionado con anterioridad el marcado carácter informático de los estudios precedentes ha impedido llevar a cabo un estudio más exhaustivo de los aspectos térmicos de la disipación de calor. En dichos resultados se observaban anomalías e irregularidades en las medidas y por ello se ha querido ahondar más en el tema. Con una mirada rápida a los resultados obtenidos en estudios precedentes se observó una clara irregularidad: la temperatura del aire en el flujo de salida era mayor que la temperatura tomada en una de las aletas de evacuación. Este hecho era irracional puesto que un flujo de aire que refrigera es ilógico que tenga una mayor temperatura que el propio sistema al que refrigera. Estudiando la colocación de los elementos constituyentes del sistema de pruebas observamos que la fuente de alimentación se hallaba muy cercana al termopar de medida de temperatura de salida. Dicha fuente también posee su ventilador de evacuación de calor y al expulsar aire podía falsear las medidas del flujo de salida. Por ello se optó por extraer la fuente de alimentación y colocarla fuera de la torre, donde no pudiera afectar a los termopares. Además se repasó la colocación de los termopares y se recolocó el termopar que mide la temperatura del aire puesto que parecía que podía rozar con una de las aletas. Mediante un sencillo mecanismo, el termopar se colocaba encima de una pequeña plataforma de plástico con el objeto de impedir el más mínimo roce con ninguna aleta.

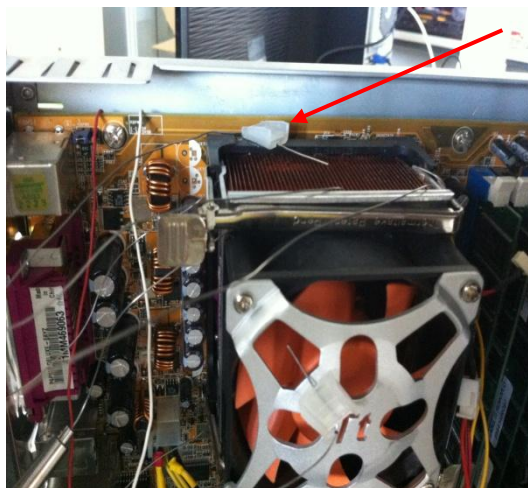
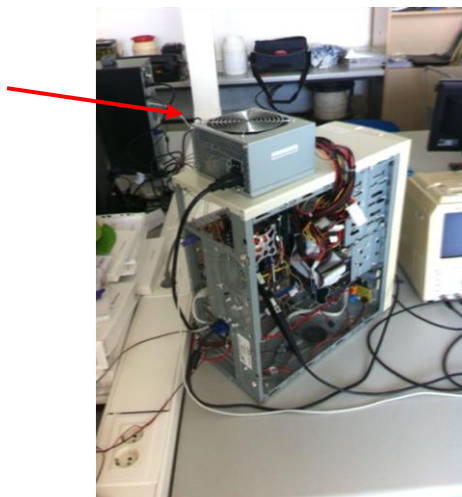


Figura 2.7 Fuente de alimentación en exterior. Figura 2.8 Mecanismo para evitar roce con aletas

En ese primer momento se comenzó a realizar una primera batida de medidas de prueba para ver si los cambios realizados habían surtido efecto. Ese problema se había solucionado pero a la vez surgía otro. En medidas de larga duración el procesador se dormía y bajaba al mínimo su consumo. El problema era que el procesador alcanzaba una temperatura tan alta que su propio sistema de alarma le indicaba que se apagara para que no se quemara. Se estaba produciendo el fenómeno del agotamiento térmico. El sistema disipador de calor no era capaz de evacuar con solvencia todo el calor producido por el microprocesador. Fueron dos las medidas que se adoptaron al respecto:

- Aumento al máximo de la velocidad del ventilador.
- Volver a pegar con pasta térmica de nuevo el disipador al microprocesador para mejorar el contacto y la conductividad. Para este cometido se realizó un estudio de los productos del mercado que podían ser útiles.

Una vez solucionados los problemas del agotamiento térmico y con vistas a realizar el futuro modelo se decidió la implantación de dos nuevos termopares en la plataforma ya que el conversor lo permitía. Los anteriores estudios habían sido acometidos con 6 termopares con lo que ahora se aumentarían a 8. Los termopares fueron instalados en los siguientes lugares:

- Esquina de la base del difusor, lo más alejado posible del centro de la base donde se encuentra el procesador. Se colocó de esta manera para ser capaces de entender como se distribuía el calor a lo largo de la base del difusor.
- Entrada al ventilador. La plataforma ya tenía un termopar colocado a la salida del ventilador y con la colocación de este nuevo termopar se quería estudiar si la temperatura del aire que atraviesa el ventilador se veía alterada por dicho mecanismo.

Por tanto los termopares colocados en la plataforma son los siguientes:

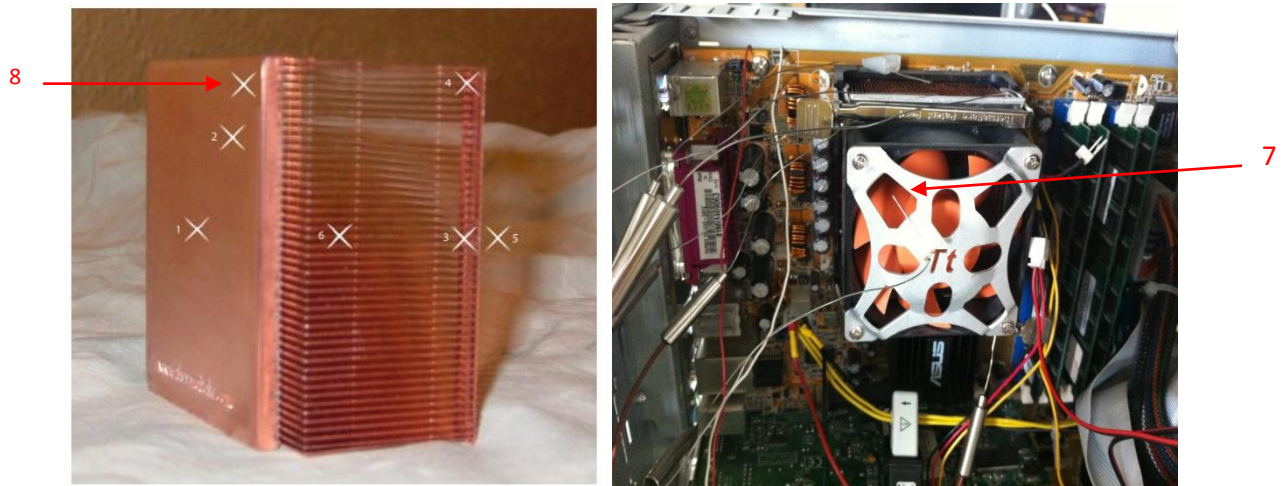


Figura 2.9 Fotografías de la colocación de los termopares en la plataforma.

T1: Centro del difusor T2: Zona media difusor T3: Aleta central T4: Aleta del extremo
T5: Entrada al ventilador T6: Salida de aire T7: Extremo difusor T8: Entrada al ventilador
T7 y T8 en rojo son los termopares que hemos colocado para este PFC.

2.3 MODELO TÉRMICO

Uno de los principales objetivos de este PFC era la realización de un modelo térmico del sistema que nos ocupa.

En primer lugar se quiere establecer una relación entre la potencia generada en el procesador y la temperatura alcanzada en diferentes partes del disipador. Se partirá de la base de que todo el calor generado por el procesador va a ser evacuado por el sistema. Este modelo predecirá las temperaturas que alcanzarán las diferentes zonas del procesador e intentará explicar cómo se distribuye el calor a través del disipador.

Además, este modelo nos servirá para calcular la resistencia térmica de este modelo de disipador, el A1715 P4 SPARK7 Xaser edition, con el objeto de poder compararlas con otras geometrías existentes en el mercado y con la dada por el fabricante.

Como se ha explicado con anterioridad la velocidad del aire del ventilador es de gran importancia para que se lleve a cabo con idoneidad la evacuación. Con este modelo vamos a evaluar dicha importancia y se va a relacionar la velocidad del aire con las temperaturas alcanzadas.

El microprocesador necesita de un sistema externo para poder evacuar todo el calor generado al aire exterior. Este sistema externo ya se ha visto con anterioridad y consta básicamente de tres elementos principales: una base o difusor de cobre (spreader); una superficie aleteada y un ventilador externo que proporciona un flujo de aire para refrigerar el sistema. En el momento en que un sistema quiere ceder el calor al fluido que lo contiene, se produce el mecanismo de convección de calor. Por tanto, el primer aspecto a considerar en la elaboración de nuestro modelo térmico es el cálculo del coeficiente de convección h .

2.3.1 Cálculo del coeficiente de convección h .

Dada la dificultad que entrañaba el cálculo por nuestra parte del coeficiente de convección, se decidió hacer una búsqueda bibliográfica para encontrar en algún estudio precedente la existencia de algún caso parecido al nuestro. Se encontró el siguiente documento: *Experimental Investigation of Heat Transfer in Impingement Air Cooled Plate Fin Heat Links* [9] que hacía un estudio de la transferencia de calor en un caso muy parecido al nuestro. En este documento además de establecer un modo de cálculo para las resistencias térmicas de los elementos del disipador, se proporcionaba una correlación para el cálculo del coeficiente de convección h . Las expresiones que nos sirvieron para determinar el coeficiente de convección h fueron:

$$Nu = \frac{0.49}{\sqrt{L^*}} \quad L^* = \frac{\frac{L}{2}}{Dh * Re * Pr}$$

siendo:

L = Longitud de los conductos entre aletas

D_h = Diámetro hidráulico de los canales

Re = N° de Reynolds

Pr = N° de Prandtl

Se tomaron los valores de viscosidad y densidad del fluido a temperatura ambiente. Y además como se ha explicado anteriormente la velocidad del aire en todas las medidas era la máxima proporcionada por el ventilador. Conociendo el número de Nusselt ya podíamos conocer el coeficiente de convección, que adquiriría un valor de:

$$h = 21.86 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

2.3.2 Cálculo del flujo de aire del ventilador.

Uno de los aspectos más importantes en este Proyecto Fin de Carrera y en el que se ha querido hacer un especial hincapié es la determinación del flujo de aire suministrado por el ventilador. Este flujo de aire es el encargado de refrigerar la superficie aleteada en la medida de lo posible, y además, este cálculo adquiere gran importancia ya que se estima que el ventilador es el encargado de evacuar una quinta parte del calor que se debe disipar para el correcto funcionamiento del equipo. Como se ha explicado en apartados anteriores la forma en que está colocado el ventilador es importante para el cálculo del coeficiente de convección h . Nuestro ventilador impulsa el aire perpendicularmente a la superficie aleteada como indica la siguiente figura:

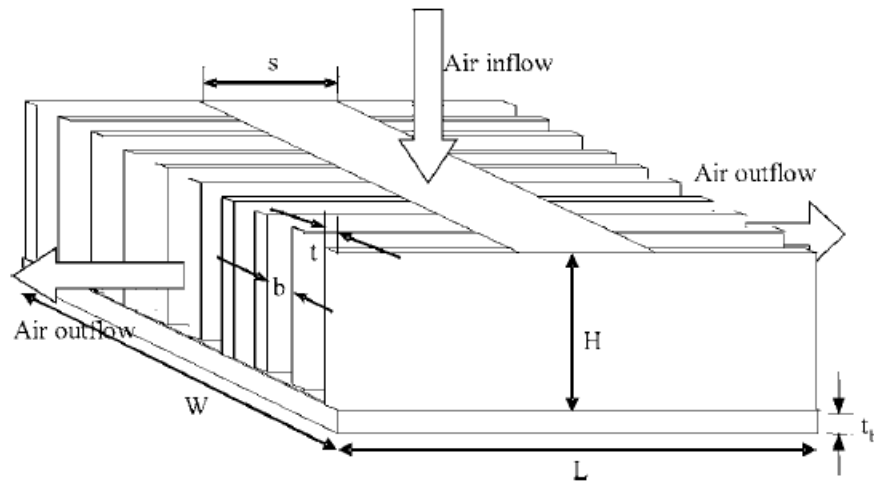


Figura 2.10 Esquema del radiador del equipo de evacuación de calor.

Según sea el tamaño del ventilador y el tamaño de la superficie aleteada, la distancia de entrada de flujo s será mayor o menor. En nuestro caso el ventilador cubre la totalidad de la superficie aleteada por lo que esa distancia s será prácticamente igual a la longitud de las aletas L . Por lo tanto, el flujo de aire de nuestra plataforma seguirá el siguiente camino:

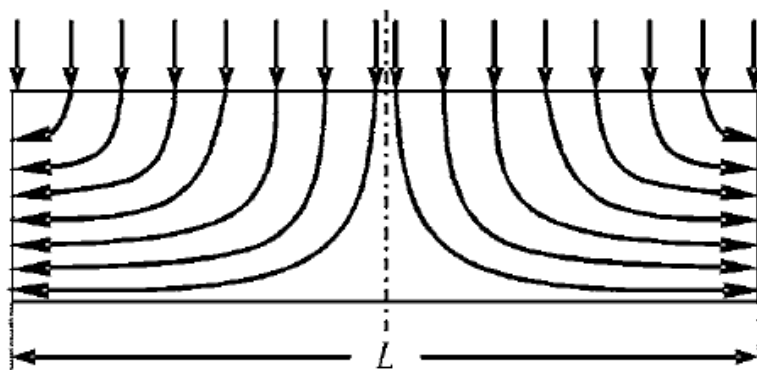


Figura 2.11 Líneas de corriente del flujo de aire.

El flujo de aire suministrado por el ventilador se dividirá para escapar por las dos zonas laterales. A su vez, cada mitad del flujo seguirá por los canales que forman las aletas del disipador. Estos canales son de anchura b como se observa en el dibujo anterior. Además se observa que la longitud de los caminos recorridos por dicho flujo no es la misma, hecho que tendremos en cuenta para cálculos posteriores.

El ventilador que incorpora el sistema de refrigeración de la plataforma es un modelo de la marca *Thermaltake* de 70 mm de diámetro. El fabricante proporciona tan sólo un valor de flujo máximo en sus especificaciones. Si bien se han realizado las mediciones con el ventilador a su máxima potencia, no podemos tomar este valor como válido ya que en el recorrido el flujo de aire encontrará obstáculos que le harán sufrir pérdida de carga. Por ello y, para que el

modelo térmico sea lo más real posible, se ha intentado calcular el flujo que atraviesan los canales formados por las aletas con la mayor exactitud posible.

Para enfrentarnos a este cálculo se han seguido dos posibles modos de operación que se explicarán con mayor exactitud en un anexo posterior. Estos dos formas de operación a la hora de calcular el flujo de aire han sido calculadas y comparadas para ver su similitud.

- **PRIMER MODO**

Medida directa de la velocidad del flujo de aire a la salida de los conductos con un anemómetro de hilo caliente. Se obtuvo un valor de:

$$\text{flujo de aire canal} = 0.53 \text{ m}^3/\text{min} \quad \text{velocidad canal} = 2.577 \text{ m/s}$$

- **SEGUNDO MODO**

Se ha querido calcular el punto de funcionamiento del ventilador mediante la determinación de las curvas características de ventilador y sistema. La curva característica del ventilador la proporciona el fabricante y la del sistema fue calculada por nuestra parte. En el punto de corte de ambas curvas se obtuvo una velocidad de

$$\text{flujo de aire canal} = 0.5 \text{ m}^3/\text{min} \quad \text{velocidad del canal} = 2.431 \text{ m/s}$$

Como se observa son dos medidas similares, por tanto, podemos dar por válido este valor de caudal de aire y de velocidad de dicho flujo para posteriores cálculos del modelo térmico. Estos cálculos están desarrollados en detalle en el anexo correspondiente.

2.3.3 Ecuaciones para el modelo térmico

Una vez calculados el coeficiente de convección h , y la velocidad del aire en los conductos, se estaba en disposición de comenzar a realizar nuestro modelo térmico. Dicho modelo debía ser capaz de predecir las temperaturas que se iban a alcanzar en distintas partes del evacuador de calor y poder compararlas con las temperaturas que se obtenían en los termopares de la plataforma de medida. Para no tratar como un todo el evacuador de calor, nuestro modelo en principio va a desglosar dicho elemento en tres secciones, que a la postre irán unidas gracias a la Teoría fundamental de Calor y Fluidos. Las ecuaciones y las incógnitas de cada sector formarán un sistema de ecuaciones que será resuelto por un programa informático muy usado en ingeniería, *EES, Equation Engineering Solver*. Los elementos en los que dividiremos el modelo serán:

- **Base del difusor:** Superficie que está en contacto directo con el empaquetado del microprocesador y que recibirá todo el calor producido en él.
- **Conjunto de aletas:** Elementos encargados de disipar todo el calor que hay en el difusor.
- **Conductos entre aletas:** Conductos por los que circulará el flujo de aire proporcionado por el ventilador y que sirven para refrigerar las aletas y evacuar el calor.

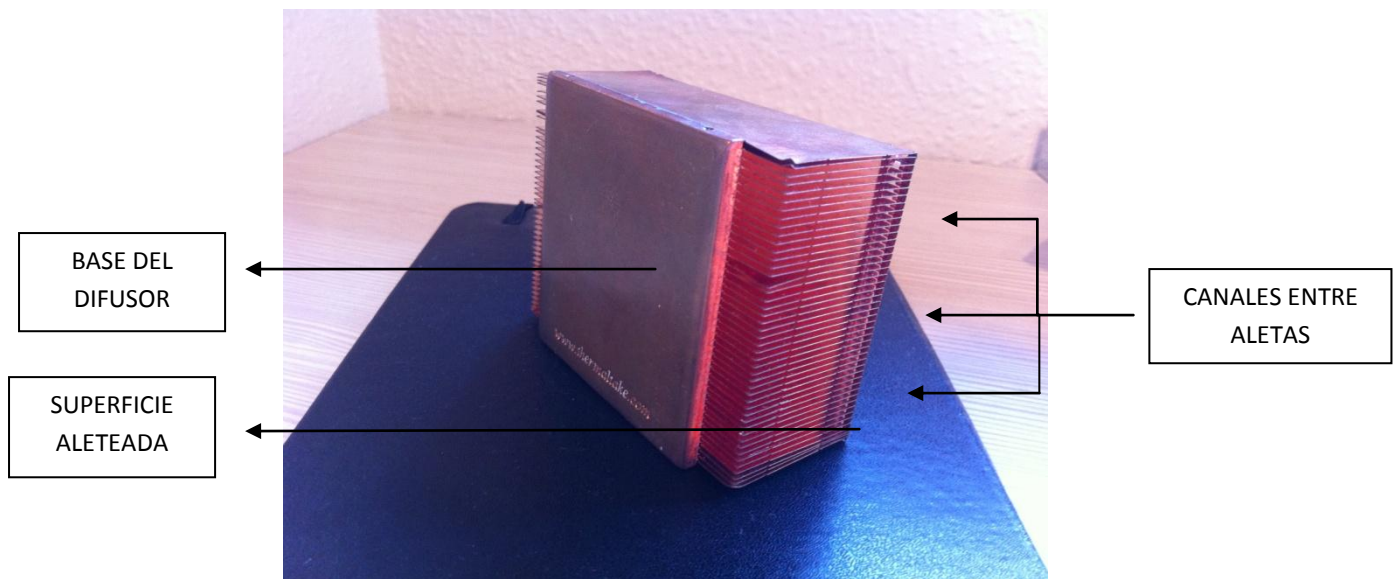


Figura 2.12 Fotografía de zonas del radiador.

➤ DIFUSOR

El spreader o difusor es la parte del evacuador que está en contacto directo con el empaquetado que envuelve el microprocesador. Es el encargado de recibir el calor del microprocesador y difundirlo por todo su volumen para que lo evacuen las aletas. Esta hecho de cobre, material de alta conductividad, es un prisma rectangular y sus dimensiones son 65x60x4 (mm).

La principal novedad que va a incorporar este modelo es la introducción del Método de Diferencias Finitas a la hora de modelar el difusor. En toda la documentación y bibliografía observada no existe ningún modelo en el que se use dicha herramienta. Además, para modelar el difusor vamos a tomar una serie de consideraciones que se explican a continuación:

- Al ser un prisma rectangular usaremos simetrías en ambos ejes
- Se considera que todo el calor producido por el microprocesador será transmitido a las aletas a través del difusor.
- Aunque en realidad es el empaquetado lo que está en contacto con la base del spreader, se obviará dicho elemento, considerando que el calor del procesador atraviesa el empaquetado sin ninguna pérdida.

A la hora de comenzar con el Método de Diferencias Finitas (*a partir de ahora MDF*), se tendrá que dividir el difusor en diferentes recintos. En el interior de cada recinto se situará un punto, llamado nodo, cuya temperatura, que es una medida de la temperatura media de la celda, va a ser el objetivo del cálculo. Dada la simetría del prisma, tan sólo tomaremos un cuarto del difusor para el estudio. Dividiremos el spreader en zonas de dimensiones iguales. Se optó por 25 zonas como observamos en el dibujo:

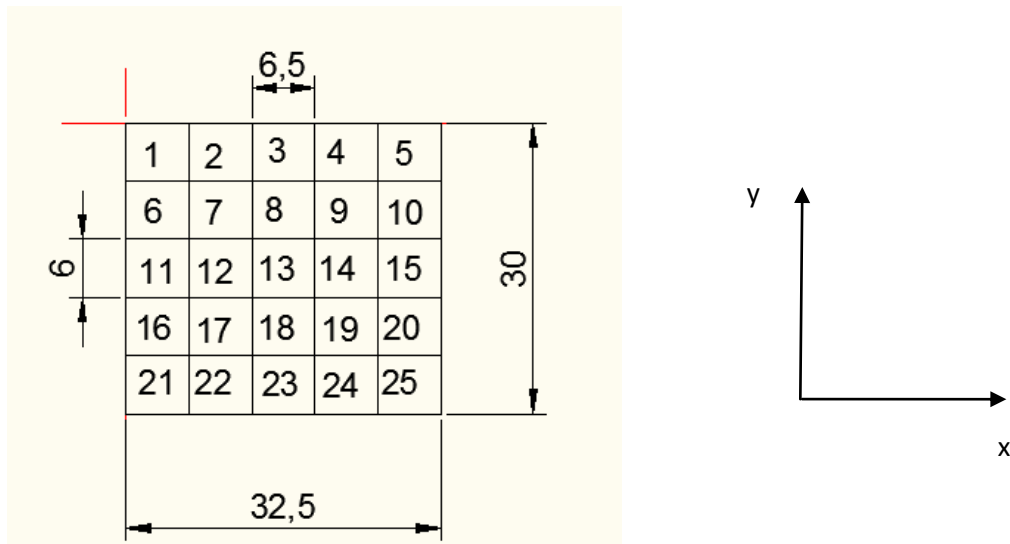


Figura 2.13 Esquema de recintos del MDF.

Las dimensiones de cada celda serán $\Delta x * \Delta y$, en nuestro caso, como observamos en el dibujo **6.5*6 mm**.

La ecuación en diferencias finitas para un nodo puede obtenerse aplicando la ecuación de conservación de la energía a un volumen de control que rodea al nodo. Es conveniente formular el balance de energía asumiendo que todo el flujo de calor converge hacia el nodo en estudio.

Los recintos vecinos se comunicarán el calor por conducción. Cabe destacar que dada las pequeñas dimensiones del microprocesador, el único recinto al que comunicará calor será al nº 1. A partir de ahí, el calor se irá trasladando por todos los recintos. El calor de salida de los recintos será el comunicado a las aletas evacuadoras y al suelo de los conductos.

$$Q_{\text{entrada recinto}} = Q_{\text{salida recinto}}$$

A continuación se expone un ejemplo que servirá como explicación:

Por ejemplo se toma el recinto 2:

$$\lambda * \Delta y * e * \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} + \lambda * \Delta y * e * \frac{T_3 - T_2}{\Delta x} + \lambda * \Delta x * e * \frac{T_7 - T_2}{\Delta y} = Q_{\text{aletas2}} + Q_{\text{convección2}}$$

siendo:

$\Delta x, \Delta y$: dimensiones del recinto

λ : coeficiente de convección del cobre

e : espesor de la base del difusor

$Q_{aletas2}$ = Calor evacuado por las aletas situadas en ese recinto

$Q_{convección2}$ = Calor evacuado por convección en la base de los canales

T_i = Temperaturas de los nodos

El calor que se disipa por convección entre el suelo de los canales y el fluido que lo rodea es:

$$Q_{convección} = \text{Área suelo} * h * (T_{suelo} - T_{fluido})$$

Esta ecuación nos obliga a introducir una temperatura del fluido en cada recinto, por tanto tendremos 25 diferentes temperaturas del aire, una por cada recinto. La temperatura del aire irá en aumento a medida que nos acerquemos a la salida de los conductos ya que el fluido, empujado por la acción del ventilador, se irá calentando al ir refrigerando las aletas evacuadoras.

El Q_{aletas} que también interviene en la ecuación va a ser el calor que será evacuado por las aletas y que se verá a continuación.

➤ SUPERFICIE ALETEADA

Las principales encargadas de evacuar el calor generado por el procesador son las aletas del dispositivo. Estas superficies intercambian el calor entre la superficie sólida (base del difusor) y el fluido que está en contacto con ellas por el mecanismo de convección.

Para el modelo que nos ocupa se usó la ecuación del calor evacuado por una aleta de sección constante con punta adiabática [10]:

$$Q_{aleta} = \sqrt{h * P * \lambda * A_c} * T_{base} * \tanh\left(\sqrt{\frac{h * P}{\lambda * A_c}}\right) * L$$

siendo:

h = Coeficiente de convección (anteriormente calculado).

P = Valor dependiente del espesor y altura de la aleta.

λ = Coeficiente de conducción del material de la aleta (cobre).

A_c = Área de la punta de la aleta.

T_{base} = Temperatura en la base de la aleta. La temperatura de la base de las aletas será la temperatura del recinto del MDF en el que estén ubicadas.

En nuestro dispositivo disponemos de:

- 46 aletas rectangulares
- anchura de las aletas: 0.25 mm
- altura de las aletas: 31.5 mm
- longitud de las aletas: 82 mm

Como observamos en la figura posterior, las aletas del dispositivo están colocadas longitudinalmente a lo largo del eje x, lo que significa que una misma aleta va a pertenecer a diferentes recintos. Para nuestro cálculo, la parte de la aleta situada en un recinto tomará las condiciones de temperatura de ese recinto, es decir, la temperatura de la base de la aleta coincidirá con la del nodo del recinto que este ocupando.

Además, como se observa, en nuestro dispositivo existe una zona en la que la base de las aletas base no está en contacto con el difusor. Supondremos que la temperatura de la base de esas aletas será la de los nodos exteriores más cercanos a ellas. Con todo ello, además de las 25 zonas ya definidas en el MDF, obtendremos 5 zonas de aletas más, con lo cual obtendremos 30 ecuaciones más en nuestro modelo.

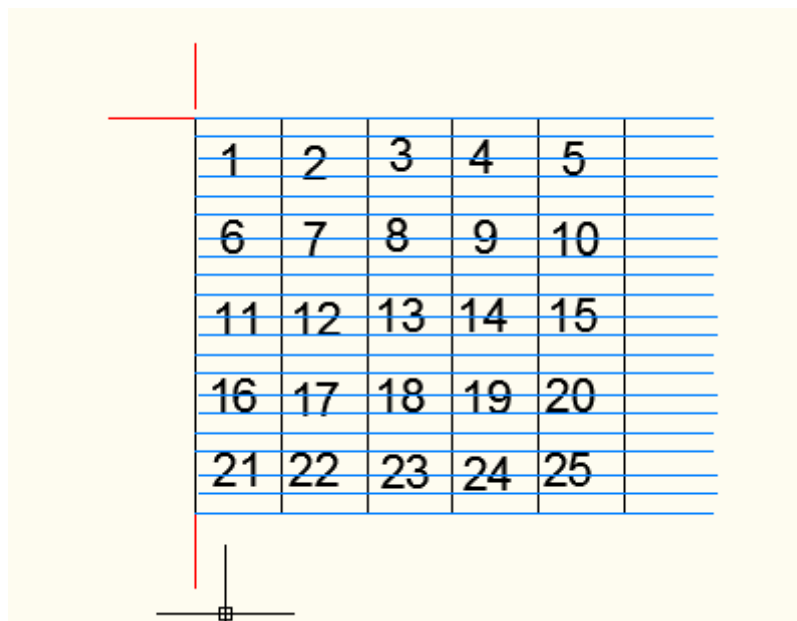


Figura 2.14 Esquema de recintos y aletas en MDF.

Como también se observa en esta figura, el hueco entre las aletas provoca un canal por el que circulará el aire movido por el ventilador. Este aire se irá calentando a medida que vaya hacia el exterior ya que estará absorbiendo calor de las aletas, en definitiva, refrigerándolas. A continuación observamos los pasos a seguir en estos conductos para la realización del modelo.

➤ CONDUCTOS ENTRE ALETAS

Tal y como se ha explicado en un apartado anterior el calor que se disipa por convección entre el suelo de los canales (difusor) y el fluido que lo rodea es:

$$Q_{convección} = \text{Área suelo} * h * (T_{suelo} - T_{fluido})$$

Además de este balance, en el que se obtiene una ecuación por cada recinto del MDF, deberemos realizar otro balance, en este caso un balance de energía en cada canal. El balance es muy sencillo, todo el calor que evacuen las aletas será absorbido por el flujo de aire que pasa por el canal.

$$Q_{aleta} = \rho * v_{canal} * \text{Area}_{canal} * c_p * (T_{salida} - T_{entrada})$$

ρ : densidad del aire

v_{canal} : velocidad del flujo de aire. Calculado apartado anterior. 2.57 m/s

Area_{canal} : Área del canal = Anchura del canal * Altura de las aletas

c_p : Calor específico del aire a T^a ambiente

Dadas las características de nuestro problema, deberemos hacer un balance para cada una de las zonas escogidas en el MDF. A cada zona se ha asignado una temperatura de aire, por tanto la temperatura de entrada y de salida será la temperatura del fluido en dos nodos contiguos. El único problema que se tuvo fue obtener la temperatura de entrada a los nodos situados al principio (1, 6, 11, 16, 21). No se podía considerar que la temperatura de entrada fuera la temperatura ambiente puesto que el paso por el ventilador aumentaría la temperatura del aire. No obstante, habíamos aumentado el número de termopares de la plataforma con este objetivo, observar que la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del ventilador era considerable. Como se ha dicho en la sección 2.2.3 se colocó un nuevo termopar a la entrada del ventilador para observar variaciones de temperatura.

Finalmente, para conseguir los valores de temperatura del aire a la salida de los conductos introdujimos un nuevo balance. Se trata de 5 balances globales, uno por cada fila de recintos del MDF:

$$\sum_i Q_{aleta_i} = \rho * v_{canal} * \text{Area}_{canal} * c_p * (T_{salida} - T_{entrada})$$

En este caso la temperatura de entrada será la que proporcione el termopar instalado a la salida del ventilador, mientras que, la de salida, es la temperatura final del fluido. Por lo tanto, obtendremos 5 diferentes temperaturas de salida del flujo de aire, una por cada fila.

2.3.4 Conclusión modelo

Tras el trabajo de modelar nuestro problema obtuvimos un sistema de 181 ecuaciones con 181 incógnitas que introducimos en el programa EES (Equation Engineering Solver). El programa informático completo se encuentra en un anexo posterior. Consideramos EES el indicado ya que en sus librerías posee toda clase de datos termodinámicos necesarios en

nuestro caso. Para poder comparar más tarde los resultados experimentales con los obtenidos mediante el modelo era necesario identificar que incógnitas de nuestro modelo se correspondían con los termopares de la plataforma. Como se ha explicado con anterioridad, el conversor usado tan sólo tiene capacidad para 8 termopares, por tanto sólo podremos comparar 8 de nuestras incógnitas. Creemos que es suficiente puesto que los termopares están colocados en los lugares más importantes del sistema. Además de los 8 termopares, el dato arrojado por el termopar 5 se toma como dato para nuestro modelo, dada la imposibilidad de calcular la temperatura de entrada a los canales de otra forma.

PLATAFORMA	MODELO (Incógnitas)
Termopar 1 (Tª centro microprocesador)	T_1
Termopar 2 (Tª centro base)	T_{13}
Termopar 3 (Tª Aleta central)	$T_{aleta26}$
Termopar 4 (Tª Aleta extremo)	$T_{aleta30}$
Termopar 5 (Tª Entrada Aire)	Se toma como dato
Termopar 6 (Tª Salida Aire)	$T_{fluido_{salida1}}$
Termopar 7 (Tª Extremo base)	T_{25}
Termopar 8 (Tª Salida Ventilador)	Comprobación

TABLA. Relación entre termopares e incógnitas del modelo térmico.

Este modelo tomará como entradas tan sólo la potencia disipada por el procesador y las dimensiones de nuestro disipador, así como las propiedades del mismo. En el anexo de resultados se hará una comparativa entre las temperaturas de los termopares (experimentales) y las temperaturas obtenidas en nuestro modelo (incógnitas).

Las principales entradas y salidas del modelo son las siguientes:

ENTRADAS	SALIDAS
Coeficiente convección h	Temperaturas en la base del difusor
Velocidad del flujo por canales	Temperaturas del aire a la salida
Potencia disipada por el microprocesador	Temperaturas en las aletas
Termopar 5. Tª entrada aire	Calor evacuado por cada aleta

TABLA. Entradas y salidas del modelo térmico.

2.4 METODOLOGÍA

Como ya se ha mencionado en apartados anteriores, la plataforma de medida consiste en dos sistemas, uno a monitorizar y otro que recoge las muestras de intensidad, voltaje y temperatura. La sonda de medida de intensidad tiene una frecuencia de 20.000 muestras por segundo, mientras que el conversor de temperatura, ahora con 8 termopares, adquiere un dato de cada termopar cada 900 milisegundos. Los datos son almacenados en archivos por separado. Por un lado se almacenan archivos con el voltaje y la intensidad y por otro, un archivo con las 8 temperaturas.

Para poder visualizar todos los datos a la vez, y poder trabajar con ellos, se realizó un script en lenguaje Python que unía todos esos archivos. Se estimó, junto al profesor José María Marín que los cambios térmicos no eran reseñables hasta 0.1 segundos, por lo que el fichero de salida de ese programa tendría como salida una tabla con la intensidad, voltaje, potencia y temperaturas del sistema cada 0.1 segundos. Con este fichero de salida se era capaz de visualizar las magnitudes en el instante que se quería y ver si los valores del modelo que habíamos llevado a cabo coincidían con las medidas experimentales de la plataforma.

Además, para una visualización más gráfica se usó la herramienta de Linux GNUPLOT [11], un programa muy flexible para generar gráficas de funciones y datos. Hubo que familiarizarse con dicha herramienta para poder obtener las gráficas acordes con lo que queríamos visualizar.

Realizadas las medidas y con el tratamiento de datos oportuno, se estaba en disposición de evaluar los resultados obtenidos.

2.5 RESULTADOS OBTENIDOS

2.5.1 Programas ejecutados

El principal objetivo de las pruebas era estudiar las temperaturas que generan algunos programas del SPEC CPU 2006 [12], un conjunto de programas de prueba que se usa con asiduidad en grupos de investigación y en universidades. Estas temperaturas medidas de forma experimental en la plataforma guardarían una relación con el consumo energético de la plataforma. Como el objetivo principal de este PFC era lograr un modelo térmico mucho más fino que los anteriores, a la vez que más exacto, no ejecutamos todos los programas del SPEC CPU 2006, sino sólo los que consideramos más útiles para llevar a cabo el modelo. Ejecutamos los siguientes programas:

POVRAY

POV-RAY (*Persistence of Vision Ray-tracer*) es un programa de raytracing, es decir, un trazador de rayos. Es un programa ampliamente usado en la industria de los videojuegos. Se eligió este programa ya que daba temperaturas muy estables a lo largo del tiempo, un hecho que interesaba. Para nuestro modelo sólo nos interesaba el estacionario y no la parte transitoria, de mucho mayor dificultad. Tenía un consumo medio y resultaba óptimo para nuestro objetivo. Para cerciorarse de que nuestro modelo respondía ante pequeños cambios de potencia disipada, se optó por ejecutar POV-Ray compilado con diferentes niveles de optimización y con diferentes compiladores, lo que producía pequeñas variaciones en las potencias disipadas por el procesador. De este modo observamos que nuestro modelo respondía ante estas pequeñas variaciones.

CALCULIX

CALCULIX es una aplicación para el análisis de elementos finitos. Fue elegido para nuestras pruebas puesto que proporcionaba unas temperaturas constantes y un consumo alto. Además este programa presentaba pequeños picos de consumo que nos servirán para observar la relación entre potencia consumida y temperatura. Dado el mayor consumo que se producía con la ejecución de este programa queríamos asegurarnos de que nuestro modelo respondía ante una mayor potencia disipada por el microprocesador.

LBM

LBM implementa el llamado "Lattice Boltzmann Method" (LBM) para simular los fluidos incompresibles en 3D. Es la parte computacionalmente más importante de un código mayor que se utiliza en el campo de la ciencia de los materiales para simular el comportamiento de los fluidos con superficies libres, en particular la formación y el movimiento de las burbujas de gas en las espumas de metal. El motivo de la elección de este programa fue las temperaturas más o menos estables que proporcionaba y el bajo consumo por parte del procesador al ejecutar LBM. Ejecutando este programa y comparando con lo que nos daría el modelo nos aseguraríamos de que nuestro modelo responde ante un consumo de potencia menor por parte del procesador.

Ejecutamos todos los programas varias veces para ver que no había variabilidad en los resultados. En total se estima un tiempo aproximado de mediciones de 20 horas. A continuación se observan los resultados obtenidos y los aspectos en los que hemos querido hacer un mayor hincapié. Los datos que hemos querido visualizar con la ejecución de estos programas son:

- Comparativa entre las medidas de consumo y las medidas de temperatura obtenidas en el sistema. Trataremos de establecer patrones de comportamiento entre ambas magnitudes.
- Comparativas entre las medidas de temperatura de las medidas experimentales y las obtenidas en nuestro modelo.

2.5.2 Consumo en procesadores y relación con la temperatura.

La potencia instantánea en un tiempo t , consumida por cualquier dispositivo electrónico es el producto de la corriente y el voltaje [13].

$$P(t) = I_{dd}(t) * V_{dd}(t)$$

En tecnologías CMOS, submicrométricas y en una aproximación de primer orden, esta potencia es producida por dos componentes:

- Potencia estática (P_{est}). Este consumo es inherente a la tecnología empleada en la fabricación y se debe a fugas, ya que cuando un transistor esta en circuito abierto continua circulando corriente.
- Potencia dinámica (P_{din}). Es el producido por el cambio de estado en los transistores, tras pasar de corte a saturación o viceversa. (0 - 1, 1- 0).

Sumando ambas componentes tenemos que la potencia total es

$$P_{tot} = P_{est} + P_{din}$$

La potencia estática de un circuito es el producto de la intensidad que atraviesa los transistores por la tensión de alimentación. En la plataforma que nos ocupa, esta potencia ha sido calculada en el PFC de Octavio Benedi [3] y adquiere un valor constante de 15.58 W.

$$P_{est} = I_{est} * V_{dd}$$

La potencia dinámica es proporcional a la probabilidad α de cambio de estado de los transistores, su capacidad (C) ya que se cargan o descargan en cada cambio, el cuadrado de la tensión de alimentación V_{dd} y la frecuencia de reloj del sistema f_{clk} .

$$P_{din} = \alpha * C * V_{dd}^2 * f_{clk}$$

En este caso, ayudándonos del valor de la potencia estática y con los valores de potencia obtenidos en nuestras ejecuciones vamos a evaluar la veracidad de la fórmula anterior con la siguiente gráfica que muestra los valores de α según la fórmula de P_{din} .

A continuación se van a mostrar una serie de gráficas que dejan entrever con claridad la relación entre la potencia consumida y la temperatura alcanzada en el dispositivo para los programas de prueba utilizados. Para evitar alargar la memoria, se exponen a continuación 3 ejemplos, el resto de los mismos se visualizarán en el anexo correspondiente a los resultados .

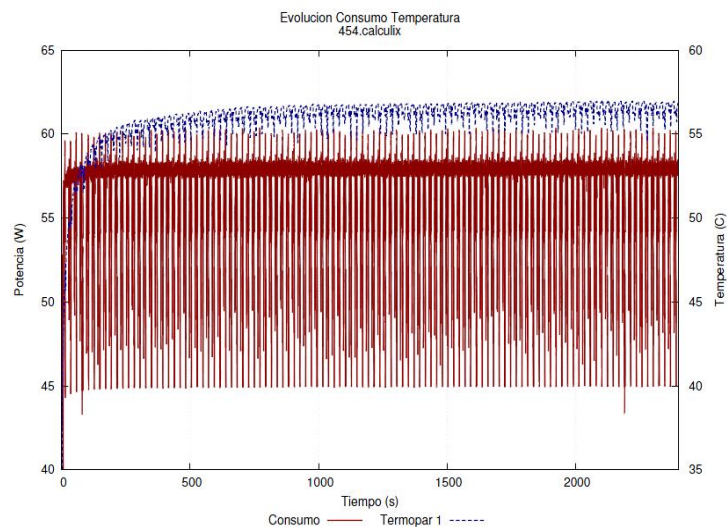


Figura 2.15 Evolución consumo-temperatura en Calculix.

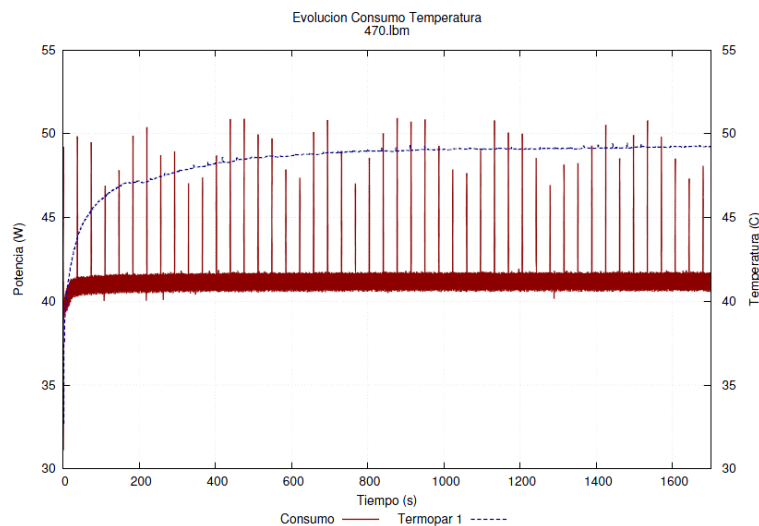


Figura 2.16 Evolución consumo-temperatura en LBM.

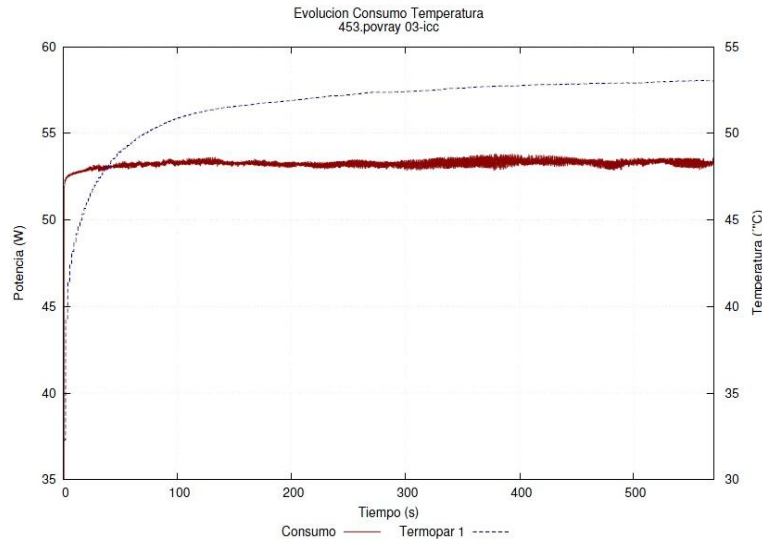


Figura 2.17 Evolución consumo- temperatura en Povray 03-icc.

Como se observa en las gráficas anteriores, existe una relación entre la energía consumida por el microprocesador y la temperatura que alcanza. A mayor potencia disipada, mayor es la temperatura que alcanza. Estas tres gráficas muestran la temperatura alcanzada en el recinto 1 del MDF y la energía consumida por el microprocesador en función del tiempo en los tres programas simulados. La relación potencia- temperatura es clara, pero, se pone de manifiesto de manera más clara en la siguiente gráfica:

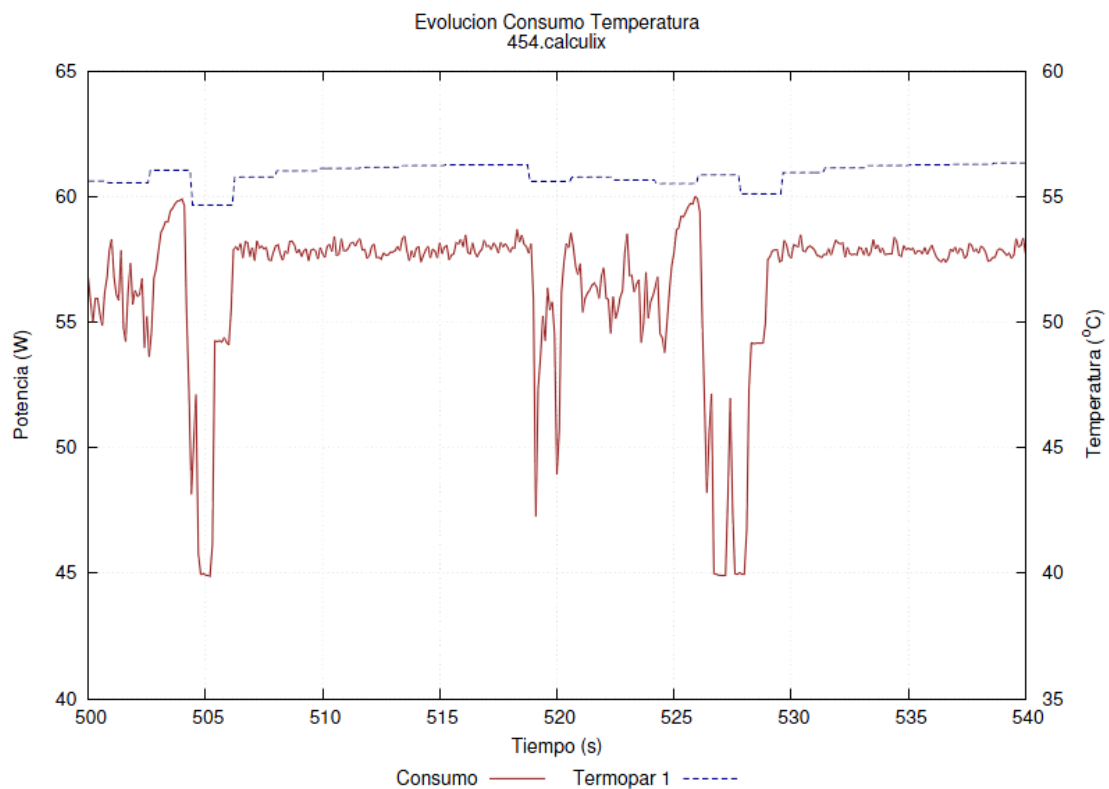


Figura 2.18 Detalle de la relación del consumo y temperatura.

Esta gráfica muestra un detalle de la ejecución del programa Calculix. En ella se observa cómo cada subida o bajada en la potencia consumida da lugar a una consiguiente subida o bajada de la temperatura.

2.5.3 Relación entre temperaturas experimentales y del modelo.

Una vez realizadas las medidas oportunas y con nuestro modelo ya perfeccionado pasamos a visionar los resultados obtenidos y a comparar las medidas experimentales con las obtenidas con nuestro modelo en un caso concreto. Por brevedad mostramos un ejemplo de ejecución, el resto aparecerán en el anexo correspondiente a los resultados.

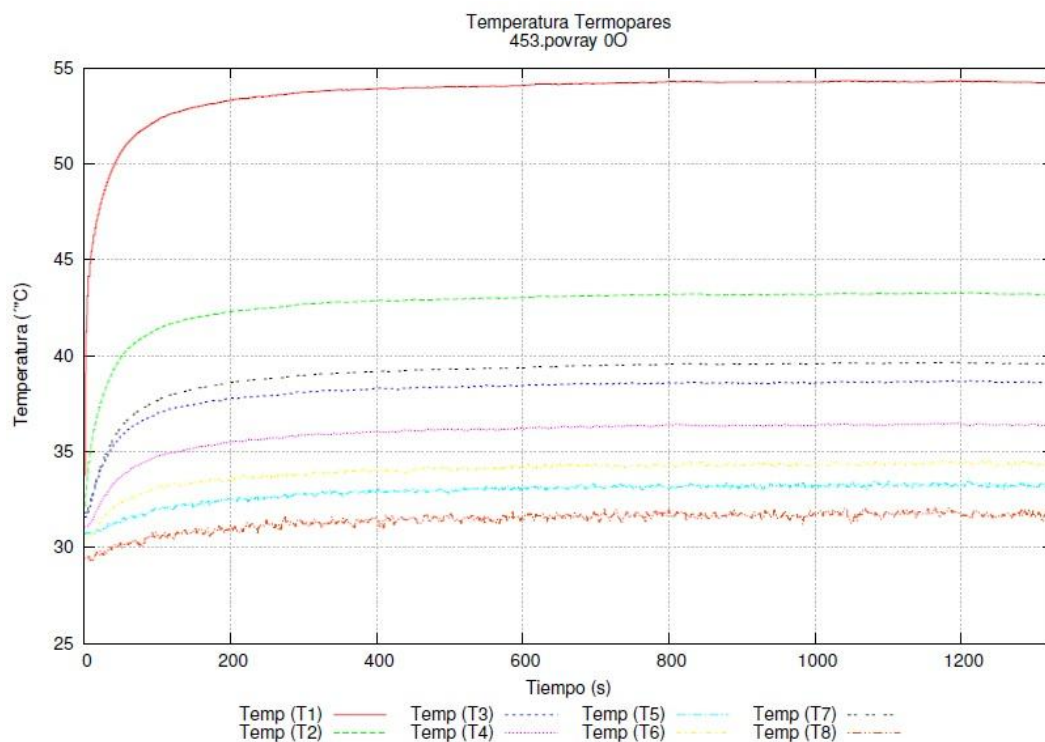


Figura 2.19 Temperaturas en puntos de disipación .Povray 00.

		POVRAY-00		
		Modelo	Experimental	Error %
Tª Centro micro	Tª1 °C	54,4	54,24	0,294117647
Tª Centro Base	Tª2 °C	46,3	43,18	6,738660907
Tª Aleta Central	Tª3 °C	40	38,58	3,55
Tª Aleta Extremo	Tª4 °C	39,3	36,36	7,480916031
Tª Entrada Aire	Tª5 °C		33,2	
Tª Salida Aire	Tª6 °C	39	34,32	12
Tª Extremo Base	Tª7 °C	45	39,55	12,111111111
Tª Salida Ventilador	Tª8 °C		31,7	
Temperatura Ambiente	T Amb °C		26,88	
Coeficiente convección	h J/KgK		21,88	
Potencia	W		55,06	

TABLA RESULTADOS EJECUCIÓN POVRAY 00.

En las gráficas y en la tabla anterior se observan las temperaturas obtenidas de manera experimental y su posterior relación con las obtenidas por nuestro modelo. Como vemos los erros que se obtienen son muy bajos en las zonas cercanas al procesador pero aumentan a medida que nos alejamos de él. Es un buen resultado ya que la temperatura en el centro del disipador es la más crítica y, en ella, el error cometido por nuestro modelo es mínimo. En un anexo posterior se expondrán las gráficas y tablas correspondientes a todas las medidas realizadas.

2.6 RESUMEN Y CONCLUSIONES

La elaboración del modelo térmico era la parte más importante y la que a la postre resultó más compleja. En primer lugar la familiarización con el funcionamiento de la plataforma fue compleja dada la poca experiencia que tenía en el sistema operativo Linux y en los lenguajes de programación usados. Además para trabajar óptimamente se debía conocer el funcionamiento de la sonda de medida de intensidad, del conversor y de los programas informáticos ya instalados. Una vez cumplida esta tarea, en primer lugar se estudiaron los resultados de Proyectos anteriores y se observó que arrojaban irregularidades, se observó de donde podían provenir y se subsanaron con las medidas que se han comentado en apartados anteriores. A partir de ese momento comenzamos a realizar medidas para poder modelar el sistema.

La principal dificultad radica en que a la hora de trabajar con medidas experimentales tienen lugar multitud de problemas e incoherencias. Estas medidas arrojan diferencias cuando son comparadas con las medidas teóricas del modelo propuesto. Como se observa en el apartado de resultados y en su anexo posterior, a medida que nos alejamos de la fuente de calor (microprocesador) los errores aumentan. Si bien en los recintos más cercanos al microprocesador, en concreto el recinto 1 del MDF, los errores entre las temperaturas son imperceptibles, a medida que nos alejamos, estos errores aumentan. Si el material del disipador, en este caso cobre, tuviera una conductividad infinita, la transmisión sería ideal y todo el radiador tendría la misma temperatura.

Estas diferencias pueden derivar de infinidad de factores, aunque consideramos que los principales son los siguientes:

- La teoría fundamental de Calor no tiene en cuenta las posibles imperfecciones en la transmisión de calor del sistema. Tras pegar con pasta térmica el radiador se mejoró dicha transmisión pero no llegará a ser perfecta
- La transmisión de calor en nuestro modelo es ideal, mientras que en la realidad no. Estos errores pueden ser debidos a que el método de Diferencias Finitas proporciona soluciones aproximadas. Cuanto mayor es el número de recintos del MDF mayor será la precisión de los resultados.
- Las simplificaciones que hemos tenido en cuenta también pueden alterar de algún modo los resultados. La correlación usada para calcular el coeficiente de convección h arroja errores de en torno al 10 %, hecho que también puede influir en nuestros resultados.
- La instrumentación usada no se libra de posibles errores. Aunque la precisión de los termopares es buena, no están exentos de errores y sobre todo, el anemómetro usado para calcular el caudal de aire del ventilador puede dar lugar a errores ya que no es el más indicado en esta clase de medidas. Usamos un anemómetro de hilo caliente, usado para el cálculo de velocidades en tuberías de mayor tamaño. El departamento de Ingeniería Mecánica no posee ningún otro anemómetro más adecuado para este tipo de medidas.

A pesar de todo, los errores no son de gran magnitud y pueden ser considerados válidos y han proporcionado una mejora significativa con respecto a anteriores estudios llevados a cabo en esta plataforma.

3. PARTE II. REFRIGERACIÓN POR ACEITE

Para finalizar este PFC se ha comenzado un trabajo para que posteriores alumnos prosigan en su estudio y lleven a cabo futuros trabajos y proyectos.

Se ha realizado una plataforma en la que se va a estudiar la refrigeración de procesadores mediante técnicas poco habituales. En concreto se trata de refrigerar un computador sumergiendo la placa base en un aceite térmico especial que sea capaz de disipar por sí mismo el calor producido por el procesador, sin la ayuda de elementos disipadores como los estudiados con anterioridad.

3.1 DESCRIPCIÓN DEL CONJUNTO PROCESADOR-FLUIDO

Como se ha explicado en el párrafo anterior, se ha querido indagar un poco más en lo que a refrigeración de procesadores se refiere y se han querido proponer innovadoras formas de llevar a cabo dicha tarea. Para ello se ha construido una plataforma en la que la placa base de un computador irá sumergida en una masa de aceite térmico comprado para la ocasión y que será el encargado de evacuar el calor generado en dicha placa. Se comprobará si este aceite es capaz de evacuar por sí mismo el calor sin la ayuda de radiadores, ventiladores o cualquier tipo de sistemas de disipación. El radiador y ventilador que incluía la placa madre se ha suprimido.

Con este experimento se pretende:

- Comprobar si es posible suprimir el ventilador y el radiador
- Eliminar el consumo eléctrico del ventilador de refrigeración
- Eliminar el molesto ruido de dicho ventilador.
- Con la supresión del radiador se tiene un mejor acceso al microprocesador, lo que va a permitir colocar termopares en esa zona y conocer de manera más precisa que partes de un procesador adquieren una mayor temperatura en la ejecución de diferentes programas.

3.2 PERFIL ENERGÉTICO DE UN COMPUTADOR EMBEBIDO

En esta primera fase del experimento se han querido tomar precauciones y no ha sido instalado un computador al uso sino que se ha instalado un computador embebido.

Un sistema embebido o empotrado es un sistema de computación diseñado para realizar una o algunas pocas funciones dedicadas frecuentemente en un sistema de computación en tiempo real. Al contrario de lo que ocurre con los ordenadores de propósito general (como por ejemplo una computadora personal o PC) que están diseñados para cubrir un amplio rango de necesidades, los sistemas embebidos se diseñan para cubrir necesidades específicas. Es por ello que el consumo de potencia es mucho menor que en los ordenadores de sobremesa. Además, en un sistema embebido la mayoría de los componentes se encuentran incluidos en la placa base, lo cual fue otro motivo por el que decantarnos por esta opción.

En nuestra plataforma se ha instalado la placa INTEL ATOM D525MW. Una vez elegida la placa a instalar se debía realizar la plataforma y el depósito donde alojarla.

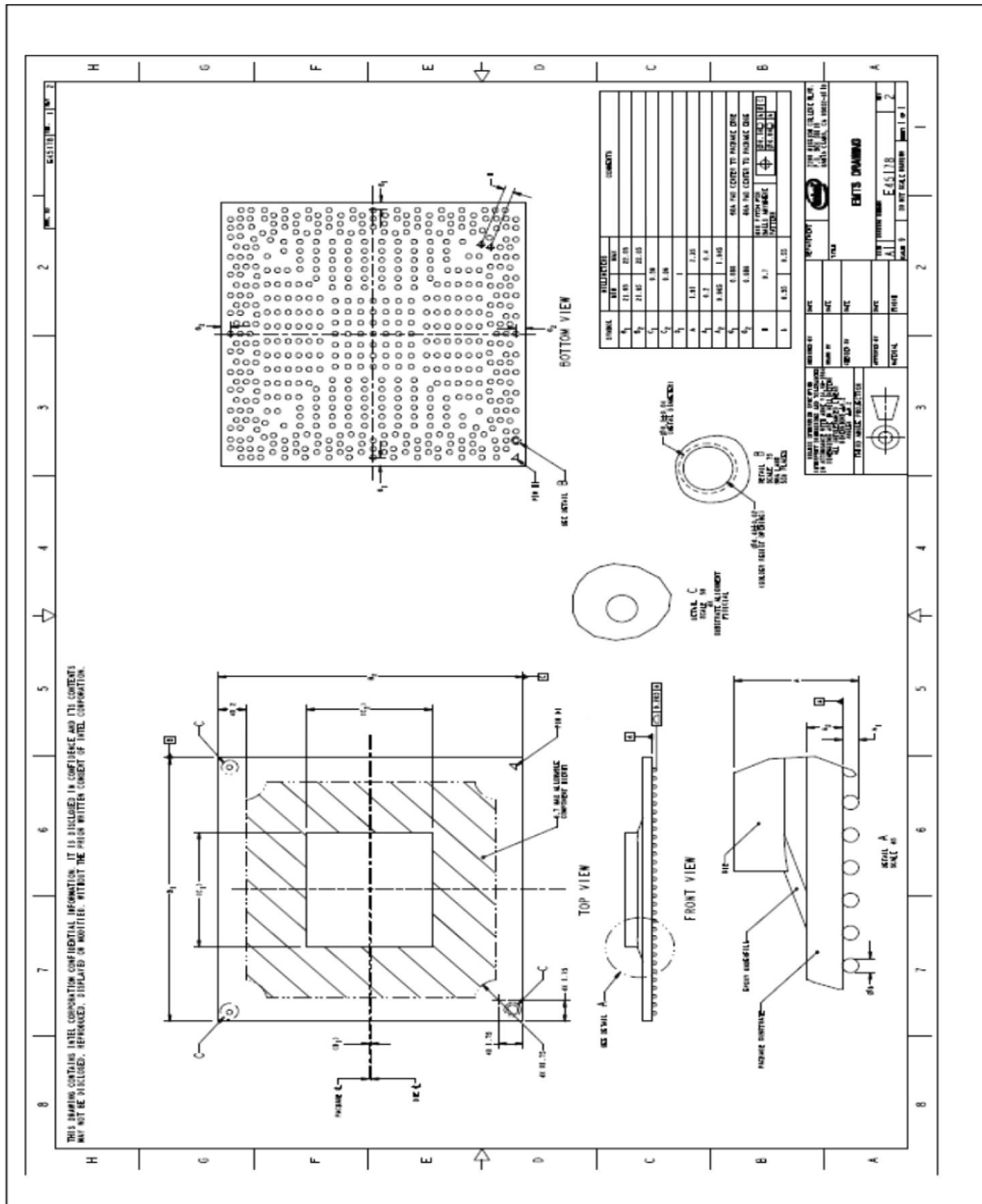


Figura 3.1 Fotografía INTEL DESKTOP BOARD D525MW.

El motivo por el que se instaló la placa INTEL DESKTOP BOARD D525MW es que su procesador D525 es de bajo consumo. La TDP (Termal Design Power), máxima potencia que puede disipar el evacuador de dicho procesador es, de como máximo, 13 W pero además debemos tener en cuenta otros elementos a sumergir que también producen calor. Los elementos que irán instalados en la placa y que tienen un consumo considerable serán:

- - Procesador 13 W
- Chipset:
 - Nettoop platform: 2.1 W
 - Netbook: 1.5 W
- Memory. 2 240-pin DDR2 DIMM : 3.12 W
- USB Intel ZV130 USB Solid: 0.744 W

No obstante, el estudio teórico se centrará exclusivamente en el microprocesador ya que es el principal foco de producción de calor y es la parte de la placa madre que más nos interesa conocer. A continuación podemos visualizar un plano con las medidas del procesador y su empaquetado.



3.3 DISEÑO DEL CONTENEDOR PARA EL COMPUTADOR: "LA PECERA"

Para el diseño de este depósito se han tenido en cuenta no sólo las dimensiones de la placa madre a instalar sino también las previsiones para la futura instrumentación. Además se debía asegurar la estanqueidad del recinto y la visibilidad desde el exterior. También se tuvo en cuenta la capacidad, la masa de aceite debía ser lo suficientemente grande como para considerarse infinita y que no aumentará apreciablemente su temperatura cuando estuviera evacuando el calor del procesador.

3.3.1 Dimensionamiento

Desde un primer momento se optó por el metacrilato como material del depósito. A pesar de su coste, el metacrilato aseguraba estanqueidad, resistencia a temperatura y consistencia, además de que su transparencia permitía la visión desde el exterior.

Las dimensiones de la placa son 210x210 mm. Con la ayuda de Carlos Gracia, maestro de taller, con experiencia en plataformas similares, se optó por hacer una base de recipiente de 350x350 mm guardando un espacio considerable para la futura instrumentación. Carlos recomendó poner la placa en el recipiente de la siguiente manera:

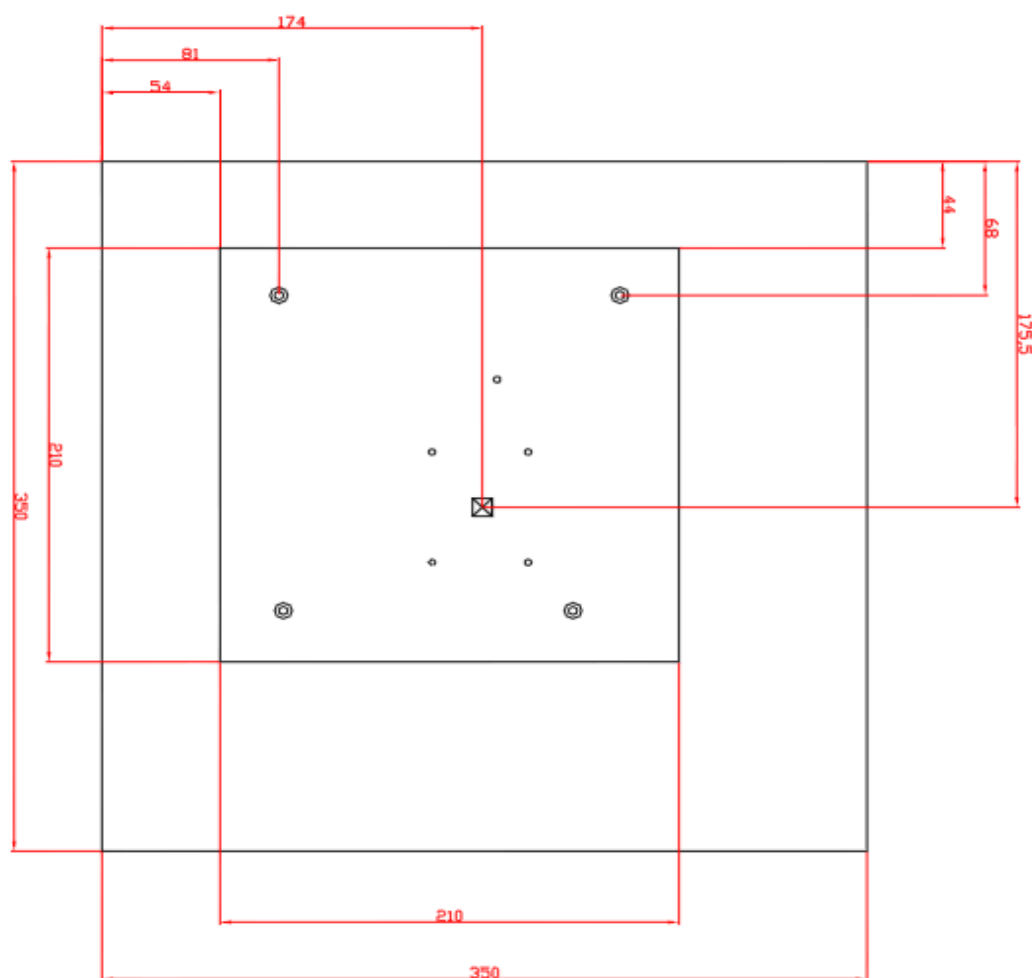


Figura 3.3 Dimensiones y colocación de procesador en recipiente.

El volumen de aceite que debería cubrir la placa fue lo que condicionó las dimensiones de la pecera. Dicho cálculo dependería de la capacidad del aceite para captar el calor de la placa. Para considerar una situación ideal, el aceite debería permanecer a una temperatura constante o bien verse incrementada de manera ínfima.

$$\frac{\Delta T}{\Delta t} = \frac{q}{m * c_p} = \frac{q}{\rho * V * c_p} = \frac{13}{757.7 * 0.02 * 2929} = 2.93 * 10^{-4} \frac{K}{s}$$

o lo que es lo mismo $1.05 \frac{^{\circ}C}{hora}$. Este aumento de temperatura en el aceite puede considerarse despreciable ya que hay que considerar que el propio aceite también cederá calor al exterior. Por lo tanto con 20 litros de aceite cubriendo la placa será más que suficiente.

Una vez calculada la cantidad de aceite necesaria, la altura de la pecera guardaría una distancia de seguridad para evitar derrames de fluido, por lo que las dimensiones finales fueron:

350x350x250 mm y una capacidad de 30.625 litros.

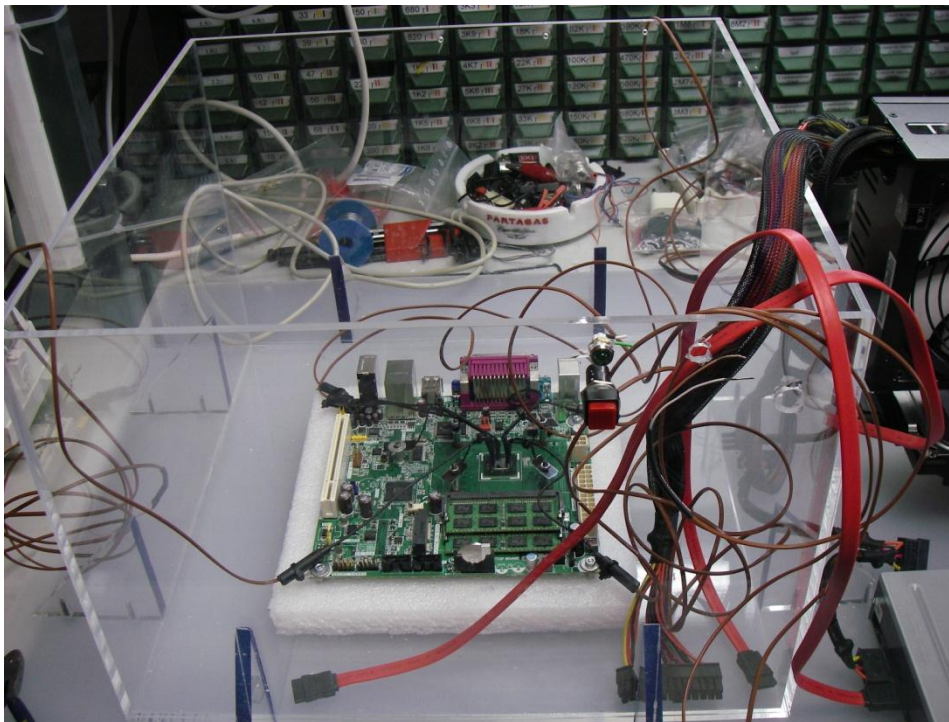


Figura 3.4 Fotografía de nueva plataforma de medida.

En esta imagen se puede observar cómo está alojada la placa y la instrumentación que se está colocando para posteriores estudios. Además se observa como se ha eliminado el radiador que evacuaría el calor del microprocesador. También se observa como los demás elementos del ordenador como la fuente de alimentación o el disco duro se encuentran fuera del recipiente.

3.3.2 Elección del fluido

La elección del fluido era un aspecto primordial en este experimento. Se buscaba un fluido que no condujera la electricidad, que soportara temperaturas que alcanzara el microprocesador y que fuera capaz de evacuar por sí mismo el calor generado por el mismo. Además se necesitaba que el color de dicho fluido permitiese observar el interior del recipiente. Finalmente se optaría por un aceite orgánico usado en intercambio de calor de la siguiente lista. Marín.

	Intervalo de temperaturas de uso	Propiedades del líquido a 315 °C					
	Líquido	Vapor	P vapor (bar)	ρ (Kg/m ³)	c_p (J/KgK)	λ (W/mK)	μ (Pa s)
Dowtherm A	15/400	260/400	3,12	789,5	2422	0,106	1,9
Dowtherm J	75/315	180/315	12,03	568,0	3017	0,108	1,0
Syltherm 860	-40/400	-	4,46	672,8	2050	0,09	4,3
Caloria HT 43	-10/315	-	8,60	711,5	2929	0,0796	4,0
Texatherm	-15/315	-	11,36	679,2	2929	0,111	5,4
Mobiltherm 605	-15/315	-	15,49	757,7	2929	0,104	4,5
Marlotherm S	-20/350	-	10,25	814,5	2544	0,111	3,8
Therm S 600	-40/375	-	1,79	768,2	2615	0,0984	3,22

TABLA Aceites térmicos comerciales.

Tras recabar información de todos los aceites y de sus proveedores se optó por el Mobiltherm 605. Todos los aceites tenían propiedades similares, la cercanía del proveedor de Mobiltherm 605 nos inclinó hacia él. Además se trataba de un aceite de color ámbar que permitía la visión con claridad.

3.3.3 Futura instrumentación.

Para adelantar trabajo a futuros proyectos y aunque este apartado está fuera del ámbito de este PFC, se quiso dejar comprados los futuros termopares para la futura plataforma. Vistos los buenos resultados que habían dado los termopares de la plataforma anterior, se optó por continuar con ellos. Los termopares que se instalarán serán termopares tipo K miniatura, con apantallamiento mineral [14]. Este sensor semi-rígido tienen las siguientes características:

- Buena precisión debido a su respuesta, tamaño, manejo y robustez. Apto para aplicaciones variadas
- Tienen unión aislada para evitar retornos de masa y se pueden deformar para

adaptarlos a una aplicación en particular sin que pierda prestaciones.

- Cable de unión aislado con Teflón.
- Apantallamiento mineral para eliminar el ruido electromagnético.
- Tiene el mejor comportamiento de todos los termopares a temperaturas de entre 0 y 100 °C, que es el rango de temperaturas en el que vamos a trabajar en las pruebas.

3.4 CÁLCULOS TÉRMICOS PREVIOS

Con los datos del aceite orgánico en nuestras manos se realizó un estudio teórico previo para evaluar si dicho aceite sería capaz de evacuar todo el calor que proporcionara la electrónica. En primer lugar se trató de clasificar el problema en cuestión para poder evaluarlo. Las consideraciones que se tomaron fueron:

- Superficie emisora: Se consideró al microprocesador como una placa horizontal isoflujo, es decir, se consideró que nuestro microprocesador de superficie **0.8661 cm²** era encargado de emitir un flujo de calor uniforme.
- Convección exterior: Se considera que la superficie sólida está sumergida sobre una gran masa de fluido (aceite) infinita. Esta simplificación implica que la temperatura de la masa de aceite no va a verse aumentada a pesar de que esté evacuando el calor del microprocesador.
- Tipo de convección. Se plantea la posibilidad de que los fenómenos de convección que se producen sean de carácter forzado, natural o mixto. Es decir, se plantea la pregunta de que si la masa de aceite será capaz de evacuar todo el calor en reposo o si por el contrario se tendrá que colocar algún tipo de dispositivo (bomba o ventilador) para mover el aceite y con ello mejorar la evacuación de calor. Para responder a dicha pregunta se realizaron diferentes estudios que indicarían la necesidad de colocar un dispositivo que mueva el aceite.

3.4.1 Cálculos para el tipo de convección

Para las dos hipótesis que se usaron se trabajó del mismo modo. En primer lugar se buscaron correlaciones y expresiones que se acomodaran a nuestro problema. Con estas expresiones se pretendía calcular el coeficiente de convección h . Seguidamente, considerando invariable la temperatura del fluido (T_f) y conociendo la potencia disipada por el microprocesador, se aplicaba la expresión básica de la convección:

$$Q = h * A * (T_p - T_f)$$

que relaciona el calor intercambiado entre el fluido y las paredes en contacto con él. Tras esta expresión se obtiene T_p , la temperatura de la superficie del elemento disipador. Comparando

dicha temperatura con la temperatura máxima que soporta el microprocesador, se pudo advertir cual de las hipótesis planteadas era factible.

➤ **1ª Hipótesis. Convección Natural**

En esta primera hipótesis supondremos una ausencia de movimiento forzado en el fluido. Según esto, deberá aparecer un movimiento espontáneo en el seno del fluido debido a la existencia de gradientes de densidad y fuerzas de masa en su interior. Dichos gradientes pueden aparecer debido a que los gradientes de densidad son debidos a diferencias de temperatura y la fuerza másica es la gravedad.

Para determinar la posibilidad de aparición de convección natural usaremos una correlación para placa horizontal . Supondremos que el flujo de calor es uniforme sobre la superficie. Además, en la posición de placa caliente mirando hacia arriba, que es nuestro caso, se favorecen las corrientes convectivas. La correlación usada será [10]:

$$Nu = 0.61 * Ra^{0.2} \quad \text{para } 5*10^3 < Ra < 3*10^8$$

$$Nu = 0.24 * Ra^{0.25} \quad \text{para } 3*10^8 < Ra < 10^{13}$$

Siendo:

Número de Nusselt
$$Nu = \frac{hL}{\lambda}$$

Ra = Número de Rayleigh
$$Ra = Gr * Pr = \frac{g\beta(T_S - T_0)L^3}{\nu^2} * \frac{\mu * cp}{\lambda}$$

Con estas expresiones se obtiene una temperatura de la placa superior a los **150°C**, por lo que podemos desechar esta opción.

Como se verá en un posterior anexo (formato informático) en el que se detallarán los cálculos, la temperatura que alcanzaría el microprocesador con esta suposición sería inasumible por dicho elemento y mucho mayor que la temperatura máxima que apuntan las especificaciones, que es de 99 °C. Por tanto quedaría desechada esta opción. El aceite sería incapaz de moverse a la velocidad suficiente sin la ayuda de ningún elemento externo. Por lo tanto la posibilidad de instalar algún instrumento que agite el aceite y que por lo tanto la convección fuera forzada sería la opción elegida.

➤ **2ª Hipótesis. Convección forzada**

Para esta segunda hipótesis se supondrá de nuevo que la superficie sólida está sumergida en una gran masa de fluido, pero que en este caso, dicho fluido, en nuestro caso el aceite térmico, se agita de manera no espontánea. Las expresiones que se usaron fueron las de flujo paralelo a una placa plana isoflujo, que diferencian entre flujo en régimen laminar y turbulento [10]:

$$\text{Laminar: } Nu = 0.453 * Re^{\frac{1}{2}} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad Re < 2000$$

$$\text{Turbulento } Nu = 0.0308 * Re^{\frac{4}{5}} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad Re > 4000$$

siendo Reynolds $Re = \frac{V * L}{\nu}$, tendríamos una velocidad de 60 m/s para que fuera turbulento, inasumible para nuestra instalación. Dado que la velocidad a la que debe moverse el fluido no es alta, consideraremos régimen laminar. En principio se supuso que la velocidad del aceite sería de 1 o 1.5 m/s.

Con esta hipótesis se obtienen valores que a priori son asumibles por el microprocesador:

Con una potencia disipada de 13 w y asumiendo una velocidad del fluido de 1.5 m/s obtenemos:

$$h = 1850 \text{ W}/(\text{m}^2 * \text{K}) \text{ y } T^{\text{a}} \text{ placa} = 89^{\circ} \text{ C}$$

En principio y teóricamente esta temperatura podría ser asumida por el procesador pero a la hora de la instalación no podemos fiarnos con temperaturas tan altas que pueden quemar el microprocesador. Además, esta velocidad que asumimos puede perjudicar a los termopares que se pretenden instalar. En estos momentos se están acometiendo nuevos estudios en la plataforma como la adquisición de algún otro aceite con mejores propiedades. No obstante se está comenzando a hacer medidas pero sin la eliminación del radiador

4. CONCLUSIONES

Como se ha visto en la memoria se ha dividido el PFC en dos partes. En la primera parte de este proyecto se partía de una plataforma de medida ya en funcionamiento en la que una buena parte del trabajo estaba ya realizado. En esta parte lo esencial ha sido la mejora de la plataforma y el subsanar los errores precedentes. Por el contrario, en la segunda, la plataforma ha tenido que diseñarse y fabricarse de acuerdo al problema que queríamos abordar. La mayor parte del trabajo ha sido de estudio del problema, dimensionamiento y búsqueda de materiales, etc. Se puede afirmar que en este proyecto se han abordado objetivos muy importantes hoy en día para un ingeniero: investigación, diseño y puesta en contacto con proveedores.

La plataforma de medida que disponíamos y sobre la que se han realizado medidas tiene un funcionamiento que no es intuitivo. Por tanto hubo que hacer un gran esfuerzo en conocerlo y en manejar con soltura ese dispositivo. Se han aportado soluciones a los errores de estudios anteriores y se han llevado mejoras en la plataforma para la consecución de un objetivo primordial en este PFC, la elaboración de un modelo térmico del sistema de evacuación de calor. La principal dificultad radicó en la búsqueda de algún problema similar para el que existieran correlaciones que pudieran servirnos. Además se han usado simplificaciones que podrían llevar a errores en la práctica. El trabajo con material *"real"* dificulta y aumenta el trabajo considerablemente. A medida que se iban introduciendo mejoras en la plataforma, se iban realizando medidas para corroborar dichas mejoras, lo que alargaba el trabajo. Además, para comprobar que no se producía variabilidad en nuestros resultados se tuvieron que ejecutar varias veces todos los programas.

El tratamiento de datos también ha sido una parte importante de este PFC. Se ha tenido que aprender nociones de algunos lenguajes de programación (C, Python), así como el funcionamiento de scripts en python y programas informáticos como GNU PLOT.

No obstante, al final, los resultados del modelo térmico son bastante buenos y sin duda podrán aprovecharse para posteriores estudios de la plataforma.

Con respecto a la segunda parte del PFC, refrigeración por aceite, hay que decir que los cálculos llevados a cabo son teóricos y todo queda pendiente de próximos estudios que determinarán la viabilidad o no del experimento. Este estudio está siendo continuado en un nuevo PFC en el que se quieren instalar termopares en distintas zonas de la placa sumergida para conocer con mayor exactitud que partes se calientan más. A día de hoy, en un PFC que está llevando a cabo Elena Velázquez se están teniendo problemas a la hora de agitar el aceite. Se pensó en la posibilidad de colocar una bomba que hiciera circular el fluido a la velocidad estipulada en este PFC pero, la velocidad de este flujo sería un impedimento para la colocación de los termopares. Por ello se están estudiando otras posibilidades que incluirían la compra de otro aceite de mayor calidad o la posibilidad de mover el aceite con algún otro mecanismo. Por todo ello se están acometiendo los estudios y medidas sin la supresión del radiador. No obstante, los maestros de taller han conseguido instalar termopares junto al microprocesador agujereando el radiador, lo que va a permitir la visualización de las temperaturas que alcanzará el microprocesador según sus zonas. Este hecho abre un abanico de posibilidades a la hora de proseguir indagando en la refrigeración electrónica.

En este PFC siempre hemos estado a expensas de terceros. La puesta en contacto con los diversos proveedores, la fabricación del contenedor, la tardanza en la llegada de algunos

productos, o el trabajo de las personas del taller, han retrasado más de lo esperado la puesta en marcha de la plataforma.

5. BIBLIOGRAFIA

- [1] Shekhar Borkar, Andrew A. Chien. *The future of microprocessors*. 2011.
- [2] Alicia Asín: Alicia Asín Pérez. *Evaluación del Consumo en Procesadores de Altas Prestaciones*. Noviembre 2006.
- [3] Octavio Benedí. *Determinación del consumo en procesadores de altas prestaciones y caracterización energética de programas compilados*. Proyecto Fin de carrera. Zaragoza 2008.
- [4] Sergio Gutiérrez Verde. *Aspectos térmicos de la ejecución de programas: estudio experimental sobre Pentium IV*. Proyecto Fin de carrera. Zaragoza 2009.
- [5] Thermaltake coolers. <http://www.thermaltakeusa.com/coolers/spark/a1715.htm>
- [6] Intel® Pentium® 4 Processor 478-Pin Socket (mPGA478). *Design Guidelines* October 2001.
- [7] Intel® Pentium® 4 Processor in the 478-Pin Package Thermal Design Guidelines: <http://www.intel.com/design/Pentium4/guides/249889.htm>
- [8] Tektronix TCP-312. <http://www.tequipment.net/TektronixTCP312.html>
- [9] Zhipeng Duan y Y. S. Muzychka. *Experimental Investigation of Heat Transfer in Impingement Air Cooled Plate Fin Heat Sinks*.
- [10] J. M^a. Marín, C. Monné. *Transferencia de Calor*. Zaragoza, 1998.
- [11] GNUplot. <http://www.gnuplot.info/>
- [12] SPEC CPU 2006: <http://www.spec.org/cpu2006/>
- [13] Alicia Asín Pérez, Darío Suárez Gracia, and Victor Viñals Yúfera. *A proposal to introduce power and energy notions in computer architecture laboratories*. In WCAE '07 :Proceedings of the 2007 workshop on computer architecture education, pages 52-57, New York, NY, USA, 2007. ACM.
- [14] USB TC-08 Thermocouple Data Logger: <http://www.picotech.com/thermocouple.html>
- [15] Mesa-Martinez et al. *Power model validation through thermal measurements*. In ISCA '07. Dept. of Computer Engineering, University of California Santa Cruz, 20007.

A. MODELO TÉRMICO

A.1 CÁLCULO DEL FLUJO DE AIRE DEL VENTILADOR.

Como ya se ha visto en el apartado correspondiente uno de los aspectos más importantes en este Proyecto Fin de Carrera y en el que se ha querido hacer un especial hincapié es la determinación del flujo de aire suministrado por el ventilador. En esta parte se va a desarrollar con mayor detalle el proceso de medición de dicho flujo. Como ya se sabe el flujo de aire es el encargado de refrigerar la superficie aleteada en la medida de lo posible, y además, este cálculo adquiere gran importancia ya que se estima que el ventilador es el encargado de evacuar una quinta parte del calor que se debe disipar para el correcto funcionamiento del equipo. Como se ha explicado en apartados anteriores la forma en que está colocado el ventilador es importante para el cálculo del coeficiente de convección h . Nuestro ventilador impulsa el aire perpendicularmente a la superficie aleteada como indica la siguiente figura:

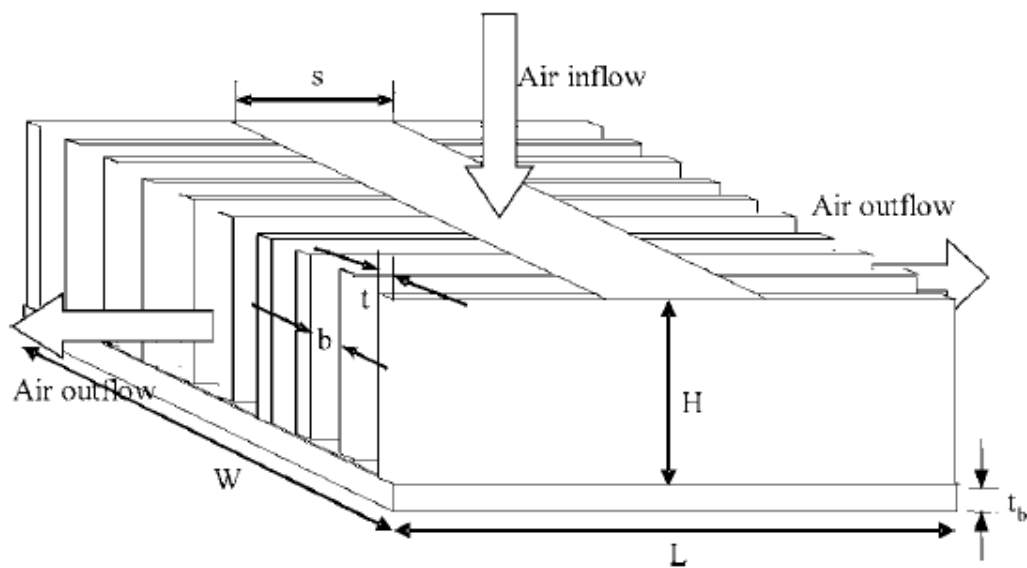


Figura A.1 Esquema del radiador del sistema de evacuación de calor.

Según sea el tamaño del ventilador y el tamaño de la superficie aleteada, la distancia de entrada de flujo s será mayor o menor. En nuestro caso el ventilador cubre la totalidad de la superficie aleteada por lo que esa distancia s será prácticamente igual a la longitud de las aletas L . Por lo tanto, el flujo de aire de nuestra plataforma seguirá el siguiente camino:

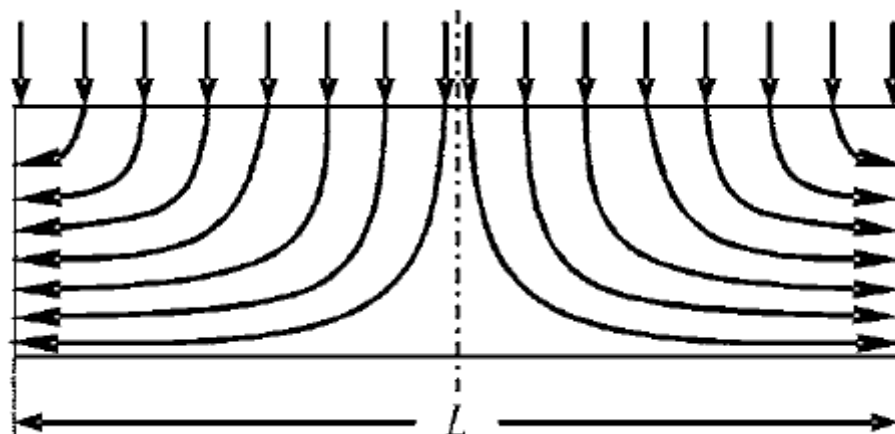


Figura A.2 Esquema líneas de corriente del flujo de aire.

El flujo de aire suministrado por el ventilador se dividirá para escapar por las dos zonas laterales. A su vez, cada mitad del flujo seguirá por los canales que forman las aletas del disipador. Estos canales son de anchura b como se observa en el dibujo anterior. Además se observa que la longitud de los caminos recorridos por dicho flujo no es la misma, hecho que tendremos en cuenta para cálculos posteriores.

El ventilador que incorpora el sistema de refrigeración de la plataforma es un modelo de la marca thermaltake de 70 mm de diámetro. El fabricante proporciona tan sólo un valor de flujo máximo en sus especificaciones. Si bien se han realizado las mediciones con el ventilador a su máxima potencia, no podemos tomar este valor como válido ya que en el recorrido el flujo de aire encontrará obstáculos que le harán sufrir pérdida de carga. Por ello y, para que el modelo térmico sea lo más real posible, se ha intentado calcular el flujo que atraviesan los canales formados por las aletas con la mayor exactitud posible.

Para enfrentarnos a este cálculo se han seguido dos posibles modos de operación que se abarcarán a continuación y que luego se compararán.

➤ MEDICION MEDIANTE MEDIDA DIRECTA

La primera opción que se barajó y la más sencilla era medir de alguna manera la velocidad del flujo del aire a la salida de los conductos. El Departamento de Ingeniería Mecánica proporcionó un anemómetro de hilo caliente para llevar a cabo las medidas. Este aparato no es lo óptimo para este tipo de medidas pero no se pudo disponer de ningún otro anemómetro más exacto. Debido a las diferentes longitudes de las líneas de corriente del flujo que se observan y a las diferentes pérdidas de carga que ello conlleva, la velocidad del flujo era muy variable según la zona del área de salida. Por ello y con el objeto de obtener una

velocidad final media, se decidió dividir la zona de salida en 5 zonas iguales y medir individualmente en cada zona. Para evitar altos errores se realizaron en cada zona 5 mediciones a partir de las cuales se calculó una velocidad media. Es una manera de actuar un tanto sencilla pero que a la postre resultó efectiva.

	ZONA nº 1	ZONA nº 2	ZONA nº 3	ZONA nº4	ZONA nº 5
MEDIDA 1 (m/s)	2,83	1,63	0,88	2,19	5,42
MEDIDA 2 (m/s)	3,09	1,55	0,68	2,05	5,34
MEDIDA 3 (m/s)	3,03	1,68	0,63	2,36	5,03
MEDIDA 4 (m/s)	3,12	1,83	0,65	2,5	5,22
MEDIDA 5 (m/s)	2,99	1,56	0,59	2,23	5,36
Media (m/s)	3,012	1,65	0,686	2,266	5,274
Caudal m3/seg	0,001047415	0,000573783	0,000238555	0,000787996	0,00183402

Tabla Medidas de velocidad por zonas del radiador.

De la tabla anterior deduciremos que la velocidad media final es de 2.577 m/s, pero en realidad el valor que interesa obtener es el valor del flujo o caudal de aire. Para ello tenemos que saber el área del canal y el número de canales que abarca cada zona de medida.

- *Número de canales: 45*
- *Anchura de cada canal: 0.001188*
- *Altura de cada canal: 0.0325 m*
- *Área total de canales: $45 \cdot 0.001188 \cdot 0.0325 = 0.001738 \text{ m}^2$*

Si tenemos en cuenta que hemos dividido la zona de salida en 5 partes para medir su velocidad por separado, obtenemos que cada una de esas zonas tiene un área de:

$$\text{Área de cada zona de medida} = 0.001738 / 5 = 0.0003477 \text{ m}^2$$

Por tanto, si calculamos el caudal en m^3/min de cada zona por separado y finalmente los sumamos obtenemos un caudal de salida de:

$$\text{Caudal} = 0.2689 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Este caudal será la mitad del total ya que el disipador es simétrico y tan sólo hemos realizado las medidas por uno de los dos lados, por tanto:

$$Q_{final} = 0.5378 \frac{m^3}{min}$$

Si comparamos este caudal con el caudal máximo indicado por el fabricante que es:

$$Q_{fabricante} = 0.59 \frac{m^3}{min} \text{ obtenemos una pérdida del caudal del 8\%}$$

➤ MEDICION POR CURVAS

Ante la duda de la veracidad de los resultados del apartado anterior dada la supuesta poca exactitud del anemómetro usado, para dar consistencia a nuestros cálculos se decidió calcular el flujo de aire de un modo diferente. Se ha querido calcular el punto de funcionamiento del ventilador mediante la determinación de las curvas características de ventilador y sistema. La curva característica del ventilador la proporciona el fabricante y es la siguiente:

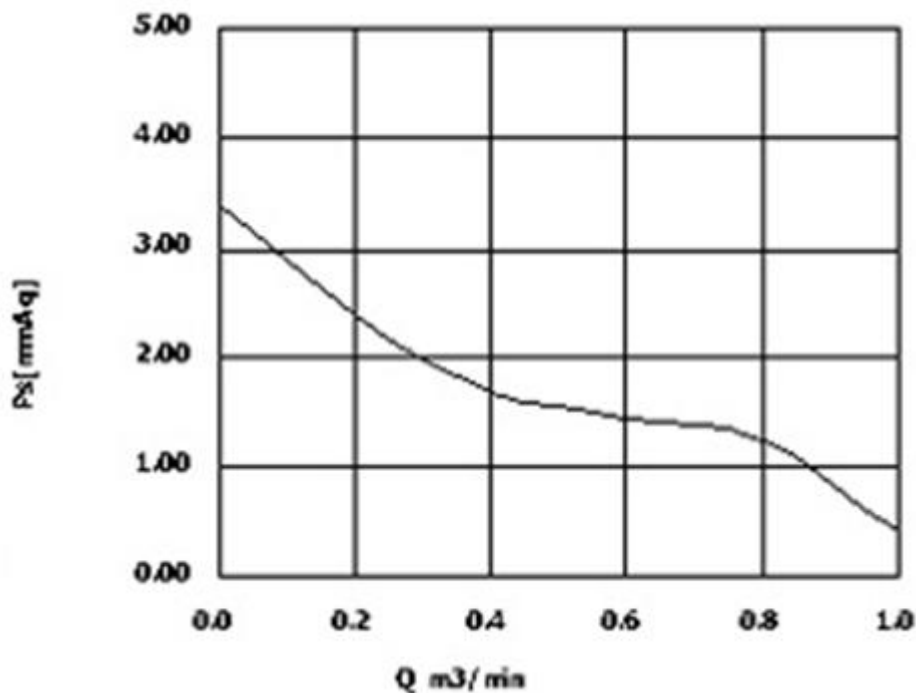


Figura A.3 Curva característica del ventilador proporcionada por el fabricante .

Representa la pérdida de presión con respecto al caudal de trabajo.

Por otro lado debíamos calcular en nuestro sistema la pérdida de carga que se produce con respecto a la velocidad del flujo, o lo que es lo mismo, con respecto al caudal, es decir, la

pérdida de carga que se produce desde que el aire sale del ventilador hasta que atravesando los canales formados por las aletas, sale al exterior.

La pérdida de carga por unidad de longitud en un tubo o conducto se calcula a través del llamado factor de fricción de Darcy f [10], con la expresión:

$$\frac{dp}{dx} = -f * \rho * \frac{v^2}{D_h}$$

Escogemos una longitud de canal media que será la mitad de la longitud del canal mas la mitad de la altura del canal.

$$f = \frac{C}{Reynolds}$$

en régimen laminar como es nuestro caso y C = constante e igual a 96 en conductos estrechos [10].

Por tanto, dando distintos valores teóricos de velocidad obtendremos la pérdida de carga para cada velocidad, obteniendo la siguiente gráfica:

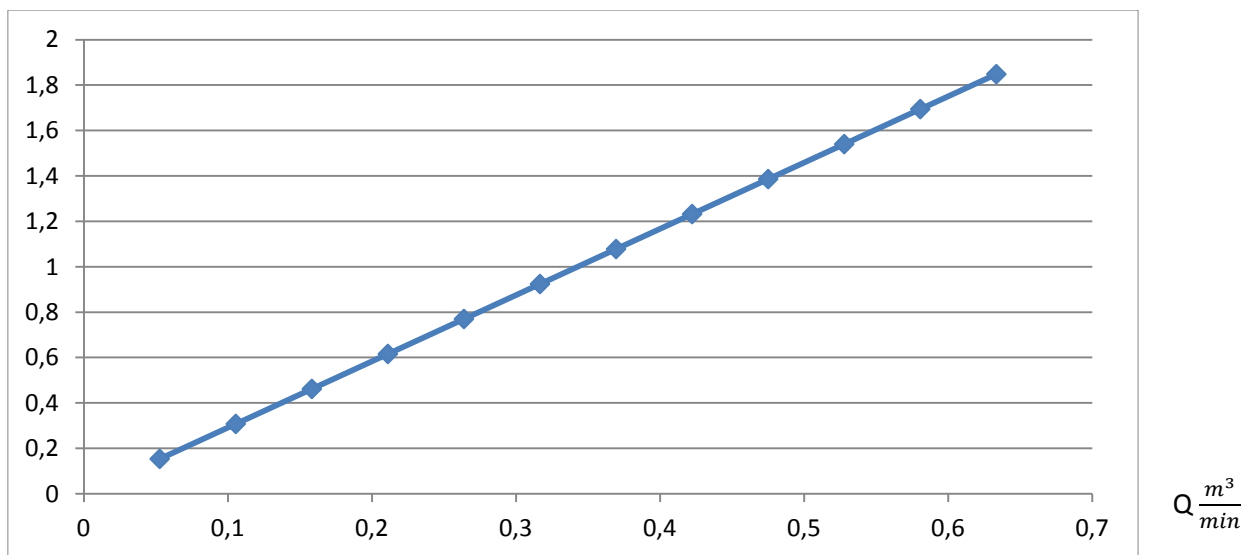


Figura A.4 Pérdida de carga en función del flujo de aire.

Si superponemos la curva dada por el fabricante y ésta obtendremos, en su cruce, el punto de trabajo, que será el caudal usado:

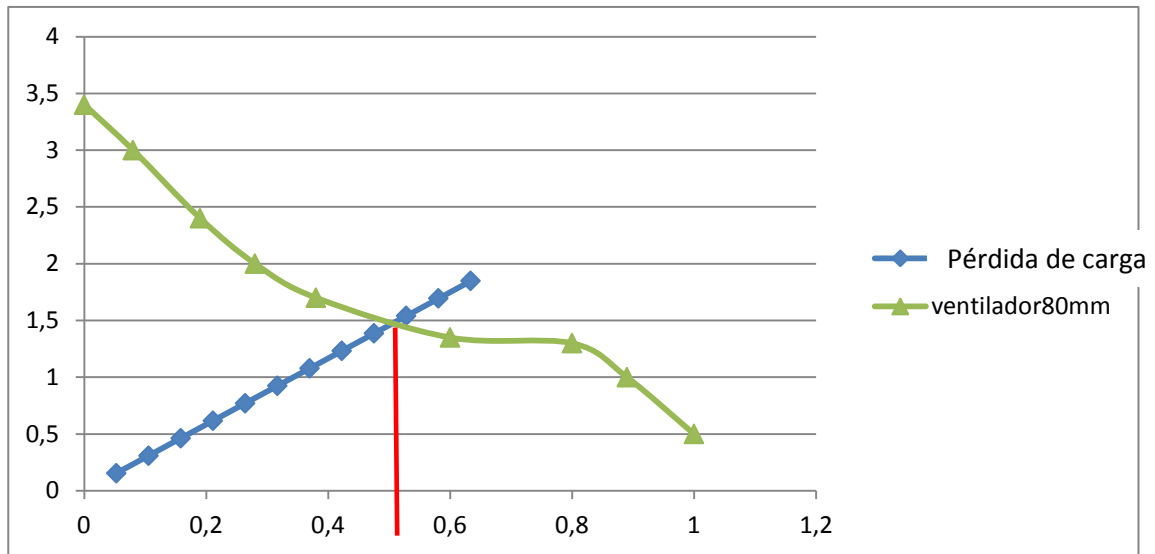


Figura A.5 Determinación del punto de funcionamiento del radiador.

Como se observa en esta gráfica, el punto de corte es entorno a 0,5 m³/ min, lo que coincide casi con exactitud con lo calculado en el apartado anterior. Por tanto podemos dar por válido este valor de caudal de aire y de velocidad de dicho flujo para posteriores cálculos del modelo térmico.

A.2 PROGRAMAS EES PARA DETERMINACIÓN DEL MODELO.

En esta parte del anexo se ven los documentos llevados a cabo en el programa EES. En primer lugar observamos el programa que determina el coeficiente de convección h de nuestro sistema. Se trata un sistema de 14 ecuaciones con 14 incógnitas.

Cálculo de coeficiente h

Lo obtengo del documento de Zhipeng Duan and Y.S. Muzychka

Experimental Investigation of Heat Transfer in Impingement Air Cooled Plate Fin Heat Sinks

$T_{\text{ambiente}} = 298$ Temperatura ambiente. Única entrada de nuestro sistema

$Nusselt = \frac{0,497}{L_{\text{estrella}}^{0,5}}$ Correlación del documento

$L_{\text{estrella}} = \frac{L}{2 \cdot Dh \cdot Reynolds \cdot Pr}$ Longitud característica usada en la correlación

$Dh = 2 \cdot b$ Diámetro hidráulico

$b = 0,001188889$ Anchura de canales

$\lambda_{\text{aire}} = k('Air_{ha}'; T=T_{\text{ambiente}}; P=101300)$ Conductividad del aire a T° ambiente

$h = Nusselt \cdot \frac{\lambda_{\text{aire}}}{Dh}$ Coeficiente h en función del número de Nusselt

$Reynolds = Dh \cdot \frac{Velocidad_{\text{canal}}}{visco_{\text{din}}}$ Número de Reynolds

$Velocidad_{\text{canal}} = 2,57$ Velocidad del flujo entre canales

$visco = Visc('Air_{ha}'; T=298; P=101300)$ viscosidad cinemática del aire a T° ambiente

$visco_{\text{din}} = \frac{visco}{densidad_{\text{aire}}}$ viscosidad dinámica

$densidad_{\text{aire}} = \rho('Air'; T=298; P=101300)$ densidad del aire a T° ambiente

$Pr = 0,707$ Número de Prandtl. Constante en el aire a esa temperatura

$L = 0,082$ Longitud de los canales entre aletas.

Tras la determinación del coeficiente h se pasó a realizar el modelo térmico como tal. Su resolución también fue mediante EES. Se trataba de un sistema de 181 ecuaciones con 181 incógnitas.

MODELO TÉRMICO DE DISIPADOR DE CALOR EN PENTIUM IV

- Dimensiones y características del disipador

$$e = 0,004 \quad \text{espesor base del spreader}$$

$$\lambda = 401 \quad \text{conductividad del cobre}$$

$$x = 0,0065 \quad \text{largura de cada parte de diferencias finitas}$$

$$y = 0,006 \quad \text{anchura de cada parte de diferencias finitas}$$

$$A_x = \frac{x}{y}$$

$$A_y = \frac{y}{x}$$

$$n_{\text{aletas}} = 4,6 \quad \text{Son las aletas que corresponden a cada una de las parts de la base}$$

$$Q_{\text{total}} = 55,06 \quad \text{Calor a evacuar del procesador. Es voltaje por intensidad}$$

$$T_{\text{ambiente}} = 273 + 26,88 \quad \text{Temperatura ambiente}$$

$$b = 0,001188889 \quad \text{anchura del canal}$$

$$t = 0,00025 \quad \text{Espesor de cada aleta}$$

$$H_{\text{aleta}} = 0,0315 \quad \text{altura de aleta}$$

$$k = 401 \quad \text{conductividad del cobre}$$

$$N_{\text{fins}} = 46 \quad \text{Número total de aletas}$$

$$A_{\text{base}} = 0,065 \cdot 0,06 \quad \text{Area de la base}$$

$$t_b = 0,004 \quad \text{espesor base del spreader}$$

$$h = 21,88 \quad \text{Coeficiente de convección calculado por correlación}$$

$$Q_{\text{micro}} = \frac{Q_{\text{total}}}{4} \quad \text{Por simetría solo uso una cuarta parte del calor}$$

Dimensiones y características de las aletas del sistema

$$W_1 = x \quad \text{Supongo que cada aleta tiene las dimensiones elegidas en el MDF}$$

$$P_1 = 2 \cdot W_1 + 2 \cdot t \quad \text{Perímetro punta de aletas. Libro Marín pag 46}$$

$$\text{Area}_{\text{aleta},1} = W_1 \cdot t \quad \text{Area punta de aleta}$$

$$N = 25 \quad \text{Partes en que se divide un cuarto de la base para diferencias finitas}$$

$$L_{\text{aleta}} = 0,0315$$

$$m_1 = \left[\frac{h \cdot P_1}{\lambda \cdot \text{Area}_{\text{aleta},1}} \right]^{0,5} \quad \text{Aletas de sección constante. Pag 48 libro MARín}$$

Calor evacuado por aletas de sección uniforme

$$Q_{aleta,j} = \left[\left| h \cdot P_1 \cdot \lambda \cdot Area_{aleta,1} \right| \right]^{0,5} \cdot (T_j - T_{fluido,j}) \cdot \tanh(m_1 \cdot L_{aleta}) \quad \text{for } j = 1 \text{ to } N$$

ALETAS DEL EXTREMO. SOBRESALEN DEL SPREADER

Estas aletas son especiales ya que sobresalen de la base del spreader. Consideraremos que su l* de base es la de su vecino mas cercano

$$W_{especial} = x + 0,01$$

$$P_{especial} = 2 \cdot W_{especial} + 2 \cdot t$$

$$Area_{aleta,especial} = W_{especial} \cdot t$$

$$m_{especial} = \left[\left| \frac{h \cdot P_{especial}}{\lambda \cdot Area_{aleta,especial}} \right| \right]^{0,5}$$

$$Q_{aleta,i+25} = \left[\left| h \cdot P_{especial} \cdot \lambda \cdot Area_{aleta,especial} \right| \right]^{0,5} \cdot (T_{i+25} - T_{fluido,i+25}) \cdot \tanh(m_{especial} \cdot L_{aleta}) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 5$$

Calor que sale por la base

Calor por convección en la pequeña área de canales

$$area_{limpia} = 0,000031525 \quad \text{Área de base que hay en cada recinto de MDF}$$

$$Q_{conv,i} = area_{limpia} \cdot h \cdot (T_i - T_{fluido,i}) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 25 \quad T_{fluido} \text{ es la temperatura del aire en cada recinto}$$

DIFERENCIAS FINITAS. BALANCE DE CALOR. CALOR ENTRANTE = CALOR SALIENTE

Suponemos que el calor del procesador va todo tan sólo al primer recinto dada su pequeña superficie

Nodo 1

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_2 - T_1) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_8 - T_1) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,1} + Q_{micro} - Q_{conv,1} = 0$$

Nodo 2

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_3 - T_2) + \lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_1 - T_2) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_7 - T_2) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,2} - Q_{conv,2} = 0$$

Nodo 3

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_2 - T_3) + \lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_4 - T_3) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_8 - T_3) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,3} - Q_{conv,3} = 0$$

Nodo 4

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_3 - T_4) + \lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_5 - T_4) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_9 - T_4) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,4} - Q_{conv,4} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_4 - T_{ambiente}) = 0$$

Nodo 5

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_4 - T_5) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{10} - T_5) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,5} - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,26} - Q_{conv,5} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_5 - T_{ambiente}) = 0$$

Nodo 6

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_7 - T_6) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_1 - T_6) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{11} - T_6) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,6} - Q_{conv,6} = 0$$

Nodo 7

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_6 - T_7) + \lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_8 - T_7) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_2 - T_7) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{12} - T_7) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,7} - Q_{conv,7} = 0$$

Nodo 8

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_7 - T_8) + \lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_9 - T_8) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_3 - T_8) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{13} - T_8) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,8} - Q_{conv,8} = 0$$

Nodo 9

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_8 - T_9) + \lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{10} - T_9) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_4 - T_9) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{14} - T_9) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,9} - Q_{conv,9} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_9 - T_{ambiente}) = 0$$

Nodo 10

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_9 - T_{10}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_5 - T_{10}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{15} - T_{10}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,10} - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,27} - Q_{conv,10} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_{10} - T_{ambiente}) = 0$$

Nodo 11

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{12} - T_{11}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_6 - T_{11}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{16} - T_{11}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,11} - Q_{conv,11} = 0$$

Nodo 12

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{11} - T_{12}) + \lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{13} - T_{12}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_7 - T_{12}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{17} - T_{12}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,12} - Q_{conv,12} = 0$$

Nodo 13

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{12} - T_{13}) + \lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{14} - T_{13}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_8 - T_{13}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{18} - T_{13}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,13} - Q_{conv,13} = 0$$

Nodo 14

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{13} - T_{14}) + \lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{15} - T_{14}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_9 - T_{14}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{19} - T_{14}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,14} - Q_{conv,14} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_{14} - T_{ambiente}) = 0$$

Nodo 15

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{14} - T_{15}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{10} - T_{15}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{20} - T_{15}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,15} - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,28} - Q_{conv,15} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_{15} - T_{ambiente}) = 0$$

Nodo 16

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{17} - T_{16}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{11} - T_{16}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{21} - T_{16}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,16} - Q_{conv,16} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_{16} - T_{ambiente}) = 0$$

Nodo 17

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{18} - T_{17}) + \lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{18} - T_{17}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{12} - T_{17}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{22} - T_{17}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,17} - Q_{conv,17} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_{17} - T_{ambiente}) = 0$$

Nodo 18

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{17} - T_{18}) + \lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{19} - T_{18}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{13} - T_{18}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{23} - T_{18}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,18} - Q_{conv,18} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_{18} - T_{ambiente}) = 0$$

Nodo 19

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{18} - T_{19}) + \lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{20} - T_{19}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{14} - T_{19}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{24} - T_{19}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,19} - Q_{conv,19} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_{19} - T_{ambiente}) = 0$$

Nodo 20

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{19} - T_{20}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{15} - T_{20}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{25} - T_{20}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,20} - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,29} - Q_{conv,20} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_{20} - T_{ambiente}) = 0$$

Nodo 21

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{22} - T_{21}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{16} - T_{21}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,21} - Q_{conv,21} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_{21} - T_{ambiente}) = 0$$

Nodo 22

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{23} - T_{22}) + \lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{21} - T_{22}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{17} - T_{22}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,22} - Q_{conv,22} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_{22} - T_{ambiente}) = 0$$

Nodo 23

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{22} - T_{23}) + \lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{24} - T_{23}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{18} - T_{23}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,23} - Q_{conv,23} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_{23} - T_{ambiente}) = 0$$

Nodo 24

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{23} - T_{24}) + \lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{25} - T_{24}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{19} - T_{24}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,24} - Q_{conv,24} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_{24} - T_{ambiente}) = 0$$

Nodo 25

$$\lambda \cdot Ay \cdot e \cdot (T_{24} - T_{25}) + \lambda \cdot Ax \cdot e \cdot (T_{20} - T_{25}) - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,25} - n_{aletas} \cdot Q_{aleta,30} - Q_{conv,25} - h \cdot x \cdot y \cdot (T_{25} - T_{ambiente}) = 0$$

$Velocidad_{canal} = 2,577$ Velocidad del flujo de aire. Calculada por métodos anteriormente explicados

$T_{fluido,0} = 33,2 + 273$ Temperatura de entrada del aire tras su paso por el ventilador, es decir a la entrada de los canales.

Calor en conductos. Cálculo de la temperatura del fluido en cada punto de los 25

Balance de calor en los 25 recintos. Calor evacuado por aleta= Calor por el conducto

$densidad_{aire} = \rho ('Air' ; T=T_{fluido,0} ; P=101300)$

$H_{aleta1} = H_{aleta}$

$Q_{aleta,q} = densidad_{aire} \cdot Velocidad_{canal} \cdot b \cdot H_{aleta1} \cdot Cp ('Air' ; T=T_{fluido,0}) \cdot (T_{fluido,q} - T_{fluido,q-1})$ for $q = 1$ to 4

$Q_{aleta,q} = densidad_{aire} \cdot Velocidad_{canal} \cdot b \cdot H_{aleta1} \cdot Cp ('Air' ; T=T_{fluido,0}) \cdot (T_{fluido,q} - T_{fluido,q-8})$ for $q = 6$ to 9

$Q_{aleta,q} = densidad_{aire} \cdot Velocidad_{canal} \cdot b \cdot H_{aleta1} \cdot Cp ('Air' ; T=T_{fluido,0}) \cdot (T_{fluido,q} - T_{fluido,q-11})$ for $q = 11$ to 14

$Q_{aleta,q} = densidad_{aire} \cdot Velocidad_{canal} \cdot b \cdot H_{aleta1} \cdot Cp ('Air' ; T=T_{fluido,0}) \cdot (T_{fluido,q} - T_{fluido,q-18})$ for $q = 16$ to 19

$Q_{aleta,q} = densidad_{aire} \cdot Velocidad_{canal} \cdot b \cdot H_{aleta1} \cdot Cp ('Air' ; T=T_{fluido,0}) \cdot (T_{fluido,q} - T_{fluido,q-21})$ for $q = 21$ to 24

$Q_{aleta,q*5} = densidad_{aire} \cdot Velocidad_{canal} \cdot b \cdot H_{aleta1} \cdot Cp ('Air' ; T=T_{fluido,0}) \cdot (T_{fluido,q*5} - T_{fluido,5*q-1})$ for $q = 1$ to 5

$Q_{aleta,25+q} = densidad_{aire} \cdot Velocidad_{canal} \cdot b \cdot H_{aleta1} \cdot 1,5 \cdot Cp ('Air' ; T=T_{fluido,0}) \cdot (T_{fluido,25+q} - T_{fluido,5*q})$ for $q = 1$ to 5

Balance total del calor para calcular la temperatura de salida. EN UN CANAL TAN SOLO

$H_{aleta2} = H_{aleta}$

$Q_{aleta,1} + Q_{aleta,2} + Q_{aleta,3} + Q_{aleta,4} + Q_{aleta,5} + Q_{aleta,26} = densidad_{aire} \cdot Velocidad_{canal} \cdot b \cdot H_{aleta2} \cdot Cp ('Air' ; T=T_{fluido,0}) \cdot (T_{fluidosalida,1} - T_{fluido,0})$

$Q_{aleta,5} + Q_{aleta,6} + Q_{aleta,7} + Q_{aleta,8} + Q_{aleta,9} + Q_{aleta,27} = densidad_{aire} \cdot Velocidad_{canal} \cdot b \cdot H_{aleta2} \cdot Cp ('Air' ; T=T_{fluido,0}) \cdot (T_{fluidosalida,2} - T_{fluido,0})$

$Q_{aleta,11} + Q_{aleta,12} + Q_{aleta,13} + Q_{aleta,14} + Q_{aleta,15} + Q_{aleta,28} = densidad_{aire} \cdot Velocidad_{canal} \cdot b \cdot H_{aleta2} \cdot Cp ('Air' ; T=T_{fluido,0}) \cdot (T_{fluidosalida,3} - T_{fluido,0})$

$Q_{aleta,16} + Q_{aleta,17} + Q_{aleta,18} + Q_{aleta,19} + Q_{aleta,20} + Q_{aleta,29} = densidad_{aire} \cdot Velocidad_{canal} \cdot b \cdot H_{aleta2} \cdot Cp ('Air' ; T=T_{fluido,0}) \cdot (T_{fluidosalida,4} - T_{fluido,0})$

$Q_{aleta,21} + Q_{aleta,22} + Q_{aleta,23} + Q_{aleta,24} + Q_{aleta,25} + Q_{aleta,30} = densidad_{aire} \cdot Velocidad_{canal} \cdot b \cdot H_{aleta2} \cdot Cp ('Air' ; T=T_{fluido,0}) \cdot (T_{fluidosalida,5} - T_{fluido,0})$

B. RESULTADOS Y GRÁFICAS.

En este apartado del anexo se van a exponer los resultados obtenidos al ejecutar los programas. Para cada programa ejecutado mostraremos:

- Gráfica de la relación consumo temperatura.
- Gráfica de la temperatura alcanzada en los termopares a lo largo del tiempo.
- Tabla comparativa de medidas experimentales y las proporcionadas por modelo, así como los errores entre existentes entre ambos.

La siguiente tabla muestra los programas que han sido ejecutados, el comparador con el que han sido realizados y su nivel de optimización. Recordamos que según el compilador y el nivel de optimización usado, variaba la potencia consumida por el procesador y el tiempo de ejecución del programa.

PROGRAMA	COMPILADOR	OPTIMIZACIÓN
POVRAY-00	Gcc	00
POVRAY-02	Gcc	02
POVRAY-03	Gcc	03
POVRAY-03-ICC	Icc INTEL	03
POVRAY-03-PROF	Icc INTEL	03
CALCULIX	Gcc	03
LBM	Gcc	02

Tabla. Relación de programas ejecutados, compiladores y optimizaciones.

B.1 POVRAY 00

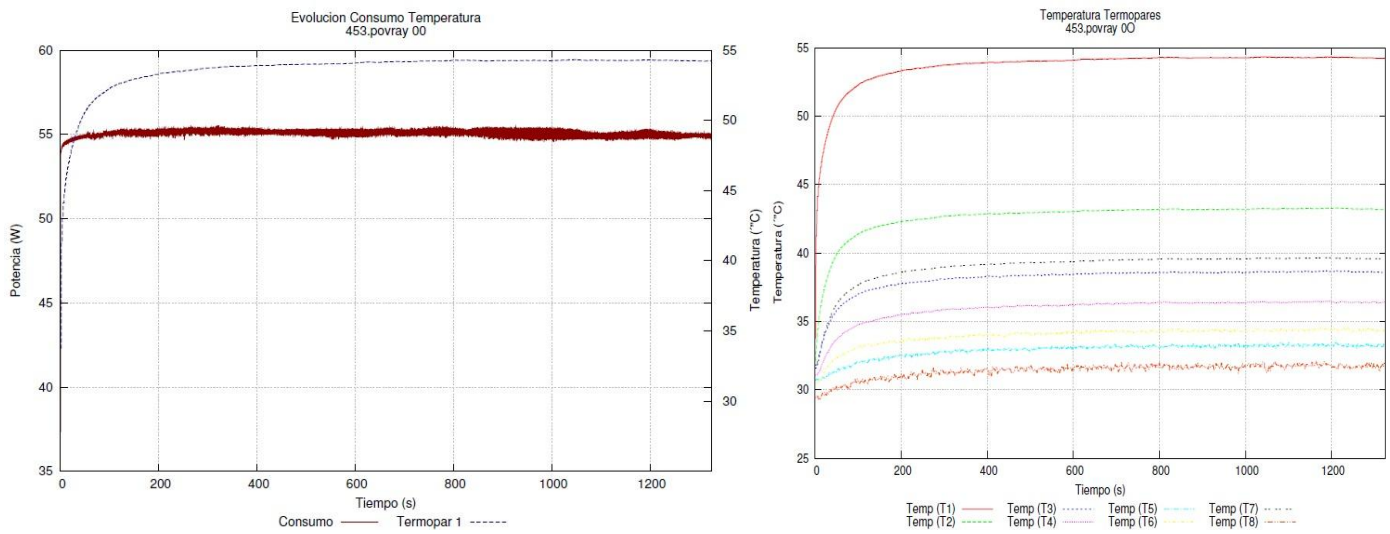


Figura B.1. Resultados de ejecución POV-Ray-00

		POVRAY-00		
		Modelo	Experimental	Error %
Tª Centro difusor	Tª1 ºC	54,4	54,24	0,2941
Tª Zona media Base	Tª2 ºC	46,3	43,18	6,7386
Tª Aleta Central	Tª3 ºC	40	38,58	3,5500
Tª Aleta Extremo	Tª4 ºC	39,3	36,36	7,4809
Tª Entrada Aire	Tª5 ºC		33,2	
Tª Salida Aire	Tª6 ºC	39	34,32	12,01
Tª Extremo Base	Tª7 ºC	45	39,55	12,11
Tª Salida Ventilador	Tª8 ºC		31,7	
Temp Ambiente	T Amb ºC		26,88	
Coef. convección	h J/KgK		21,88	
Potencia	W		55,06	
Tiempo ejecución	segundos		1335.2	

Tabla. Resultados y comparativa de ejecución POV-Ray-00

B.2 POVRAY 02

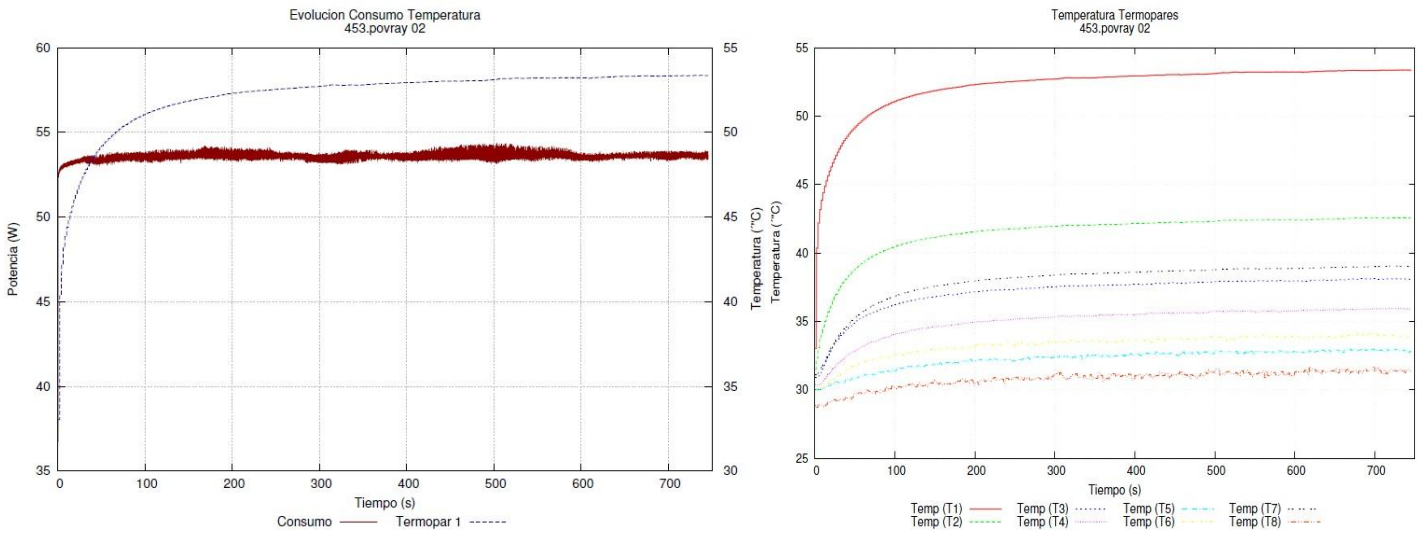


Figura B.2. Resultados de ejecución POV-Ray-02

		POV-Ray-02		
		Modelo	Experimental	Error %
Tª Centro difusor	Tª1 °C	53.4	53.19	0.3933
Tª Zona media Base	Tª2 °C	45.9	42.39	7.6471
Tª Aleta Central	Tª3 °C	39.2	37.94	3.2143
Tª Aleta Extremo	Tª4 °C	38.6	35.75	7.3834
Tª Entrada Aire	Tª5 °C		32.76	
Tª Salida Aire	Tª6 °C	38.4	33.83	11.90
Tª Extremo Base	Tª7 °C	44.2	38.84	12.127
Tª Salida Ventilador	Tª8 °C		31.23	
Temp Ambiente	T Amb °C		26.81	
Coef. convección	h J/KgK		21.88	
Potencia	W		53.61	
Tiempo ejecución	segundos		745.7	

Tabla. Resultados y comparativa de ejecución POV-Ray 02

B.3 POVRAY 03

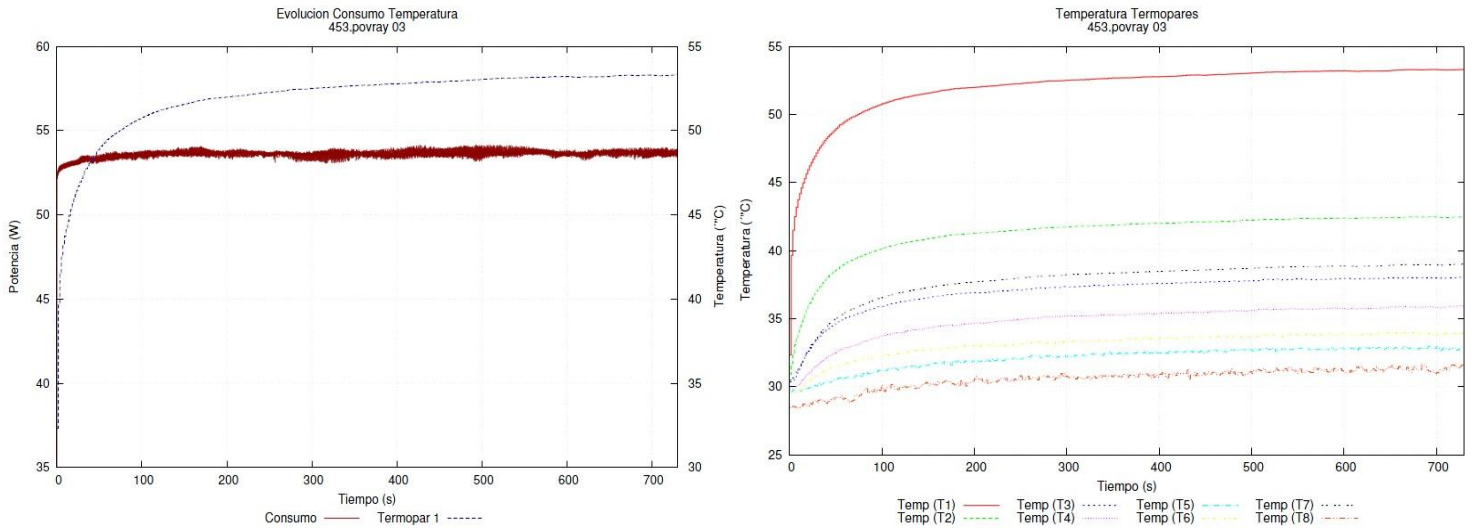


Figura B.3. Resultados de ejecución POVRAY-03

		POVRAY-03		
		Modelo	Experimental	Error %
Tª Centro difusor	Tª1 °C	53.4	53.15	0.4682
Tª Zona media Base	Tª2 °C	45.9	42.34	7.7559
Tª Aleta Central	Tª3 °C	39.2	37.89	3.3418
Tª Aleta Extremo	Tª4 °C	38.6	35.73	7.4352
Tª Entrada Aire	Tª5 °C		32.76	
Tª Salida Aire	Tª6 °C	38.4	33.81	11.9531
Tª Extremo Base	Tª7 °C	44.2	38.82	12.1719
Tª Salida Ventilador	Tª8 °C		31.2	
Temp Ambiente	T Amb °C		26.58	
Coef. convección	h J/KgK		21.88	
Potencia	W		53.6	
Tiempo de Ejecución	segundos		735.4	

Tabla. Resultados y comparativa de ejecución POVRAY-03

B.4 POVRAY 03 ICC

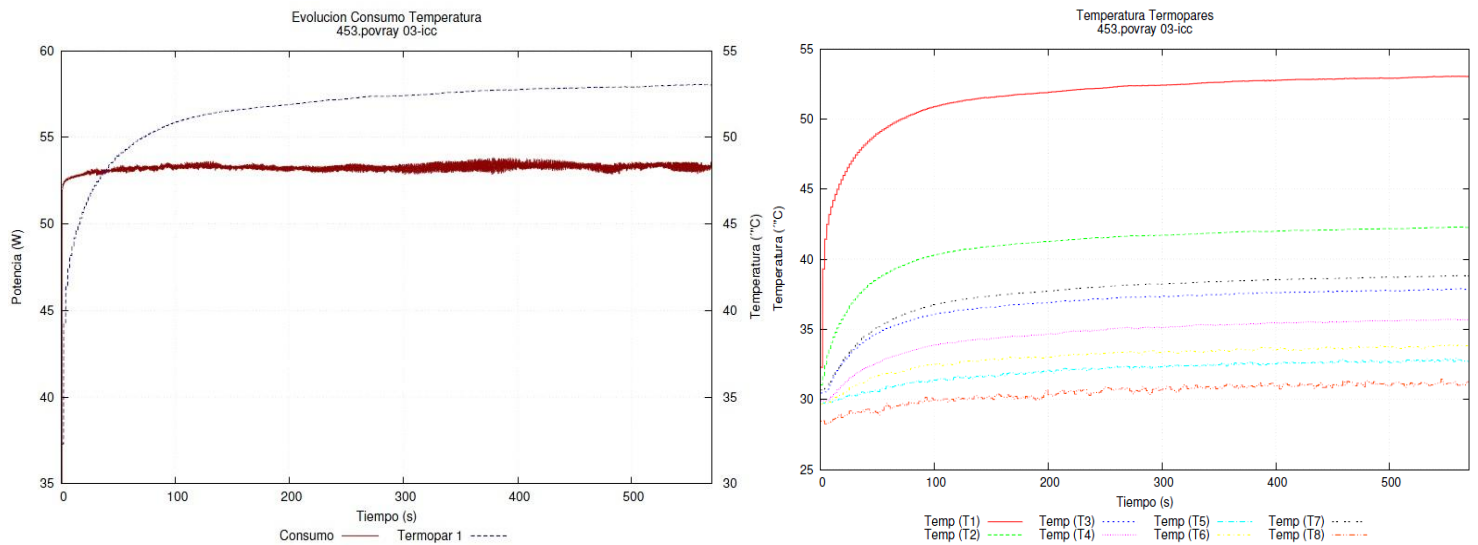


Figura B.4. Resultados de ejecución POV-Ray-03-icc

		POV-Ray-03-ICC		
		Modelo	Experimental	Error %
Tª Centro difusor	Tª1 °C	53.2	52.91	0.5451
Tª Zona media Base	Tª2 °C	45.8	42.15	7.9694
Tª Aleta Central	Tª3 °C	39.1	37.74	3.4782
Tª Aleta Extremo	Tª4 °C	38.4	35.58	7.3437
Tª Entrada Aire	Tª5 °C		32.70	
Tª Salida Aire	Tª6 °C	38.3	33.70	12.0104
Tª Extremo Base	Tª7 °C	44.1	38.69	12.2675
Tª Salida Ventilador	Tª8 °C		31.07	
Temp Ambiente	T Amb °C		26.43	
Coef. convección	h J/KgK		21.88	
Potencia	W		53.23	
Tiempo de ejecución	segundos		592.5	

Tabla. Resultados y comparativa de ejecución POV-Ray-03-icc

B.5 POVRAY 03 PROF

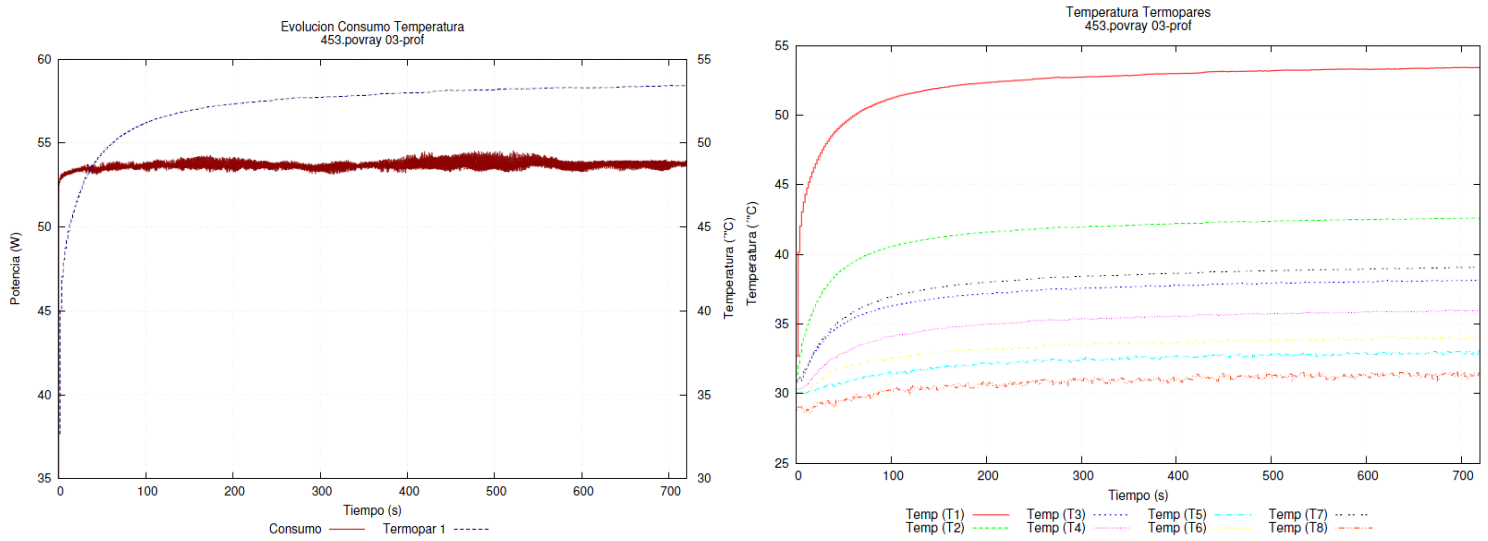


Figura B.5. Resultados de ejecución POVRAY-0-PROF

		POVRAY-03-PROF		
		Modelo	Experimental	Error %
Tª Centro difusor	Tª1 °C	53.5	53.28	0.4112
Tª Zona media base	Tª2 °C	46.0	42.46	7.6956
Tª Aleta Central	Tª3 °C	39.3	38.01	3.2824
Tª Aleta Extremo	Tª4 °C	38.7	35.82	7.4418
Tª Entrada Aire	Tª5 °C		32.82	
Tª Salida Aire	Tª6 °C	38.5	33.90	11.9480
Tª Extremo Base	Tª7 °C	44.3	38.91	12.1670
Tª Salida Ventilador	Tª8 °C		31.27	
Temp Ambiente	T Amb °C		26.71	
Coef. convección	h J/KgK		21.88	
Potencia	W		53.65	
Tiempo de ejecución	segundos		725.6	

Tabla. Resultados y comparativa de ejecución POVRAY-03-prof

B.6 CALCULIX

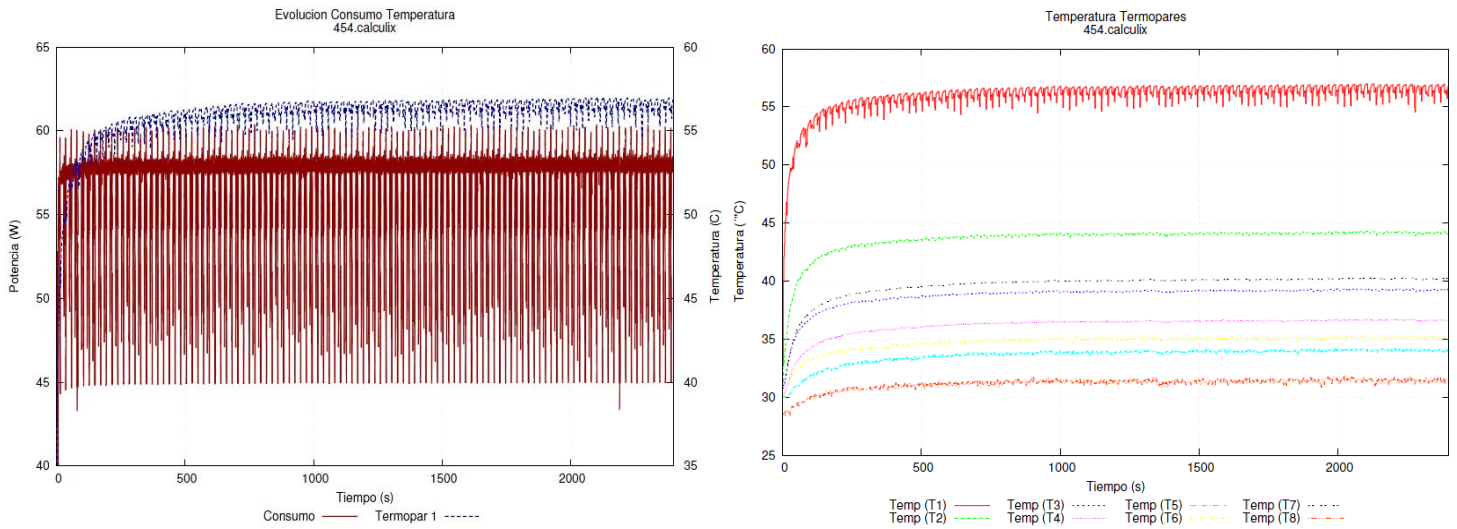


Figura B.6. Resultados de ejecución CALCULIX

		CALCULIX		
		Modelo	Experimental	Error %
Tª Centro difusor	Tª1 °C	56.3	56.82	0.9150
Tª Zona media base	Tª2 °C	48.3	44.18	9.3255
Tª Aleta Central	Tª3 °C	41.4	39.25	5.477
Tª Aleta Extremo	Tª4 °C	39.5	36.66	7.7469
Tª Entrada Aire	Tª5 °C		34.04	
Tª Salida Aire	Tª6 °C	40.2	35.25	14.0430
Tª Extremo Base	Tª7 °C	46.4	40.2	15.4230
Tª Salida Ventilador	Tª8 °C		31.58	
Temp Ambiente	T Amb °C		28.4	
Coef. convección	h J/KgK		21.88	
Potencia	W		57.68	
Tiempo de ejecución	segundos		2459.7	

Tabla. Resultados y comparativa de ejecución CALCULIX

B.7 LBM

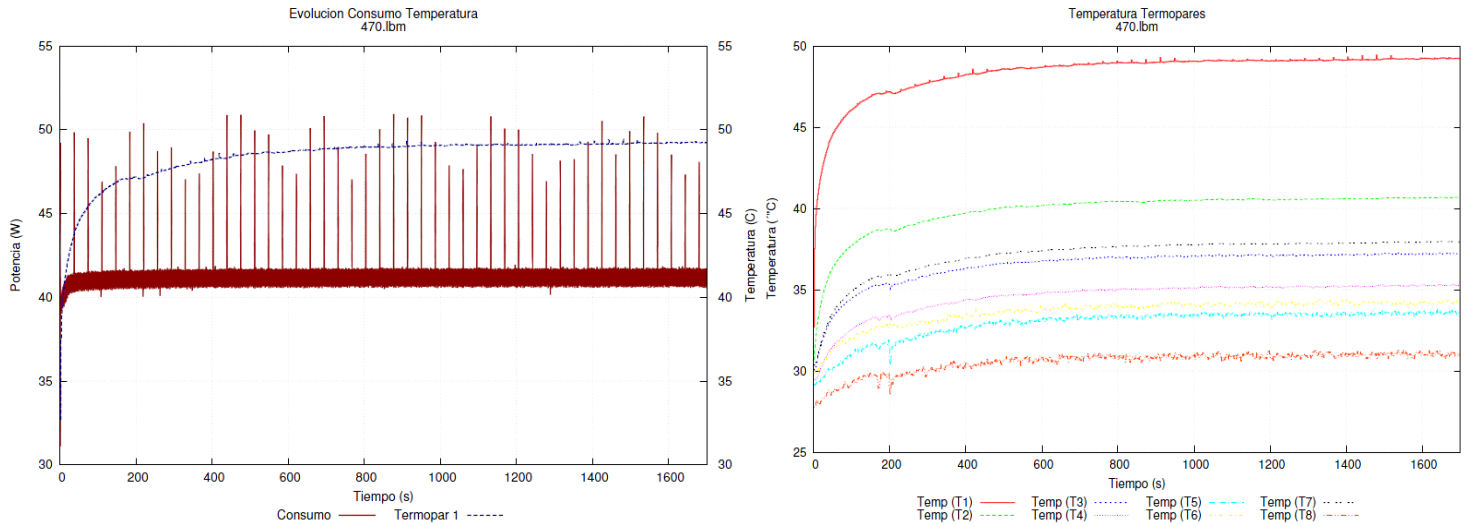


Figura B.7. Resultados de ejecución LBM

		LBM-02		
		Modelo	Experimental	Error %
Tª Centro Difusor	Tª1 ºC	49.4	49.21	0.3861
Tª Zona media base	Tª2 ºC	43.7	40.57	7.7151
Tª Aleta Central	Tª3 ºC	37.3	37.15	0.4038
Tª Aleta Extremo	Tª4 ºC	36.8	35.22	4.4861
Tª Entrada Aire	Tª5 ºC		33.55	
Tª Salida Aire	Tª6 ºC	37.9	33.95	11.635
Tª Extremo Base	Tª7 ºC	36.7	37.87	3.09
Tª Salida Ventilador	Tª8 ºC		31.06	
Temp Ambiente	T Amb ºC		27.77	
Coef. convección	h J/KgK		21.86	
Potencia	W		41.28	
Tiempo de ejecución	segundos		1712.1	

Tabla. Resultados y comparativa de ejecución LBM

B.8 CONCLUSIONES DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

El principal objetivo de la realización de las medidas era el corroborar que nuestro modelo era preciso para distintas potencias disipadas y tiempos de ejecución. Además se quería poner de manifiesto que se trataba de un modelo "*fino*", es decir, sensible para cambios mínimos de consumos. Este último hecho se pone de manifiesto en las medidas realizadas con el programa POVR-RAY. En las medidas realizadas con este programa con diversas optimizaciones y compiladores se observan cambios mínimos de potencia disipada y de temperaturas. Nuestro modelo reacciona ante los cambios mínimos ya que no se observan cambios significativos entre los errores.

La elección de LBM se hizo puesto que era el programa que menor potencia consumía, en concreto con el nivel de optimización 02. Nuestro modelo también reacciona ante una bajada brusca de potencia consumida y de temperaturas en los puntos de disipación. Sin embargo, en la ejecución de CALCULIX, que proporcionaba los mayores consumos, si se observa un ligero incremento en los errores, aunque no llegan a ser muy significativos.

Lo más significativo de los resultados y en lo que coinciden todos ellos es que a medida que nos alejamos del centro del procesador, los errores aumentan. Este hecho es debido a que la transmisión de calor real no es tan perfecta como la teórica. En la realidad hay mas diferencia de temperaturas entre el centro y el extremo de la base del difusor que la que hay en los resultados del modelo. Si la transmisión fuese perfecta (coeficiente de conducción infinito), todo el evacuador estaría a la misma temperatura . Este hecho corrobora la situación más ideal del modelo teórico tenido en cuenta con respecto a la real.